



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA**

**CARACTERIZACIÓN DE UNA TRANSMISIÓN FLEXIBLE
Y DIMENSIONAMIENTO DEL TREN TRANSMISIÓN DE
POTENCIA DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO HÍBRIDO
PARA MÁXIMA EFICIENCIA**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE

DOCTOR EN INGENIERÍA
CAMPO DE CONOCIMIENTO DISEÑO MECÁNICO

P R E S E N T A

CUITLÁHUAC OSORNIO CORREA

TUTOR: DR. SAÚL SANTILLÁN GUTIÉRREZ



MÉXICO D.F.

AÑO 2006.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Kussul Ernst Mikhailovich

Secretario: Dr. Dorador González Jesús Manuel

1^{er.} Vocal: Dr. Carrera Bolaños Jorge

2^{do.} Vocal: Dr. López Parra Marcelo

3^{er.} Vocal: Dr. Santillán Gutiérrez Saúl Daniel

1^{er.} Suplente: Ramírez Reivich Alejandro

2^{do.} Suplente: Dr. Barba Pingaron Arturo

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

FACULTAD DE INGENIERIA UNAM

CIUDAD UNIVERSITARIA

D.F. MÉXICO

TUTOR DE TESIS:

DR. SAÚL SANTILLAN GUTIÉRREZ

FIRMA

DEDICATORIA

A mi Dios, Padre siempre bondadoso que con tantos dones inmerecidamente me ha colmado

A la Virgen Santísima, nuestra madre siempre amorosa

A mi amado padre Miguel

A mi amada madre María que siempre me ha impulsado en todo con amor

A mi amadísimo hijo Rolando que representa el don máspreciado de Dios

A mi esposa amada Emma compañera inseparable

A mis hermanos:

Lilia, Miguel, Isabel, Esther, Eréndira, Rafael, Rosita, Gerardo y Lupita que son mi sostén y compañeros en la vida a quienes amo entrañablemente

RECONOCIMIENTOS

Si escribiera en esta página una simple lista de personas que han contribuido académica y técnicamente a la realización de este trabajo, muy probablemente no estaría reconociendo todo el empeño y paciencia que me han dedicado cada uno de ellos durante las largas horas de trabajo que ha implicado el desarrollo de este trabajo. Su colaboración y dedicación ha representado una valiosa y desinteresada ayuda.

En primer lugar, agradezco a mi asesor principal, el Dr. Saúl Santillán. El, no sólo me guió en lo concerniente a la selección y desarrollo del tema, realmente, hubo momentos, en que casi me llevó “de la mano” cuando sentía que estaba metido en un universo de temas y posibles rutas para la investigación. Así, conforme se fue aclarando el panorama, su apoyo se hizo cada vez más necesario. Agradezco su disposición y entrega en su trayectoria magisterial y de investigación con sus estudiantes de los cuales me considero muy honradamente uno de ellos.

También quiero mencionar a mis demás asesores del comité tutorial: Dr. Jorge Carrera, Dr. Jesús Dorador, Dr. Marcelo López, Dr. Arturo Barba, Dr. Alejandro Ramírez y el Dr. Kussul. En ellos siempre encontré palabras de aliento y su consejo sabio respecto del tema de investigación.

Agradezco profundamente su apoyo desinteresado al Dr. Frederick Golden quien ha sido un mentor sabio y amigable en todo momento que lo he requerido. Sus puntos de vista, siempre valiosos me han impulsado en mi superación personal en todo aspecto.

Gracias a Ricardo Villarreal por su colaboración entusiasta y desinteresada en todo momento desde que lo conozco y en especial en esta investigación.

Gracias también al Ing. Santiago Martínez por su apoyo incondicional en este empeño que ha llegado a este feliz término.

Gracias a Lourdes Marín por su amistad e interés por que llevara este empeño a la meta fijada, la cual, sin su apoyo constante y desinteresado, no hubiera sido alcanzar.

TABLA DE CONTENIDOS

DEDICATORIA

RECONOCIMIENTOS

RESUMEN

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABLAS

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN 1

1.1 Antecedentes de la investigación

1.2 Problema de investigación

1.3 Pregunta de investigación.

1.4 Hipótesis

1.5 Justificación de la investigación

1.6 Metodología

1.7 Esquema de la tesis

1.8 Definiciones

1.9 Delimitaciones del alcance

1.10 Advisor

Resumen del capítulo

CAPÍTULO 2 EL TREN DE TRANSMISION DE POTENCIA 9

2.1 Introducción

2.2 Función del tren de transmisión de potencia

Resumen del capítulo

CAPITULO 3 CARACTERIZACIÓN DE LA TRANSMISIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL TTPH. METODOLOGÍA. 31

3.1 Introducción

3.2 Caracterización de la transmisión flexible

3.3 Modelado del tren de transmisión de potencia

3.4 Utilidad de la metodología

Resumen de capítulo

CAPÍTULO 4 CASO DE ESTUDIO 66

4.1 Introducción

4.2 Análisis del vehículo convencional

4.3 Análisis del vehículo simulado en Advisor

4.4 Estudio del vehículo hibridizado equipado con el tren de potencia propuesto TTPM y con la transmisión flexible.

4.5 Análisis comparativo	
4.6 Simulación del Prius	
4.7 Hallazgos obtenidos de este estudio	
4.8 Selección de los componentes eléctricos	
Resumen del capítulo	
CAPITULO 5 CONCLUSIONES	101
5.1 Introducción	
5.2 Conclusiones acerca de las preguntas de investigación o hipótesis	
5.3 Conclusiones sobre el problema de investigación	
5.4 Implicaciones para la teoría.	
5.6 Trabajo a futuro	
REFERENCIAS	107
APÉNDICE 1	
MEMORIA DE CÁLCULOS Y OBTENCIÓN DE GRAFICA EN EES	109
APÉNDICE 2	
RESULTADO DE LAS COMBINACIONES DE MOTORES TERMICOS Y ELECTRICOS	126
NOMENCLATURA	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Configuraciones de un VEH, serie y paralelo	2
Figura 2.1 Patrones de Manejo en ciudad UDDS (a) y Autopista HWFET (b) en los EU.....	10
Figura 2.2. Ciclo de aceleración	11
Figura 2.3.TTP longitudinal convencional con tracción trasera.....	12
Figura 2.4 TTP convencional con tracción delantera.....	12
Figura 2.5 Curvas típicas de potencia y Torque vs. Velocidad angular en un MCI.....	13
Figura 2.6 Configuración de una transmisión manual integrada por trenes compuestos de engranes para efectuar relaciones discretas de torque y velocidad angular.....	14
Figura 2.7 Diagrama de la velocidad del vehículo en relación con las rpm del MCI.....	14
Figura 2.8 Transmisión manual-automática.....	15
Figura 2.9. Tren planetario de engranes constituido por el engrane corona de dentado interior, el engrane sol, los planetas y el brazo porta-planetas. Se observa que dos elementos del tren pueden girar a velocidades diferentes por los dos grados de libertad con que cuenta el sistema.....	15
Figura 2.10 Relación de la velocidad del vehículo y la del MCI con el uso de una transmisión CVT.....	16
Figura 2.11 a Banda metálica del CVT.....	17
Figura 2.11 b. CVT con banda y poleas.....	17
Figura 2.12 Transmisión CVT VL 300 de Audi.....	17
Figura 2.13 CVT toroidal de doble reducción.....	18
Figura 2.14 TTPE con transmisión para mejor aprovechamiento de la potencia del ME.	18
Figura 2.15 Transeje del VE Ford ETX.....	19
Figura 2.16. TTPE simple, constituido sólo por dos Motores Eléctricos.....	19
Figura 2.17 Vehículo Eléctrico Experimental UIA 2003	20
Figura 2.18. Arquitectura de un VEH en serie.....	21
Figura 2.19. Arquitectura de un VEH en paralelo.....	21
Figura 2.20 TTPH del Toyota Prius.....	22
Figura 2.21 TTPH del Insight.....	24
Figura 2.22 ME de CD ultra delgado.....	24
Figura 2.23. TTPH del Nissan Tino Hybrid.....	25
Figura 2.24 Modelo del TTPH de Santero con tracción en las cuatro ruedas.....	28
Figura 3.1 Arquitectura de la transmisión flexible propuesta para el VEH.....	33
Figura 3.2 Configuración como VE o Híbrido en serie. Cambia de una a otra sólo con encender o apagar el MCI. El MCI no se conecta directamente a las ruedas.....	34
Figura 3.3 Al requerir mayor torque para acelerar, el MCI es asistido por el ME. Ambos se conectan directamente a las ruedas a través de la transmisión flexible.....	35
Figura 3.4 Cuando el vehículo se detiene, el MCI puede estar apagado o encendido cargando baterías.....	35
Figura 3.5 Modelado de la transmisión flexible en UGS [Unigraphics] empleado para la simulación del flujo de torque. Está constituida por TPE, CVT, MCI y ME.....	36
Figura 3.6. Diagrama de flujo de torque en la transmisión en modo paralelo.....	37

Figura 3.7 Representa una corrida con valores tentativos del TPPH para evaluar la influencia de cada variable en el sistema completo.....	39
Figura 3.8 Modelo de la transmisión en Working Model. Con él se evalúa el comportamiento del sistema al modificar en tiempo real cada variable asociada al diseño y el desempeño.	40
Figura 3.9 Diagrama de flujo del software TPPM para el análisis y caracterización de la transmisión flexible.....	40
Figura 3.10 La potencia en el diferencial disminuye cuando g_{rs} se acerca al valor de 4	43
Figura 3.11 La ω del diferencial no se ve afectada por el valor de g_{rs}	43
Figura 3.12 El torque en el diferencial es ligeramente mayor a medida que g_{rs} se acerca a 2.....	44
Figura 3.13 La ω del ME es mayor con g_{rs} cercana a 2.....	44
Figura 3.14 La fuerza en la banda es menor a medida que g_{rs} se acerca a 4.....	45
Figura 3.15 La potencia transmitida a la ruedas es mayor al incrementar el valor de g_c .	45
Figura 3.16 La ω transmitida a la ruedas es mayor al incrementar el valor de g_c	46
Figura 3.17 El torque en el diferencial es mayor para valores de g_c cercanos a 0.5.....	47
Figura 3.18 Si g_c se acerca a uno, la ω del ME aumenta considerablemente.....	47
Figura 3.19 El valor de g_c no influye en la fuerza de la banda del CVT de manera directa.....	48
Figura 3.20 Diagrama de flujo del programa TPPM.....	53
Figura 3.21 Diagrama de flujo y aplicación de la estrategia de control.....	54
Figura 3.22 Ciclo urbano UDDS. Velocidad del vehículo vs. Tiempo.....	55
Figura 3.23 Ciclo de autopista HWFET Velocidad del vehículo vs. Tiempo.....	56
Figura 3.24 Características de ciclo UDDS.....	56
Figura 3.25 Características de ciclo HWFET.....	56
Figura 3.26 La entrega del torque se puede hacer a velocidad y torque restringidos o se puede variar como una función de la velocidad del vehículo.....	57
Figura 3.27 El torque producido por el MCI en el ciclo y el producido por el ME. La suma de ambos debe cubrir los requerimientos del ciclo.....	58
Figura 3.28 Posición instantánea del CVT al funcionar el MCI.....	58
Figura 3.29 Valor instantáneo de la fuerza en la banda del CVT en el ciclo.....	59
Figura 3.30 Porcentaje de potencia que pasa por el CVT.....	60
Figura 3.31 Porcentaje de hibridización.....	60
Figura 3.32 Consumo acumulado de combustible en el ciclo.....	61
Figura 3.33 Consumo instantáneo en el ciclo.....	61
Figura 3.34 Energía disponible en el sistema para la recarga de la baterías mostrada por la línea azul. La línea roja denota el consumo de energía del ME.....	62
Figura 3.35 Frecuencia de recarga del banco de baterías en el ciclo.....	62
Figura 3.36 El MCI con la estrategia de control uno puede operar en puntos de velocidad angular fijos preestablecidos.....	63
Figura 3.37 Mapa de eficiencias del ME. Se indican puntos de operación en áreas de interés especial.....	64
Figura 4.1 Vehículo seleccionado para el caso de estudio. Pick-up Chrysler Ram 2000..	67
Figura 4.2 Mapa de eficiencias del motor Saturn 1.9 L 95 kW.....	68
Figura 4.3 Resultados de la simulación en ADVISOR en el ciclo UDDS para el VC....	69
Figura 4.4 Resultados de la simulación en ADVISOR en el ciclo HWFET para el VC en estudio.....	69
Figura 4.4 Mapa de eficiencias de la operación del MCI utilizado en la simulación del VC bajo estudio.....	69

Figura 4.5 Torque entregado por el MCI en el ciclo HWFET. TTPH/ TA_4.....	70
Figura 4.6 Velocidad angular del MCI en el ciclo HWFET. TTPH /TA_4.....	70
Figura 4.7 Características del vehículo.....	71
Figura 4.8 Parámetros de PNGV.....	71
Figura 4.9 Datos para la estrategia de control.....	72
Figura 4.10 Misión del vehículo.....	72
Figura 4.11 Criterios para selección de tren de potencia del VEH.....	74
Figura 4.12 Mapa de eficiencias del MCI 1.9 L TDI 67 kW.....	75
Figura 4.13 Mapa de eficiencias del ME PM-58.....	76
Figura 4.14 Superficie del consumo específico de combustible del MCI CI67 obtenida de la base de datos de ADVISOR. Se denota la zona de menor consumo de combustible.	77
Figura 4.15 Curva de torque y potencia óptima para cada velocidad angular del MCI.....	77
Figura 4.16 Combinación de torque y velocidad angular óptimos del MCI para máxima economía de combustible dentro del mapa de eficiencias.....	78
Figura 4.17 Seguimiento exitoso del ciclo HWFET por el vehículo analizado.....	78
Figura 4.18 Gráfica del torque entregado por el MCI en el ciclo. Al encender éste, se va a su punto de mejor eficiencia. Como referencia se muestra el ciclo también.....	79
Figura 4.19 Torque entregado por el ME en el ciclo para complementar el del MCI.....	79
Figura 4.20 Torque entregados por los motores simultáneamente en el ciclo.....	80
Figura 4.21 Gráfica del torque demandado por el ciclo y el entregado por los motores...	80
Figura 4.22 Diagrama del comportamiento del CVT en el ciclo HWFET.....	81
Figura 4.23 Zonas del mapa de eficiencias visitadas por el ME durante el ciclo. En promedio la velocidad angular se mantiene entre 250 y 350 rad/s para operar en zonas que son de alta eficiencia.....	82
Figura 4.24 De acuerdo a la estrategia de control 2 el MCI opera en la zona de mayor eficiencia a diferentes torques y velocidades angulares como se observa.....	82
Figura 4.25 Velocidad angular del MCI en el ciclo HWFET con rango de potencia de 24 a 43 kW. Se tienen cambios constantes en la velocidad de operación del motor....	83
Figura 4.26 La velocidad angular del MCI es más regular en el ciclo HWFET con rango de potencia de 55 a 60 kW según la estrategia de control 1.....	83
Figura 4.27 La fuerza en la banda del CVT se mantiene en niveles de 1000 a 1700 N. Estos valores están en rango para los CVT's convencionales.....	84
Figura 4.28 Equilibrio de potencias en el sistema.....	85
Figura 4.29 Demanda máxima de energía del ME en el ciclo.....	85
Figura 4.30 Recarga de las baterías en el ciclo.....	86
Figura 4.31 Consumo acumulado de combustible en el ciclo.....	86
Figura 4.32 Cumplimiento del ciclo de ciudad UDDS.....	87
Figura 4.33 En el ciclo urbano se tiene menor demanda de torque del MCI...88	
Figura 4.34A En el ciclo urbano se tiene mayor demanda de torque y potencia del ME..	88
Figura 4.34B Puntos de operación del ME en el ciclo urbano con mayor dispersión. Operación más frecuente.....	89
Figura 4.36 El MCI opera como un esclavo generador de potencia.....	89
Figura 4.37 El grado de hibridización del TTPH es cercano a uno la mayor parte del tiempo en el ciclo UDDS. Esto se debe a que el TTPH opera en modo eléctrico e híbrido en serie.....	90
Figura 4.38 Desempeño del vehículo en el ciclo de aceleración CYC_0-100.....	91
Figura 4.39 Mapas de eficiencia de los motores desarrollando su máxima potencia en el ciclo de aceleración. Torque del ME 400 N-m, velocidad angular de 0 a 350 rad/s. Operación del MCI en zona de alta eficiencia.....	91

Figura 4.40 Comportamiento del ciclo de máxima velocidad CYC_250 para evaluar el desempeño del vehículo a velocidades intermedias y a máxima velocidad.....	92
Figura 4.41 Recorrido del vehículo en los primeros 5 segundos en el ciclo cyc_250....	93
Figura 4.42 Rendimiento de combustible del Prius en el ciclo HWFET con la estrategia de control 1. La potencia varía de 20 000 a 21000 watts.....	94
Figura 4.43 Rendimiento de combustible del Prius en el ciclo UDDS con la estrategia de control 1. La potencia varía de 21 a 20 000 watts.....	95
Figura 4.44 Arquitectura resultante del vehículo del caso de estudio analizado	100

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 Características del VC transformado a VE.....	20
Tabla 3.1. Datos para el modelo de la transmisión flexible.....	41
Tabla 3.2 Valores de la transmisión al variar g_rs de 2 a 4 en el rango del CVT de 1 a 3.	42
Tabla 3.3 Resultados de la simulación	50
Tabla 4.1 Datos de desempeño proporcionados por el fabricante de acuerdo a pruebas en un ciclo combinado de ciudad y carretera FTP75.....	.67
Tabla 4.2 resultado del desempeño del vehículo pick-up Dodge Ram de acuerdo a los parámetros de PNGV	68
Tabla 4.3 Resumen resultados de ADVISOR para el TTPH FC_CI67/PM_58/TA_4.....	70
Tabla 4.4 Valores posibles de las variables de la transmisión en los rangos de g_c de 0.5 a 1 y de g_fd de 3 a 4	73
Tabla 4.5 Resultados del desempeño de las combinaciones de motores en la simulación.....	75
Tabla 4.6 Resumen de resultados del desempeño del TTPH con transmisión flexible en los ciclos UDDS y HWFET con la estrategia de control 2	90
Tabla 4.7 Resultados de la simulación del Prius Japan en ADVISOR.....	93
Tabla 4.8 Resultados de la simulación del Prius Japan en el software TTPM.....	94
Tabla 4.9a Resultados comparativos de los datos del fabricante del vehículo convencional y de las simulaciones en ADVISOR del vehículo convencional equivalente.....	96
Tabla 4.9b Resultados comparativos de los datos de la simulación del vehículo hibridizado bajo estudio con TA de 4 velocidades en ADVISOR y de las simulaciones del vehículo equivalente con la transmisión flexible en TTP.....	96
Tabla 4.10 Especificaciones del ME y el inversor.....	98
Tabla 4.11 Especificaciones de un paquete de baterías de 28 Ah de NiMH	99

RESUMEN

En este trabajo describo y propongo un procedimiento para diseñar la transmisión y en general dimensionar los componentes del tren de transmisión de potencia de un vehículo eléctrico híbrido. Diseño una estrategia de control por medio de la cual se puede administrar y regular la potencia y el torque producidos por el motor de combustión interna y el motor eléctrico para obtener la máxima eficiencia posible del sistema de acuerdo a la misión y características del vehículo. Analizo las variables de diseño de una transmisión flexible propia para un vehículo eléctrico híbrido y a partir de ella dimensiono los demás componentes del tren de transmisión de potencia para lograr la máxima economía de combustible. Mediante un software específico, basado en Matlab, obtuve simulaciones del comportamiento del tren de transmisión de potencia en ciclos de manejo estandarizados que permiten evaluar la respuesta del sistema a cambios en cada variable implicada en el diseño. Analicé un caso de estudio en el cual diseñé la transmisión y el tren de potencia para un vehículo eléctrico híbrido con configuración serie-paralelo. Obtuve rendimientos que duplicaron la economía de combustible que tiene el vehículo convencional original. Constaté que los motores de combustión interna del tipo Turbo Diesel de Inyección tienen una respuesta adecuada en el tren híbrido en un rango de torque y potencia más amplio que el motor a gasolina. Comprobé que la estrategia de control debe estar íntimamente ligada al diseño de la transmisión y la misión del vehículo. Con ello logré hacer operar al motor eléctrico y al motor térmico en sus zonas de máxima economía de operación de acuerdo a sus mapas de eficiencias.

ABSTRACT

An important requirement for the configuration of a hybrid electric vehicle is to design the power train so that power and torque delivered by the electrical motor and the internal combustion engine are optimized to give the maximum efficiency compatible with the mission and characteristics of the vehicle. This allows an energy saving and diminishes the amount of polluting gases. This document develops a theoretical framework for designing a flexible transmission and the complete power train configuration. The resulting designs are analyzed and simulated using Matlab and typical cases are presented. The computational tools are useful for evaluating transmission designs and for sizing components of the power train. Emphasis is placed on optimizing the flow of power and torque. The proper value of the transmission variables and the size of the power train components are obtained to maximize fuel economy. A case study is presented of the transmission and power train for a hybrid electrical vehicle with series-parallel configuration which doubles the fuel economy with respect to that of the original conventional vehicle. The torque and power response of a hybrid power train using a Turbo Diesel Injection internal combustion engine is compared with the same power train using a gasoline engine. The results show a clear advantage for the Diesel engine. Since the control strategy is intimately bound to the transmission design and vehicle mission, the computational methods are formulated to allow evaluation of different control strategies. A control strategy is defined which permits the electrical motor and the thermal engine to operate in their zones of maximum fuel economy as determined by their efficiency maps.

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes de la investigación

La necesidad de tener vehículos cada vez más eficientes en el consumo de combustible y de reducir el nivel de los gases contaminantes que se apeguen a estándares rigurosos [EPA, Environmental Protection Agency], [CAFE, Corporate Average Fuel Economy] así como la satisfacción de las demandas de los consumidores ha dado origen a nuevas tecnologías en la producción de autos que no sólo alcancen los estándares mencionados sino que los excedan. La manera de hacer frente a estos retos ha sido instrumentando nuevas tecnologías en la configuración de los trenes de transmisión de potencia **TTP** y sus componentes específicos como son los motores y las transmisiones.

1.1.1 El tren de transmisión de potencia

Los vehículos convencionales cuentan con una capacidad ilimitada en lo referente a la autonomía de recorrido y sus costos son accesibles en general. Cuentan con un motor de combustión interna el cual desarrolla un torque dinámico **T** de aproximadamente 7:1 y un rango de velocidad de rotación ω de 9:1 [Kluger 2000]. El motor de combustión interna en un TTP convencional debe variar sus condiciones de operación continuamente para obtener la velocidad deseada del vehículo en respuesta a las condiciones cambiantes del camino. La transmisión permite establecer un cierto equilibrio entre el motor de combustión interna **MCI** y las condiciones del camino, al modificar la relación $T-\omega$; sin embargo, esto se hace de manera discreta, provocando transitorios en la demanda de potencia en el sistema. De esta manera se provoca la elevación del consumo de combustible y el nivel de los contaminantes innecesariamente. Tanto los MCI como las transmisiones han incorporado sistemas de control que los han hecho más eficientes. Por ejemplo, en los MCI se controla el grado de avance en el encendido, la cantidad de combustible introducida a la cámara de combustión por los inyectores y se sensan variables para que el sistema de control regule el tiempo de apertura de las válvulas del MCI. Así mismo en la transmisión se controlan las variables para tener más uniformidad en la demanda de energía al MCI y responder adecuadamente a los requerimientos del operador.

Otra alternativa para impulsar un vehículo de manera limpia y eficiente la constituyen los trenes de transmisión de potencia eléctricos **TTPE** de cero emisiones que integran los vehículos eléctricos **VE**. Estos vehículos hacen su aparición casi a la par que los equipados con MCI. Alcanzan pares de torsión suficientes así como velocidades adecuadas que satisfacen las demandas de los consumidores. Su deficiencia radica principalmente en la corta distancia recorrida de manera autónoma así como el peso intrínseco de sus componentes. Se han hecho desarrollos importantes tratando de mejorar la densidad de energía almacenada en las baterías. Se han logrado buenos resultados con las baterías de

NiMH Níquel Metal Hidruro [D.A.J. Rand]; sin embargo, todavía se requieren mayores avances tecnológicos para ser usados de manera regular por el ciudadano común.

A partir de los años 90 se ha dado auge a la tecnología de los vehículos Eléctricos Híbridos **VEH** los cuales surgen como una opción de transición entre los vehículos convencionales **VC** y los **VE**.

Un VEH tiene un tren de transmisión de potencia híbrido **TTPH** en el cual la energía de propulsión puede transmitirse a las ruedas por al menos dos dispositivos de conversión de energía (por ejemplo MCI, turbina de gas, motor Sterling, motor eléctrico **ME**, motor hidráulico, celda de combustible) los cuales extraen la energía de al menos dos tipos de almacenadotes de energía (por ejemplo tanque de gasolina, baterías, volante de inercia, supercapacitores, tanques de aire a presión, etc.). Al menos una de las rutas a lo largo de las cuales la energía fluye desde su dispositivo de almacenamiento hacia las ruedas es reversible mientras que al menos otra ruta es irreversible [IEAHEV].

En el caso del VEH que nos ocupa llamado ‘Thermal Hybrid-Electric’, el dispositivo de almacenamiento de energía irreversible es un tanque de gasolina cuya energía es entregada al MCI el cual la transforma en energía mecánica; el motor eléctrico **ME** es el convertidor de energía reversible mientras que el dispositivo de almacenamiento de energía reversible es un banco de baterías. Este TTP avanzado libera la energía de manera modulada mediante el uso de una ‘Transmisión Flexible’ entre las dos fuentes al permitir que se utilicen ambas a la vez o cada una por separado. Con esto se logra una alta economía de combustible la cual es mayor que la que proporcionaría cada fuente por separado. La premisa detrás de los VEH es minimizar el consumo de combustible de acuerdo a los objetivos de manejo del vehículo, haciendo que cada uno de estos subsistemas trabaje en sus zonas de máxima eficiencia. Con este TTP es posible tener un frenado regenerativo que se presenta cuando la energía del frenado se transforma en energía eléctrica por medio del **ME**.

La configuración de los componentes en el Tren de Transmisión de Potencia Híbrido TTPH puede tener un arreglo serie, paralelo y una combinación de ambos, el serie-paralelo, figura 1.1.

El arreglo serie ha generado poco interés de los fabricantes de automóviles dada la ineficiencia inherente a las varias transformaciones de energía que implica el flujo de potencia desde el motor de combustión interna hasta las ruedas. El arreglo en paralelo es más complejo en su configuración mecánica y de control pero tiene las ventajas de la versatilidad y mayor eficiencia.

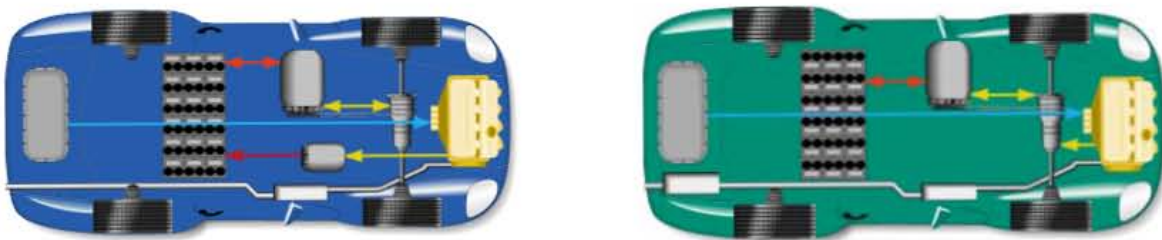


Figura 1.1 Configuraciones de un VEH, serie y paralelo

1.1.2 La transmisión

La transmisión juega un papel muy importante en la distribución de la energía. A ella se conectan como entradas los motores eléctricos, el motor de combustión interna y a través de ella se da salida a las ruedas para impulsar al vehículo y al generador para recargar las baterías. Mediante la transmisión se desacopla la relación $T-\omega$ del MCI permitiéndole operar independientemente de las condiciones del camino. Se requiere que esta transmisión sea versátil, flexible y muy eficiente. En ella se tiene centrado el control mecánico para la distribución adecuada el flujo de energía entre todos los componentes.

Los trenes de transmisión de potencia híbridos han cambiado radicalmente los requerimientos del MCI y de la propia transmisión. Mediante ella se regula la energía que proviene del MCI haciendo que éste trabaje como un esclavo generador de potencia en su punto de máxima eficiencia; se suma o se resta la energía proveniente del motor eléctrico cuando trabaja como fuente o sumidero de potencia. Permite el flujo de potencia del MCI hacia las ruedas o hacia el generador para cargar las baterías o ambas funciones a la vez.

En este trabajo se hace especial énfasis en que con esta transmisión flexible es posible conectar y desconectar el MCI, conectar o desconectar el ME para sustituir o asistir al MCI. Se establece como premisa fundamental la obtención de energía del MCI en su zona de máxima eficiencia y, con la selección adecuada de sus variables de diseño, se establece el mejor balance entre el torque y la velocidad angular del sistema.

El reto principal es la integración del sistema. Todos los componentes del TTPH deben ser cuidadosamente seleccionados y coordinados por el sistema de control para maximizar los beneficios individuales y contribuir al comportamiento óptimo global. Dado que la energía se convierte de una forma a otra a cada momento, una considerable parte de ella se pierde. Se requiere entonces una optimización sistémica acompañada de un diseño apropiado de la estrategia de control [J Brace 1998].

1.2 Problema de investigación

Al diseñar el TTPH de un VEH se enfrenta a la decisión de qué configuración será la más adecuada, tipo serie o paralelo para cumplir la misión del vehículo. Habrá que especificar los motores y sus dimensiones, la transmisión, la estrategia y el control que conformen el TTPH más adecuado.

El objetivo principal de esta investigación es analizar la mejor configuración del TTPH, constituido por el MCI, el ME y el generador todos ellos conectados a la transmisión. Su diseño para mínimo consumo de combustible y la satisfacción de las demandas establecidas en la misión del vehículo.

Se quiere saber de qué manera y en qué proporción la arquitectura y dimensionamiento de la transmisión facilitan el flujo adecuado y oportuno del torque y la potencia, ambos proporcionados por los motores que al operar en sus zonas de máxima eficiencia, cumplan con las metas arriba mencionadas. Y cómo la selección de la transmisión afecta el dimensionamiento del TTPH como un todo.

1.3 Pregunta de Investigación.

La contribución de este trabajo se puede resumir en la respuesta a las siguientes preguntas:

¿La transmisión y su desempeño rigen el adecuado funcionamiento del TTPH?

Si el diseñador utiliza a la transmisión como el componente central del TTPH, ¿Cuáles son las características y variables de ésta que influyen de manera decisiva en el dimensionamiento de los demás componentes del TTPH para que éste opere con la mayor eficiencia en un vehículo específico?

Al definir la misión del vehículo y probarla en los ciclos de manejo se establecen las prestaciones solicitadas a la transmisión. ¿Con ello se puede seleccionar el MCI y el ME que se desempeñen mejor para el suministro del torque y la potencia en zonas de mayor eficiencia definida por sus mapas?

1.4 Hipótesis

Una transmisión formada por un CVT (Continuously Variable Transmission) y un tren planetario de engranes TPE proporciona la suficiente flexibilidad para operar a las fuentes de energía de un VEH: MCI y ME en sus zonas de máxima eficiencia bajo cualquier condición de demanda del camino.

Al caracterizar los parámetros de la transmisión se pueden seleccionar éstos y adaptarlos a las características de los demás componentes del TTPH para cumplir con las condiciones de desempeño del vehículo establecidas de acuerdo a su misión preestablecida.

Con una estrategia de control bien diseñada para operar el TTPH se puede obtener el mejor rendimiento de cada componente y alcanzar un óptimo global del sistema.

1.5 Justificación de la investigación

Como se mencionó, la industria de la transportación requiere vehículos más eficientes con menor consumo de combustible y menores niveles de contaminación. Es necesario poner al alcance de los consumidores esos vehículos a costos accesibles. Los TTPH centrados en la transmisión constituyen una opción viable que debe ser desarrollada más profundamente para el logro de las metas mencionadas. Normalmente los ingenieros de diseño definen una plataforma genérica de vehículos y la van cambiando según la misión de un vehículo particular. Se modifica el MCI para adaptarlo a nuevas circunstancias específicas por ejemplo si el vehículo será para transporte de personas o de mercancías. En el caso de las transmisiones, éstas son adaptadas modificando mínimamente sus características. En general se ha minimizado el papel de éstas en el desempeño total del TTP [Kluger Michel 2000]. En los VEH el TTP debe diseñarse de manera integral para que cada componente desempeñe su función al límite buscando su mejor desempeño.

Se propone el análisis de una transmisión flexible con una configuración novedosa la cual es el punto de partida y el centro del diseño del TTPH. Este enfoque permite desarrollar una estrategia de control de acuerdo en la misión del vehículo y la respuesta global del sistema de manera óptima.

1.6 Metodología

Primeramente se hace un estudio completo de los componentes que debe tener la transmisión para ser flexible y capaz de regular el flujo del torque y potencia de los motores y la demanda solicitada en las ruedas. Se especifican las variables de diseño y se establece su influencia sobre el desempeño de los demás componentes del TTPH para el logro de la misión del vehículo y la mejor economía de combustible del sistema. En este trabajo se lleva a cabo la simulación de la transmisión con una arquitectura definida que le da la característica de flexibilidad deseada [Anderson 2000]. Una vez establecidas las variables y sus valores tentativamente más adecuados, se corre la simulación de la transmisión hasta llegar a los valores que mejor distribuyen el torque y la potencia para cubrir los requerimientos del vehículo. Por ejemplo, si se requiere tener un vehículo con mayor capacidad de pendiente o uno que alcance mayor velocidad o aceleración. Se procede posteriormente a dimensionar el motor eléctrico y el de combustión interna en base a su contribución de torque y potencia requeridos por la misión del vehículo y en concordancia con la estrategia de control basada en la transmisión. Esta se diseña para el logro de alta economía de combustible y menor grado de contaminantes emitidos. Se toma en cuenta el desempeño de los motores de acuerdo a sus mapas de eficiencia.

La herramienta de simulación creada es de gran utilidad al diseñador ya que en poco tiempo puede indagar las respuestas del sistema a cambios importantes en el TTPH. Con ello logra rapidez en sus análisis y el proyecto final es más económico ya que sólo se procede a la integración física de los componentes cuando hay certeza en el comportamiento del sistema proporcionado por la simulación.

Se analiza el desempeño del vehículo original de acuerdo a las especificaciones del fabricante. Este mismo vehículo se simula en ADVISOR® para probar a la vez la capacidad de este software de reproducir el comportamiento real del vehículo. Ya que se comprueba la validez de este software, se modela el vehículo con un TTPH seleccionado que toma en cuenta la potencia real requerida y disponible en ciclos de manejo estandarizados.

Para el análisis del desempeño del TTPH equipado con la transmisión flexible, se crea un software diseñado especialmente para hacer la caracterización de la transmisión. Posteriormente, con el software, se prueba el desempeño del TTP el cual toma en cuenta la eficiencia de los motores enlazados por medio de la transmisión.

En el modelo, se van cambiando valores de las variables del sistema hasta llegar a los que propician mejor desempeño el cual se refleja principalmente en la economía de combustible para una misión específica dentro de un ciclo de manejo preestablecido común. Se obtienen gráficas de las variables críticas que miden el desempeño del vehículo. En ellas es posible ver de conjunto el desempeño de las variables de interés.

1.7 Esquema de la tesis

Capítulo 1 Introducción

En el capítulo 2 se describe la configuración detallada de la arquitectura de los VEH como son el arreglo serie, paralelo y serie-paralelo. Se enumeran y comentan los diseños ya existentes conjuntamente con sus ventajas y desventajas. Se plantea el área de oportunidad para la presente investigación. En el capítulo 3 se propone un método para analizar con todo detalle los componentes de la transmisión y así establecer su

influencia en el comportamiento global del flujo de potencia y balance de los pares de torsión en el TTPH. Se trata de encontrar el mejor equilibrio de los mismos en base a la misión propuesta para el vehículo. Se describe y explica también el funcionamiento del software desarrollado especialmente para este análisis basado en Matlab® y la estrategia seguida en su construcción para lograr los objetivos para los cuales se proyectó. Se toma como referencia la base de datos incluida en Advisor® para los MCI y los ME; se crea una secuencia de operaciones que permiten ir balanceando el sistema en base a criterios definidos donde se resaltan principalmente el torque y la potencia de los motores así como el grado de hibridización logrado y el ahorro de combustible. Todo esto se fundamenta en hacer que los motores tanto eléctrico como de combustión interna operan la mayor parte del tiempo en sus zonas de máxima eficiencia.

Capítulo 4, caso de estudio. La selección parámetros de la transmisión originados en el capítulo 3 como son la relación de reducción en el tren planetario y tren simple así como en el CVT se materializan en este capítulo. Se determinan, en base a la misión del vehículo, las características de los motores eléctrico y térmico de encendido por chispa o por compresión. Se toman como criterios de evaluación la economía de combustible, el flujo de torque por el CVT, el grado de hibridización, zonas de trabajo de los motores así como la capacidad de adherencia a los ciclos urbano **UDDS** (Urban Dynamometer Driving Schedule) y de carretera **HWFET** (High Way Fuel Economy Test) y los criterios de rendimiento propuestos por **PNGV** (Partners of a New Generation of Vehicles). Estos resultados se comparan con los obtenidos del vehículo convencional original simulado en Advisor® y con la ficha técnica del fabricante del vehículo. Finalmente, se simula un VEH comercial con el software creado **TTPM** (Transmisión de Torque y Potencia Modulados) y equipado con la transmisión propuesta. Los resultados obtenidos sirven como validación del software y de la funcionalidad y eficiencia de la transmisión propuesta.

Un recuento de los logros y resultados de este trabajo se lleva a cabo en el capítulo 5. Se proponen algunas alternativas para continuar con la presente investigación. Estas pueden ser de campo, construyendo un banco de pruebas y validando lo aquí analizado. El desarrollo y propuesta de mejores estrategias de control tomando en cuenta que la eficiencia del sistema no depende sólo de la eficiencia individual de los componentes sino de cómo hacerlos funcionar en conjunto de la manera más eficiente.

1.8 Definiciones

VEH: Un Vehículo Eléctrico Híbrido tiene un TTP en el cual la energía de propulsión puede transmitirse a las ruedas por al menos dos dispositivos de conversión de energía los cuales extraen la energía de al menos dos tipos de almacenadotes de energía.

TTP: Tren de transmisión de potencia (power train)

TTPH: Tren de transmisión de potencia híbrido

CVT: Transmisión continuamente variable (continuously variable transmission)

1.9 Delimitaciones del alcance

Definir una transmisión flexible con parámetros precisos para adaptarse a una misión específica que tome en cuenta las regulaciones de economía de combustible propuestas por la EPA.

Proponer y analizar estrategias de control para el mejor aprovechamiento de los componentes de TTPH.

Diseñar e instrumentar un software que permita, en base al parámetro de economía de combustible, seleccionar los parámetros de una transmisión flexible que integrada con los demás componentes del TTPH cumpla una misión específica asignada a un vehículo eléctrico híbrido dado.

El trabajo se enfoca a la caracterización de los parámetros de una transmisión propia para un vehículo eléctrico híbrido con flexibilidad para permitir la compatibilización de los componentes del tren de potencia. Se presenta un caso de estudio que permiten seguir paso a paso el procedimiento para llegar a los valores más adecuados del dimensionamiento de sus componentes para obtener el mejor balance de los pares de torsión y el flujo de la potencia entre los componentes del TTPH. Este procedimiento le permitirá al diseñador comprender el balance que debe haber entre todos los requerimientos del sistema para así dimensionar apropiadamente cada componente haciendo énfasis en particular en la economía de combustible.

Los engranes y demás componentes de la transmisión se consideran idealmente sin pérdidas para tener más generalidad.

El estudio de caso estará basado en el análisis de un TTPH implementado en un vehículo tipo pick-up.

1.10 ADVISOR (ADvanced VehIcle SimulatOR) [ADVISOR 3.2]

Este es un software de simulación para vehículos en el cual se puede analizar el comportamiento de vehículos con TTP convencional, eléctrico e híbrido. Este software fue desarrollado por la NREL (National Renewable Energy Laboratory) y estuvo disponible de manera generalizada hasta el año 2002.

Por medio de ADVISOR se simula el comportamiento y respuesta de los componentes del vehículo en un ciclo de manejo. El ciclo de manejo se representa por una gráfica de la velocidad del vehículo en función del tiempo. En la simulación se usan modelos matemáticos y gráficos de los componentes para predecir el desempeño, economía de combustible y nivel de emisiones de un vehículo.

ADVISOR usa modelos para MCI, ME, transmisiones y celdas de combustible. A cada componente del modelo se le solicita un torque y una velocidad angular y la velocidad angular y el torque alcanzado se transmiten al siguiente componente del modelo. Por ejemplo, en el ciclo se requiere un determinado torque y velocidad angular en las ruedas, del modelo de las ruedas se transfieren los datos del torque requerido al modelo del diferencial, de éste se transmite la información a la transmisión, de la transmisión a los motores, los cuales responden con determinada aceleración para apegarse a lo requerido por el ciclo. Así a cada instante se va actualizando la información a medida que se recorre el ciclo. Estos modelos contienen el componente de eficiencia. Esta es constante para componentes simples y se utilizan tablas de búsqueda para componentes más complejos como es el caso de los motores eléctricos y térmicos.

ADVISOR también incluye modelos de redes neuronales para sistemas de almacenamiento de energía para varios tipos de baterías. Se puede incluir también la opción de agregar cargas adicionales al MCI para refinar el modelo a simular.

Algunos modelos de MCI de ADVISOR incluyen información sobre las emisiones obtenidas en pruebas de dinamómetro con datos interpolados linealmente para dar el dato del torque a una velocidad angular dada.

Resumen del capítulo

En este capítulo se establecieron las bases para la investigación. Se introdujo el problema de investigación, las preguntas de investigación y la hipótesis. Después se justificó la investigación, se presentaron las definiciones, se describió brevemente la metodología y se justificó, se esquematizó el reporte y se fijaron las limitaciones. Con estas bases, el reporte continúa con una detallada descripción de la investigación.

CAPÍTULO 2

EL TREN DE TRANSMISION DE POTENCIA

2.1 Introducción

En esta sección se describe el funcionamiento de los trenes de transmisión de potencia tradicionales usados en VC, VE y los más avanzados, los de los VEH a los cuales llamaremos TTPH. Se analizan las ventajas y desventajas de los TTPH de los VEH comerciales y los prototipos así como de las propuestas de diseño y configuración del TTPH hechas por los investigadores del tema y demostradas en software de simulación. Se destacan las características importantes que hacen de un TTPH y su transmisión los elementos idóneos para el manejo de la potencia de acuerdo a prestaciones definidas y la obtención de mayor economía de combustible.

El objetivo de aumentar la economía de combustible en un vehículo se ha enfrentado desde todas las perspectivas posibles como son la mejora en la eficiencia de los motores de combustión interna y en el caso de los híbridos también con la mejora en el desempeño de los motores eléctricos. Así mismo esto se ha logrado con el uso de nuevos materiales más ligeros y con perfiles más aerodinámicos. Para lograr mayores ahorros en el consumo de combustible se han empezado a desarrollar áreas donde las mejoras son más costosas. La eficiencia de la transmisión se destaca como una meta particularmente significativa. La integración del TTP es por lo tanto pieza clave para lograr las metas señaladas; su grado de complejidad se ha ido incrementando para cumplir con los requerimientos del desempeño del vehículo como son la aceleración, la velocidad máxima y la capacidad de pendiente y al mismo tiempo tener alta economía de combustible y menor grado de contaminación. Estas metas aparentemente contradictorias han conducido a cambios en la manera de cómo se integran, diseñan y controlan los TTP. El enfoque reciente en el diseño y control del TTP es el tema básico a tratar en este capítulo; en particular se refiere a un análisis de cómo funcionan los diferentes tipos de TTP de vehículos eléctricos híbridos con los cuales se obtienen mejoras sorprendentes en rendimiento y eficiencia. El rol asignado a la transmisión en cada caso se destaca de manera importante.

Misión

Al conjunto de los objetivos planteado en el diseño del vehículo se le denomina misión del vehículo. Este conjunto está integrado por varias metas específicas como pueden ser tiempo para ir de 0 a 100 kmph, tiempo para ir de 64.4 a 100 kmph, tiempo para ir de 0 a 137 kmph, la velocidad máxima alcanzada, el recorrido en los primeros 5 segundos y la capacidad de pendiente a 88.5 kmph. También en la misión se describe el uso básico del vehículo, si se va a dedicar al transporte de personas u objetos y su capacidad de carga y peso bruto vehicular.

Ciclos de manejo estandarizados

Los ciclos de manejo son patrones estándar de manejo a los cuales se va a someter el vehículo. En este trabajo se utilizan dos de ellos: el **UDDS** (Urban Dynamometer Driving Schedule) y el **HWFET** (High Way Fuel Economy Test). Estos patrones de manejo

corresponden a requerimientos en recorridos urbanos y de tipo autopista. Son perfiles de velocidad en función del tiempo los cuales implican aceleraciones, velocidades máximas, velocidades promedio, etc. [DIESELNET]. Figura 2.1a y 2.1b.

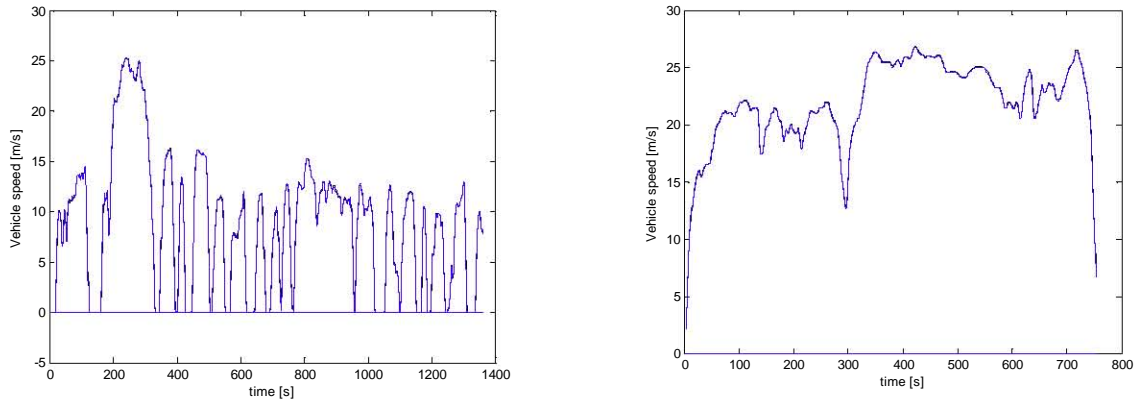


Figura 2.1 Patrones de Manejo en ciudad UDDS (a) y Autopista HWFET (b) en los EU.

El ciclo HWFET es un programa de manejo en base a pruebas en un dinamómetro desarrollado por EPA de EU para la determinación de la economía de combustible de vehículos ligeros. Las características del ciclo son:

Duración: 765 segundos
 Distancia total: 16.45 km. (10.26 miles)
 Velocidad promedio: 77.7 kmph (48.3 mph)
 Velocidad máxima: 96.4 kmph
 Aceleración máxima: 1.43 m/s²

El ciclo UDDS es también conocido como U.S. FTP-72 (Federal Test Procedure) o LA-4. En Australia se le conoce como ADR 27 (Australian Design Rules) y en Suiza como A10 o CVS (Constant Volume Sampler). Este ciclo simula un recorrido de 12.07 km (7.5 mi) con paradas frecuentes (17). Las características del ciclo son:

Duración: 1369 segundos
 Distancia total: 12.07 km (7.5 millas)
 Velocidad promedio: 31.51 km/h (19.6 mph)
 Velocidad máxima: 91.25 kmph (56.7 mph)
 Aceleración máxima 1.48 m/s²

Existe un ciclo de manejo compuesto por una parte de ciclo urbano y otra del de carretera establecido por FTP (Federal Testing Procedure) el cual se usa para certificar los vehículos en lo referente a la economía de combustible (CAFE en EU). Según este estándar los vehículos de pasajeros impulsados por motores de gasolina alcanzan 27.5 millas por galón (11.625 Km/l) en este ciclo; por lo que en general esta es la meta a alcanzar y superar por los diseñadores de vehículos y a la vez mantener los objetivos establecidos en la misión del vehículo. Con frecuencia se definen ciclos de manejo en forma de escalón que de hecho son

inalcanzables de manera inmediata por el vehículo pero sirven para calcular el tiempo en el cual el vehículo alcanza el citado escalón de velocidad, figura 2.2.

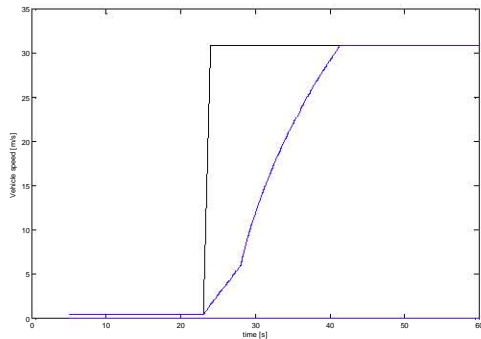


Figura 2.2. Ciclo de aceleración

Desempeño

Un vehículo debe ser capaz de proporcionar un número específico de requerimientos de desempeño en lo referente a la aceleración, movilidad, etc. Estos son establecidos por las agencias reguladoras en EU y los fabricantes de automóviles deben hacer un balance entre éstos y la economía de combustible. Estos requisitos se enlistan a continuación.

- Tiempo empleado para ir de 0 a 60 mi/h (0 a 100 kmph)
- Tiempo empleado para ir de 40 a 60 mi/h (64 a 100 kmph)
- Tiempo empleado para ir de 0 a 85 mi/h (0 a 135 Kmph)
- Distancia recorrida en los primeros 5 s
- Velocidad máxima
- Aceleración máxima
- Pendiente máxima a velocidad constante de 55 mph (velocidad crucero)
- Pendiente máxima de inicio de marcha

Se define el consumo de combustible como criterio de eficiencia. Este parámetro sirve para evaluar el desempeño de un tren de transmisión de potencia específico.

A continuación se presenta cómo se integra el TTP en los vehículos convencionales, en los VE y los VEH con la finalidad de analizar lo mejor de cada propuesta y definir las características que conforman una transmisión de alto desempeño en VEH.

2.2 Función del tren de Transmisión de Potencia

Su función es modificar, adaptar y transmitir el flujo de potencia y torque desde donde se generan, ya sea el MCI o un ME o de ambos, hasta las ruedas de tracción.

2.2.1 Vehículos Convencionales

La configuración del TTP en un vehículo convencional consiste en una fuente de potencia (el MCI) conectada a una transmisión y ésta a su vez al diferencial para hacer llegar la potencia finalmente a la ruedas.

2.2.1.1 Las configuraciones del TTP convencional.

Hace apenas unos cuantos años, las configuraciones del TTP se dividían en dos grandes grupos: la estándar, con MCI longitudinal unido a una transmisión en línea con el embrague en la parte frontal del vehículo y mediante el eje cardán y el diferencial se conectaba con las ruedas, como se ve en la figura 2.3. Existe otra configuración con tracción delantera, MCI transversal con transmisión transversal, ambos al frente, como se muestra en la figura 2.4 Las transmisiones a elegir eran manuales o automáticas con cuatro o cinco cambios de velocidad.

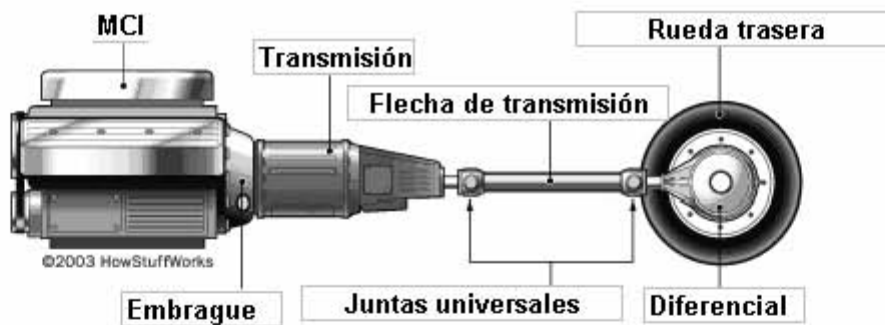


Figura 2.3. TTP longitudinal convencional con tracción trasera.

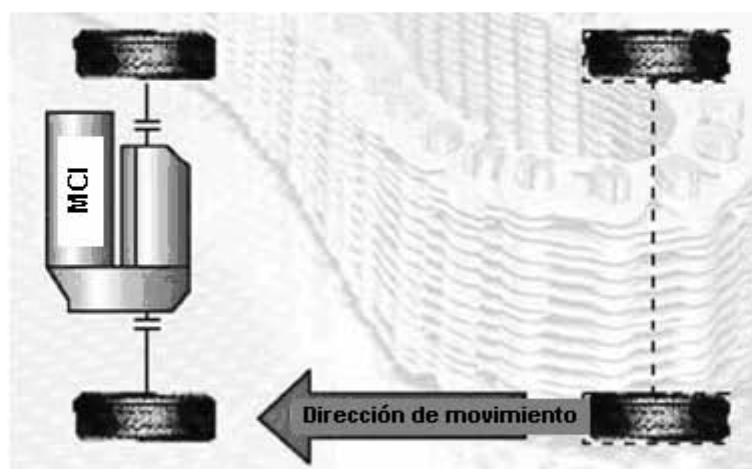


Figura 2.4 TTP convencional con tracción delantera.

Los TTP de los vehículos convencionales tienen desventajas como la de ser poco flexibles y no tienen la capacidad de recuperación de energía. Para proporcionar una buena aceleración y capacidad de pendiente con un número limitado de cambios, el MCI debía sobredimensionarse alrededor de 10 veces de lo necesario para poder llegar a una velocidad crucero de 60 mph (95 km/h) y alrededor de 3 o 4 veces para mantener los 60 kmph a una pendiente de 6% [Kluger 1999]. Desde luego, es imposible optimizar el MCI para todos los rangos de velocidad y torque a los cuales debe operar.

Un MCI de gasolina típico tiene un rango dinámico de torque de 7:1 y un rango de velocidad angular dinámico de 9:1 como se aprecia en la figura 2.5.

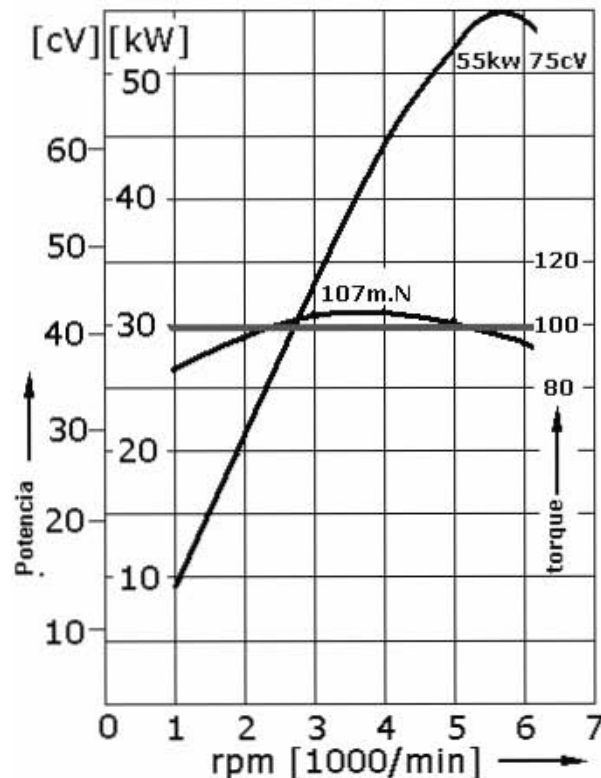


Figura 2.5 Curvas típicas de potencia y Torque vs. Velocidad angular en un MCI.

Este MCI, por su naturaleza, debe variar constantemente sus condiciones de operación para cumplir con los requerimientos demandados al vehículo por el camino.

La función de la transmisión es, entonces, variar las relaciones de reducción en el engranaje para acoplar las condiciones de entrega de la potencia del MCI en torque y velocidad angular a las de torque y velocidad angular requeridas por las ruedas.

2.2.1.2 Transmisiones Manuales.

Las transmisiones manuales **TM** tienen relaciones de engranaje discretas, figura 2.6 y permanecen en una reducción por largos periodos de tiempo con lo cual se torna difícil alcanzar altas eficiencias en el MCI ya que las veces en que éste opera a su mejor eficiencia son pocas y generalmente no coinciden con las demandadas por el camino [Vitor Barata].

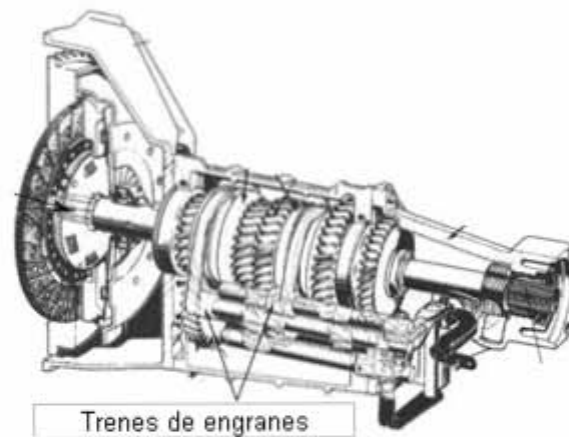


Figura 2.6 Configuración de una transmisión manual integrada por trenes compuestos de engranes para efectuar relaciones discretas de torque y velocidad angular.

La figura 2.7 muestra cómo se entrega de manera discreta la potencia suministrada por el MCI a las ruedas. Se somete al MCI a estados transitorios frecuentes y se producen discontinuidades en la entrega del torque a las ruedas.

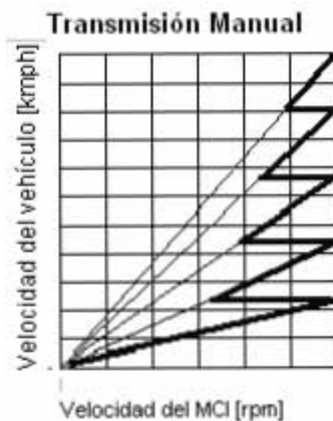


Figura 2.7 Diagrama de la velocidad del vehículo en relación con las rpm del MCI.

2.2.1.3 Transmisiones Manuales Automatizadas.

Una mejora considerable surgida en las TM son las llamadas transmisiones manuales automatizadas las cuales no requieren el uso del pedal de embrague ni el cambio de velocidad realizado físicamente por el usuario. Estas funciones se llevan a cabo por actuadores eléctricos o hidráulicos con control electrónico, figura 2.8. El control del embrague lo dicta la posición de la palanca de selección de cambios. La conexión mecánica entre la palanca selectora y la transmisión es controlada electrónicamente. Se implementa una estrategia de control mediante un algoritmo específico; así esta transmisión se convierte en "automática". La ventaja de estas transmisiones es que pueden utilizar las transmisiones manuales ya existentes. Algunas desventajas son la interrupción de la tracción y la desaceleración del vehículo durante los cambios que son severamente más marcados en éstas que los de la transmisión automática convencional.

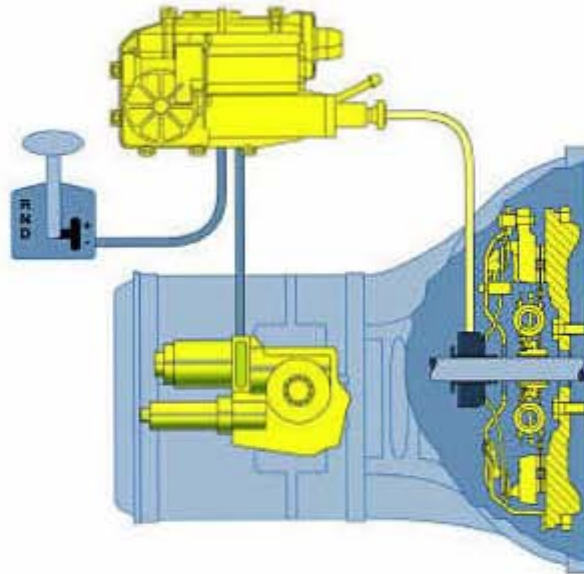


Figura 2.8 Transmisión manual-automática.

2.2.1.4 Transmisiones Automáticas.

Las transmisiones automáticas, **TA** surgidas en los años 40's proporcionan mayor comodidad y, como su nombre lo indica, realizan los cambios de manera automática según una estrategia de control. Estas están integradas por dos o más trenes planetarios de engranes como los de la figura 2.9.

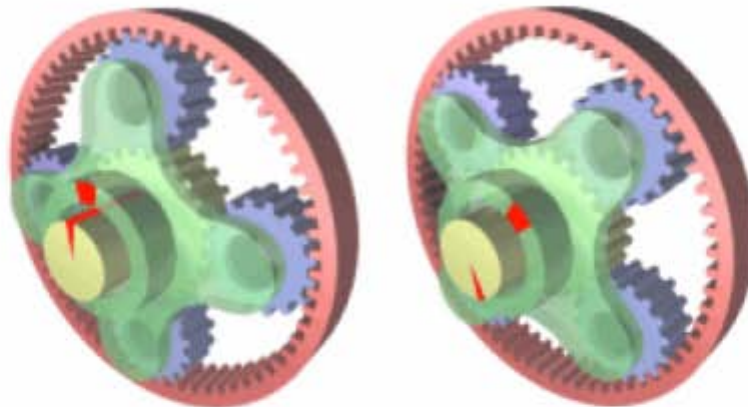


Figura 2.9. Tren planetario de engranes constituido por el engrane corona de dentado interior, el engrane sol, los planetas y el brazo porta-planetas. Se observa que dos elementos del tren pueden girar a velocidades diferentes por los dos grados de libertad con que cuenta el sistema.

Estos trenes de engranes poseen dos grados de libertad lo cual los hace idóneos para sumar o restar fácilmente torque y potencia en una línea de transmisión mecánica. A su vez, estos dos grados de libertad les dan gran versatilidad en el control de la velocidad y flujo de torque en la transmisión. Por estas razones estos trenes son el corazón de toda transmisión automática. Mediante los frenos de cinta y los embragues de discos se logra conectar o desconectar componentes de los trenes planetarios para hacer los cambios de

velocidad mediante un sistema de control puramente mecánico o mecatrónico lo cual hace que esta transmisión tenga comportamiento automático. Se tiene la misma forma discreta de entrega de torque y velocidad angular a las ruedas como en las TM. Sin embargo, la entrega de torque y velocidad angular está desligada en gran medida de la interfase humana ya que las variables de control dependen de la posición del acelerador y la velocidad del vehículo así como de sensores de torque requerido y disponible. La introducción de embragues especiales para evitar el deslizamiento excesivo en el convertidor de torque, el incremento en el número de cambios así como la introducción de controles electrónicos, además de la mejora en muchos de sus componentes, han contribuido a la reducción de las pérdidas tradicionales en una TA. Con ello se ha disminuido la diferencia en la economía de combustible entre éstas y las transmisiones manuales. Actualmente se cuenta con transmisiones automáticas de hasta seis cambios con lo cual se obtiene de 5 a 6 % en ahorro de combustible, reducciones apreciables en los gases de escape y mejor aceleración. Sin embargo, estos diseños han partido de los de cuatro cambios ya existentes por lo que siguen siendo componentes voluminosos, costosos y pesados. Los fabricantes prevén un crecimiento exponencial de las transmisiones automáticas de seis velocidades, tomando en cuenta que ya se tienen en el mercado TM de siete velocidades y las transmisiones tipo CVT. Con este aumento en el número de cambios se espera obtener un ahorro en el consumo de combustible como ya se mencionó [Gerhard Wagner 2002].

2.2.1.5 Transmisiones Continuamente Variables CVT.

La introducción de las transmisiones continuamente variables o CVTs ha significado un fuerte avance para hacer que el MCI opere en las zonas de mejor eficiencia. Además, esta transmisión permite que el MCI opere en condiciones de carga máxima. Su operación hace compatibles las demandas del camino con la oferta de potencia del motor de combustión interna de manera continua y no discreta como en las transmisiones manuales y automáticas. Esto se aprecia en la figura 2.10.

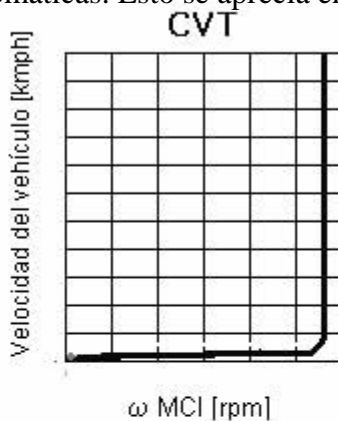


Figura 2.10 Relación de la velocidad del vehículo y la del MCI con el uso de una transmisión CVT.

Con el CVT se tiene un número infinito de combinaciones de torque y velocidad angular con lo cual se opera al MCI en condiciones favorables ante las demandas del camino por cambiantes que éstas sean. Es importante señalar que la característica principal de este tipo de transmisión es permitir operar de manera óptima al MCI en eficiencia y rendimiento en todo su espectro de condiciones de trabajo.

Las transmisiones CVT pueden integrarse con una banda y dos poleas de diámetro variable. La relación de reducción se modifica al variar el diámetro de las poleas mediante actuadores eléctricos o hidráulicos. La cantidad de potencia que se puede transmitir por medio de este CVT está determinada por la resistencia a la tensión de la banda metálica, figura 2.11 a y b. El CVT es 35% más eficiente que una TM. Con el mismo vehículo y MCI, con un CVT se toma sólo el 75% del tiempo para acelerar de 0 a 100 kmph comparado con una TM [Vitor Barata].

En los últimos 10 años se han desarrollado intensamente los trenes de transmisión de potencia de los VC y de los VEH con la inclusión de CVT's combinados con trenes de engranes con la finalidad de obtener mayor economía de combustible y menor grado de contaminación.



Figura 2.11 a Banda metálica del CVT



Figura 2.11 b. CVT con banda y poleas

Este tipo de transmisión la usan vehículos como el Subaru Justy, Nissan Primera, Ford Fiesta y Honda Civic.

Se había restringido su aplicación sólo para autos subcompactos, pero en el año 2000 Audi introduce una transmisión con CVT figura 2.12. Se conecta a un MCI de 6 cilindros de 2.8 L para transmitir un torque de 280 N-m. El rango de la razón de reducción es de 6.05.

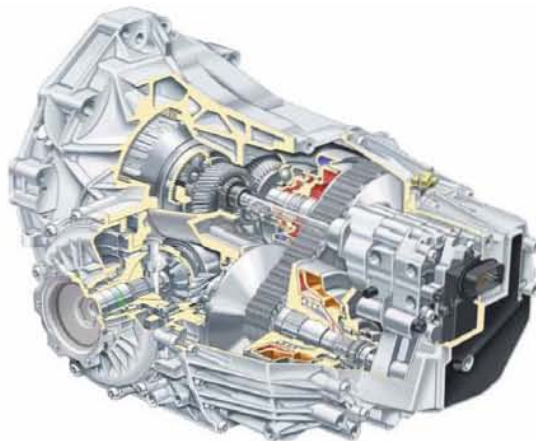


Figura 2.12 Transmisión CVT VL 300 de Audi.

Otra opción para construir un CVT es por medio de poleas en forma toroidal como el mostrado en la figura 2.13.

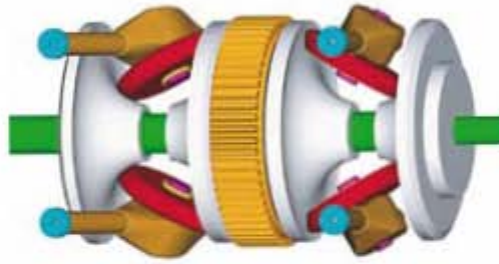


Figura 2.13 CVT toroidal de doble reducción.

La transmisión CVT toroidal consiste en un arreglo doble de tipo planetario. Cuenta con rodillos direccionables contenidos en dos discos en forma toroidal, uno de entrada y otro de salida según se observa en la figura 2.13. Uno es conductor y otro conducido. Al girar los rodillos direccionables, los diámetros relativos de acoplamiento de los discos de entrada y de salida pueden variarse hasta alcanzar la razón de reducción deseada. Su característica más sobresaliente es su capacidad de transmitir altos torques con alta eficiencia. Siendo ésta de hasta 91.6 % [Kluger].

Las transmisiones CVT permiten una aceleración más rápida comparada con las automáticas convencionales [Vitor Barata].

2.2.2 Tren de Transmisión de Potencia en VE.

En el **TTPE**, Tren de Transmisión de Potencia Eléctrico, de un VE no se requiere tanta complejidad como la observada en el TTP convencional. En éste, es posible sólo reemplazar el MCI por uno eléctrico como se observa en la figura 2.14. Sin embargo, de esta forma no se aprovecharían las ventajas inherentes a los motores eléctricos: su habilidad de iniciar el movimiento del vehículo desde el reposo con alto torque con lo cual se elimina la necesidad del embrague, su habilidad de variación de la relación torque-velocidad angular en un amplio rango, con lo cual se hace innecesario el uso de la transmisión. Por otro lado, el uso de una transmisión permite operar al ME a velocidades más altas que las de las ruedas con lo cual el tren funciona con mejor eficiencia total tomando en cuenta el mapa de eficiencias del ME [Westbrook Michael H.2001].

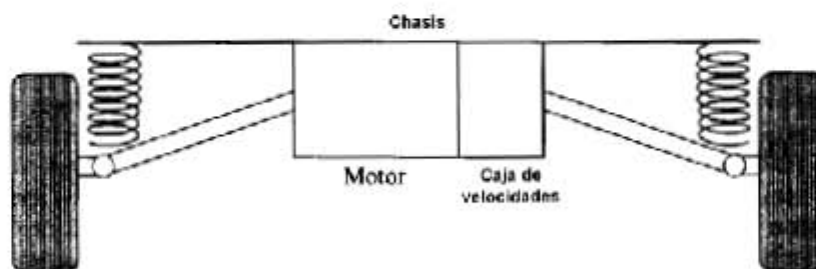


Figura 2.14 TTPE con transmisión para mejor aprovechamiento de la potencia del ME.

Los VE tuvieron un arranque prometedor al inicio del siglo 20, pero los VC tomaron considerable ventaja por la abundancia de combustibles fósiles, su rango de recorrido, peso y costo. Durante más de 60 años no se volvieron a tener en cuenta como una alternativa seria a los VC. Fue hasta 1980 cuando el proyecto Ford/GE fue apoyado por el departamento de energía del gobierno de EU y se produjo el ETX1. En éste se colocó un TTPE eléctrico, figura 2.15. Este TTPE proporciona 37 kw por medio de un ME de dos polos y está conectado a un transeje automático de 2 velocidades el cual se diseñó para impulsar las ruedas a velocidades diferentes. Este arreglo se utiliza en el Ford Ecostar.

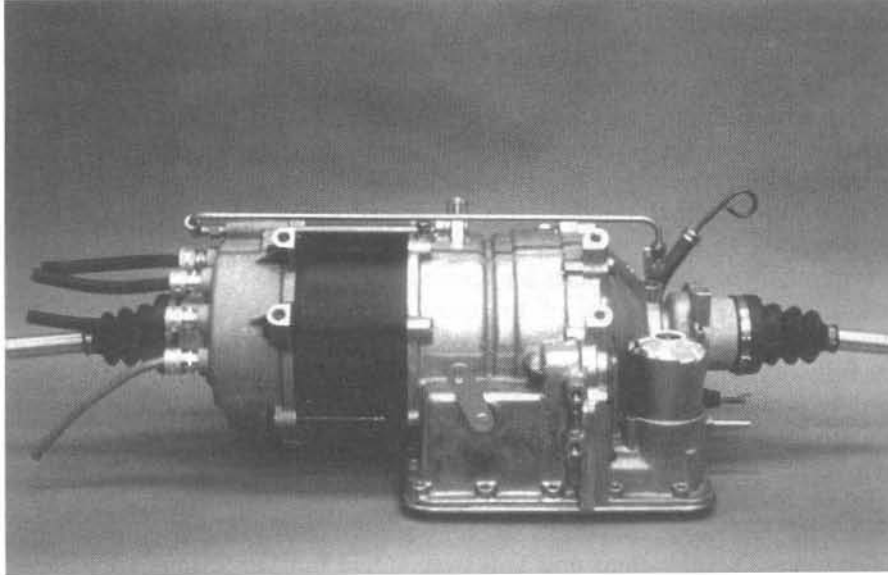


Figura 2.15 Transeje del VE Ford ETX.

El uso del diferencial también puede evitarse colocando un motor independiente a cada rueda de tracción, figura 2.16. Esto es posible por la simplicidad de los motores eléctricos. Este arreglo lo utilizan el GM EV1 y el Nissan FEV.

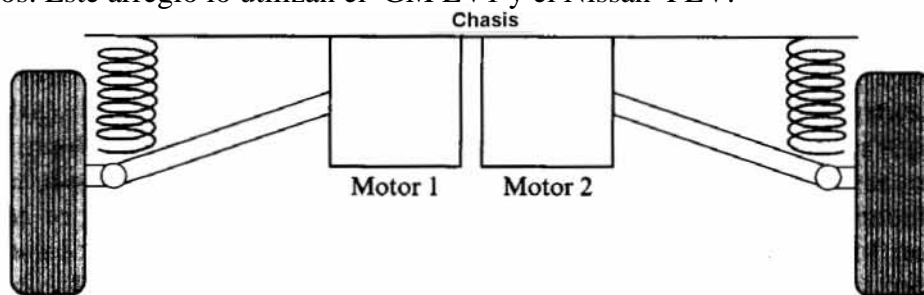


Figura 2.16. TTPE simple, constituido sólo por dos Motores Eléctricos.

2.2.2.1 El vehículo eléctrico en la UIA.

En las conversiones de vehículos convencionales a eléctricos, se han usado las configuraciones mencionadas anteriormente. Tal es el caso del VE de la UIA 2003 figura 2.17. En él que se utilizó la configuración de la figura 2.14 con excelentes resultados en par de arranque y rango de recorrido. Se calculó el motor eléctrico para desempeño similar al que se tenía en el formato original del vehículo.

Se le colocó un motor eléctrico de corriente continua de 20 kw continuos y 70 kw pico. Actualmente tiene un comportamiento mejorado como se observa en la tabla 2.1.



Figura 2.17 Vehículo Eléctrico Experimental UIA 2003

Tabla 2.1 Características del VC transformado a VE

Proyecto	Vehículo Eléctrico a baterías
Ubicación	Universidad Iberoamericana
Vehículo base	Volkswagen Rabbit 1978
Motor	Advanced D.C. 9.1
Tren Motriz	Transmisión normal VW de 4 velocidades
Controlador	Curtis 1221
Baterías	12 baterías de plomo-ácido 12 Voltios descarga profunda
Voltaje del sistema	120 Voltios
Cargador	Rusci Model SC 18-120
Calentamiento:	Resistencia
Convertidor DC/DC	Sevcon 300 Watt
Instrumentación:	a) Velocímetro b) Medidor voltaje
Velocidad máxima:	80+ mph
Recorrido:	50 millas por carga normal de 8 h.
Capacidad del vehículo:	4 adultos
Peso bruto:	1500 kg
Llantas:	Good Year Invicta GLR 165 80 R 13
Tiempo para la conversión:	18 meses
Costo de la conversión:	\$75 000.00 pesos

2.2.3 Tren de Transmisión de Potencia en un VEH

El dimensionamiento del TPPH depende de la misión del vehículo. El tren híbrido, como se ha visto en los VEH, se diseña con una filosofía diferente a la de un tren convencional el cual es rígido y sobredimensionado para cumplir con las expectativas del usuario. En el VEH se recurre al uso de motores de combustión interna más pequeños, diseñados para mover al vehículo a velocidad crucero. Estos son auxiliados por motores eléctricos que proporcionan torque adicional para aceleración, inicio de marcha, velocidad máxima y ascenso de pendientes. Estas características particulares requieren el uso de un sistema de control diseñado para manipular las variables de los componentes del TPPH lo más independiente posible de la interfase humana para lograr un desempeño óptimo.

El VEH en serie tiene dos fuentes de potencia, el ME y el MCI. El ME da propulsión a las ruedas mientras que el MCI conjuntamente con el generador proporcionan la energía que requiere el ME. En situaciones de demanda máxima, el ME toma energía adicional de las baterías figura 2.18

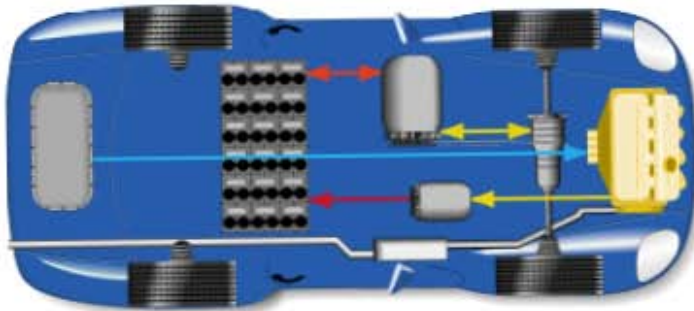


Figura 2.18. Arquitectura de un VEH en serie

El VEH en paralelo tiene dos fuentes de potencia, el ME y el MCI. El MCI entrega energía tanto a las ruedas como al generador para la recarga de las baterías. La transmisión en este caso es un dispositivo más complejo ya que las entradas y las salidas son reguladas. Esta transmisión flexible permite cambiar la configuración del TPPH sobre la marcha para permitir su funcionamiento como VE, VC, VEH en serie y paralelo figura 2.19.

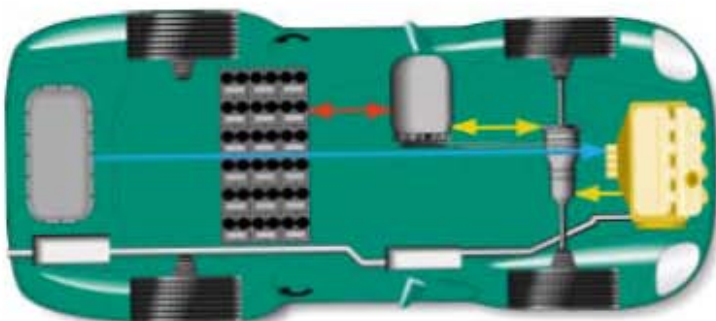


Figura 2.19. Arquitectura de un VEH en paralelo

A continuación se presentan las características sobresalientes y limitaciones en la funcionalidad de los TPPH existentes de manera comercial, los que sólo existen como prototipo y los que se tienen a nivel de simulaciones.

2.3.3.1 Vehículos comerciales.

Toyota Prius

Este vehículo cuenta con un TTPH en serie-paralelo compuesto por:

MCI de 1.5 L de 43 kw @ 4000 rpm.

ME de imán permanente de 30 kw @ 6000 rpm.

Generador de 15 kw @ 4800 rpm.

Masa 1225 kg

Rendimiento: 60/51 MPG ciudad/carretera. Costo del combustible por un año. \$601 dólares [Fuel Economy Guide]

Transmisión flexible

Esta transmisión permite operar como VE, VC, VEH tipo serie, VEH en paralelo y serie-paralelo. El componente central de la transmisión es el “derivador de potencia” constituido por un tren planetario de engranes que envía el 72 % del torque producido por el MCI directamente a las ruedas y el resto lo envía también a las ruedas, pero a través de generador y el ME, figura 2.20.

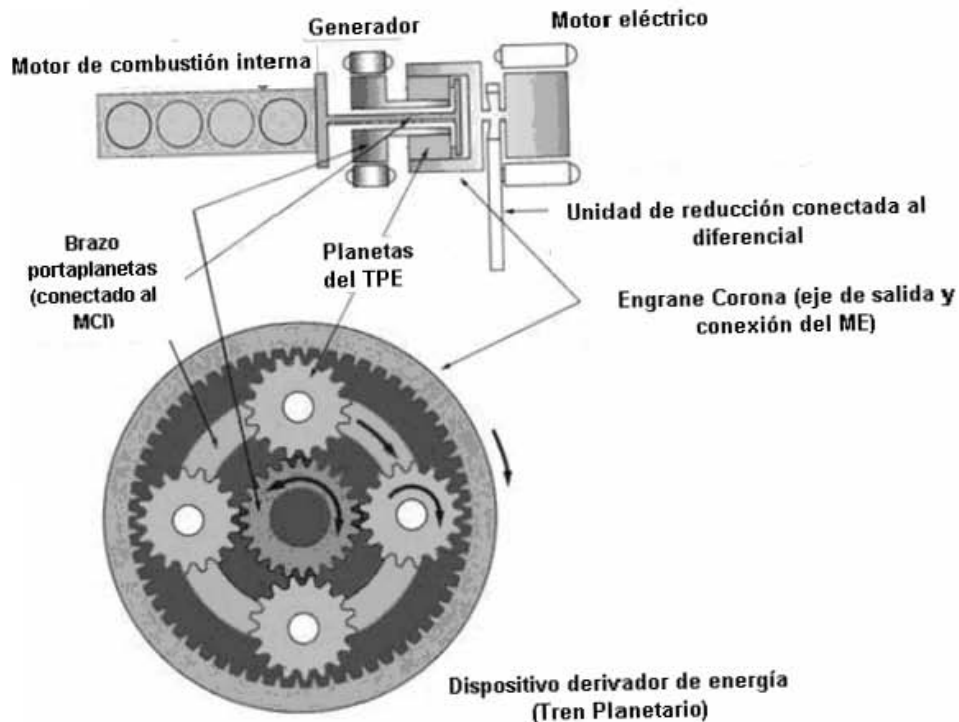


Figura 2.20 TTPH del Toyota Prius.

El MCI se conecta al brazo, el generador al engrane sol y la salida se manda por el engrane corona. Esta arquitectura toma en cuenta que el equilibrio de torque en el TPE se da por $T_{brazo} = T_{sol} + T_{corona}$.

En efecto, el torque entregado por el MCI al brazo se divide: parte se va directamente a las rudas por vía mecánica a través de la corona y, el resto, también a las ruedas pero siguiendo una ruta eléctrica a través del sol. El engrane sol se conecta al motor generador 1 MG1 el cual genera energía eléctrica y la envía al MG2. El engrane corona, como se mencionó, recibe la potencia mecánica de salida del TPE la cual se suma con la producida por el MG2. Se manda esta energía mecánica a las ruedas pasando por la reducción del diferencial.

Hay que notar que la razón de torque se mantiene fija (72%, 28%), más no así la relación de potencia, ya que ésta depende del valor del torque y de la velocidad angular la cual cambia continuamente en el sol y en la corona [Duoba Michel et al. 2001].

El desempeño del TPPH depende de cómo se plantea la estrategia de control y de la configuración de la transmisión. En este caso, el ME está conectado después de la corona por lo que no forma parte del TPE. Su velocidad angular es proporcional a la de las ruedas. No modifica la velocidad, sólo contribuye con torque a la potencia total requerida. Por otro lado, el MCI trabaja a una potencia casi constante por lo que las variaciones de torque y velocidad angular son regidas por la velocidad del generador MG1. Es así como esta transmisión opera como un CVT. La velocidad del vehículo determina la relación entre las velocidades del MCI y el generador. Michel Duoba de Argon National Laboratory, escribe: *“entre las desventajas de esta transmisión está el que es necesario consumir energía eléctrica en el generador para mantener la velocidad del vehículo a velocidades constantes como las de crucero. Esto hace que la eficiencia en el manejo de este auto en autopista sea desventajosa comparada con la de un vehículo convencional equivalente con una transmisión manual de 5 cambios.”* Otro comentario significativo de este autor es sobre la complejidad que se tiene en el sistema de control para lograr la eficiencia del TPPH del Prius. Esto nos conduce a enfatizar que una de las reglas fundamentales, no escritas del diseño, es la simplicidad. Esta es importante por las implicaciones de costo y mantenimiento que conlleva el diseño e instrumentación de dispositivos de alto grado de complejidad. Por otro lado, el vehículo mostró un desempeño sobresaliente, según Duoba, en manejo en ciudad por lo que esta configuración de transmisión y TPPH es altamente recomendable en esas circunstancias.

Al llegar a los 10 kmph, el ME cede su carga al pequeño MCI el cual se diseña para alta eficiencia y bajas emisiones más que para entrega de alta potencia. A medida que el vehículo acelera, el MCI requiere mayor potencia para mantener el torque. Es entonces cuando el MG2 asiste al MCI tomando energía del banco de baterías. Por medio del inversor se transforma la corriente directa a corriente alterna y viceversa, según el sentido de la corriente que va desde o hacia las baterías. Si el MG2 no consume toda la potencia generada por MG1, ésta es enviada a las baterías.

Honda Insight.

Este vehículo tiene un TPPH como el de la figura 2.21, constituido por:

MCI de 1 L

ME de imán permanente de CD, sin carbones, 10 kw pico.

Masa 1125 lb.

Rendimiento: **57/56** MPG ciudad/carretera.

Costo del combustible por un año. \$591 [Fuel Economy Guide].

Transmisión manual de 5 velocidades o CVT.

El TPPH del Insight se integra con un ME el cual se monta sobre el mismo eje del MCI en un dispositivo llamado IMA (Integrated Motor Assist), figura 2.22. El motor de 8 kw asiste al MCI en situaciones de alta demanda de torque. La flecha de salida se conecta a una transmisión manual de 5 velocidades la cual tiene las ventajas propias de estas transmisiones como la alta eficiencia a velocidades sostenidas.

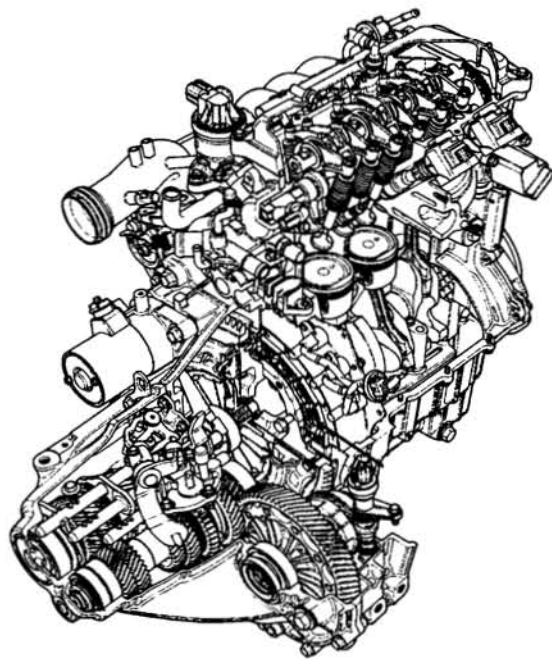


Figura 2.21 TTPH del Insight.

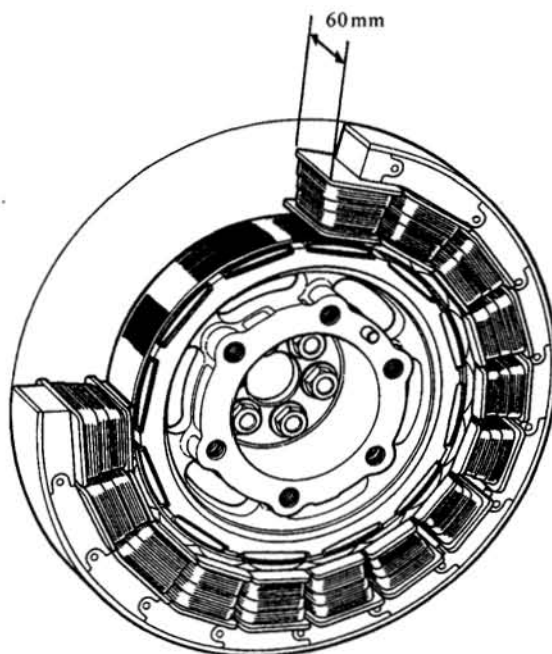


Figura 2.22 ME de CD ultra delgado del Insight

Sin embargo, esta configuración no siempre permite que el MCI trabaje permanentemente en las zonas de máxima eficiencia por periodos prolongados de tiempo. Deja a criterio del conductor la selección del cambio de engranaje dentro de un número reducido de opciones dado que utiliza una TM. El sistema de control es simple y limitado. Las ganancias en eficiencia son debidas principalmente a la reducción del tamaño del MCI, al frenado regenerativo y al ME de alta eficiencia [An Feng 2001]. Se observa que el Insight es muy sensible en su eficiencia al ciclo de manejo usado.

Considero que éste VEH de alto desempeño es simple, con menor grado de interacción entre los componentes del TPPH. Podría obtenerse mayor ventaja de los componentes incluyendo a la transmisión en la estrategia de control del TPPH al utilizar la opción del CVT.

Nissan Tino

Este vehículo tiene un TPPH constituido por:

Un MCI de gasolina con 1.7 L de 74 kW.

Un ME síncrono de 17 kW.

Transmisión tipo CVT.

El TPPH tiene la configuración como la mostrada en la figura 2.23

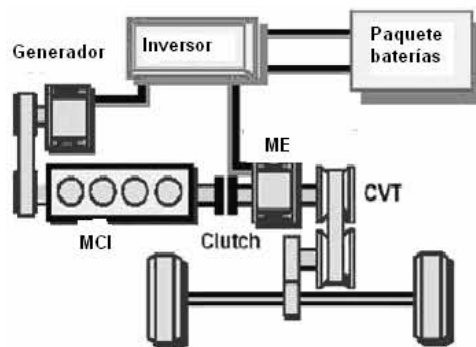


Figura 2.23. TPPH del Nissan Tino Hybrid.

Esta configuración le permite tener las funciones híbridas como: apagado y encendido del MCI, inicio de marcha asistido, asistencia de potencia, frenado regenerativo, movimiento puramente eléctrico.

La transmisión CVT le permite combinar una buena economía de combustible con una poderosa y suave aceleración. El vehículo es impulsado por el ME en condiciones donde el MCI opera en una zona de baja eficiencia según su mapa de eficiencias (a bajas rpm). Se utiliza sólo el MCI en rangos de velocidad de medios a altos. En requerimientos de fuertes aceleraciones, el ME asiste al MCI para alcanzar máxima entrega de potencia. Adicionalmente, el ME produce energía durante la desaceleración para la recarga de las baterías. El MCI se apaga cuando el vehículo se detiene. Considero que en el TPPH del Tino tiene la desventaja de que por el CVT pasa todo el flujo del torque, el desarrollado por el MCI, el del ME y el de ambos cuando se tiene la configuración en paralelo. Hay que tomar en cuenta que dentro de las limitaciones del uso de los CVT está su baja capacidad de transmisión de torque. Se recomienda que parte del flujo del torque se vaya hacia las ruedas directamente sin pasar por el CVT y

parte por la ruta del CVT para control de la velocidad del vehículo. Con la adición de un TPE se puede tener esa desviación del flujo del torque como se verá más adelante en este trabajo.

2.3.3.2 Vehículos Prototipo de PNGV.

Percept GM
 Prodigy Ford
 ESX3 Chrysler.

Jim Walters [Walters Jim et al. 2001] generaliza las características de estos vehículos de la manera siguiente:

Se tienen alternativas para mejorar la economía de combustible: disminución del peso y electrificación del TTP para reducir el tamaño del MCI. Al observar las máquinas de estos vehículos, todas tienen de 4 cilindros con 1.5 L o más de desplazamiento. Predominan los MCI del tipo CIDI (Compression Ignition Diesel Injected). Los CIDI son turbo cargados para aumentar el torque.

Se utilizan motores eléctricos de imán permanente 350 N-m 8 polos y 30 kW.

Los tres vehículos del PNGV tienen transmisiones Manuales de cambio automático.

2.3.3.3 Propuestas de diseño de TTPH sólo en simulación.

Feng [An Feng 2001] argumenta que en la mejora de los TTPH se deben al uso tecnologías convencionales como son el uso de materiales más ligeros, disminución de los coeficientes C_{rr} y C_d , tecnologías intermedias como la reducción del tamaño del MCI y las transmisiones mejoradas así como a tecnologías híbridas como son la electrificación de los TTP que permiten el frenado regenerativo y el encendido y apagado del MCI. La transmisión flexible la considera una tecnología intermedia ya que sus mejoras son aplicables a los VC y a los VEH. En realidad, como se puede ver en los casos analizados anteriormente como el del Prius, la transmisión juega un papel importante en el control y desempeño de los VEH. En los VC su función es mucho más simple aún cuando involucra el uso de sistemas de control, tal es el caso de las transmisiones manuales automatizadas.

Figuroa [Figuroa Luis et al. 2001] explica que, en base a sus observaciones y simulaciones, los VEH son más eficientes en manejo en zonas urbanas ya que permiten el aprovechamiento del frenado regenerativo y el cambio constante de condiciones de velocidad que implican cambio de comportamiento del TTPH. Para grandes recorridos a velocidades constantes, en cambio, los VEH no son tan eficientes comparados con los convencionales equivalentes. Una transmisión suficientemente flexible puede obtener altas eficiencias del TTP en ambas situaciones de manejo como se mostrará en el capítulo siguiente de este trabajo.

Hellgren [Hellgren Jonas et al 2000] analiza la configuración del TTPH en un autobús urbano desde el punto de vista del costo de los componentes y del combustible. Va formando combinaciones de los componentes y con un método a base de algoritmos genéticos obtiene una combinación cada vez mejor hasta llegar a la óptima. Su punto de vista se centra en la importancia del desempeño del TTPH en aceleración, velocidad máxima y consumo de combustible. Toma en cuenta también los ciclos de manejo y la estrategia de control. Concluye que la configuración del TTPH comparado con el convencional tiene excelente desempeño en el tráfico ciudadano. Menciona una

transmisión en su análisis pero no profundiza en ello por lo cual el estudio queda incompleto ya que, como se ha visto, la transmisión, con un sistema de control adecuado, se convierte en una pieza vital del TTPH.

Rahman y Essani [Z. Rahman, et al 1999] realizan un estudio para calcular el tamaño óptimo de los componentes del TTPH en formato paralelo en base a un estudio detallado de los ciclos de manejo usados en diferentes regiones del planeta. Señala las diferencias en los patrones de manejo particulares de cada área analizada. Toma como parámetros la velocidad máxima, la aceleración y la economía de combustible.

Analiza los ciclos de manejo para obtener la aceleración y velocidad máximas y la energía requerida por el vehículo en cada ciclo. En base a la estrategia de control, el MCI supe la energía necesaria para absorber las cargas de velocidad constante y el ME aporta la energía para la aceleración. Se calcula entonces la potencia del MCI, el ME y la capacidad del banco de baterías en cada ciclo. El MCI se selecciona en base a la velocidad máxima, el ME en base a la aceleración máxima. El banco de baterías depende de la potencia pico demandada por el ME. En sus resultados resalta la importancia que tienen los patrones de manejo para el diseño del TTPH; se proponen características de los componentes señalados y se hace énfasis en que la estrategia de control es vital para adecuarse a los ciclos de manejo de manera óptima. Respecto de la transmisión no señala un criterio de selección, sólo dice que debe ser simple y propone una reducción para acoplar la velocidad del MCI o la del ME a la de las ruedas. Desecha así la importancia de este componente para el mejor desempeño del sistema.

Chu [Chu Liang et al. 2001] propone diseñar un VEH con un TTPH en paralelo que tenga el mismo desempeño que el de un VC de su tipo, en este caso un sedán. Esto incluye la velocidad crucero, la capacidad de pendiente y la aceleración. Plantea como objetivos obtener mayor economía de combustible que la del VC equivalente, mantener el estado de carga de las baterías para hacer al vehículo auto-sostenible y obtener máxima energía con el frenado regenerativo. Para ello establece una estrategia de control para aprovechar al máximo las tecnologías híbridas mencionadas por Feng An. Para la selección del MCI se basa en la potencia consumida a una velocidad sostenida específica (140 km/h). La potencia adicional para alcanzar la velocidad máxima (180 km/h) la proporciona el ME. Establece unas tablas comparativas entre el desempeño del VEH y el VC con los resultados obtenidos en simulaciones en ADVISOR®. Destaca las ventajas claras del VEH. Chu considera el cálculo de la reducción en la transmisión para poder subir pendientes hasta de 40 %. Obtiene una transmisión con 2 cambios 1:1 y 1:1.96. En su estrategia de control no incluye a la transmisión y tampoco señala nada respecto a su arquitectura y su influencia en la selección de los demás componentes del TTPH.

Delagramaticas [Delagramaticas 2001] establece dos estrategias de control según la configuración del vehículo: VEH serie o paralelo. “Thermostat Control Strategy” para el serie: Primero comprueba que la potencia aportada por el ME es igual a la demandada por la ruedas. El MCI se activa o apaga según el requerimiento del ME y las baterías. El ME, que sigue la velocidad de las ruedas, trabaja en una amplia gama de velocidades. La selección del ME se hace en base a las demandas del generador y al estado de carga de las baterías. Se puede maximizar la economía de combustible regulando la relación velocidad-carga requerida por el generador. Para la configuración en paralelo usa la llamada “Power-Peaking Control Strategy”: El MCI es la fuente primaria de potencia y es asistido con el ME especialmente en condiciones de alta carga de manera que se

pueda instrumentar el uso de un MCI de potencia reducida para cumplir con la misión del vehículo. El MCI deberá operar a regímenes altos de torque, ω y potencia con lo cual se espera una buena economía de combustible. Esto se puede lograr sólo si se tiene un buen equilibrio entre la parte eléctrica y la de combustión.

En su estudio sobre el TTPH obtiene resultados que aportan criterios que deben ser tomados en cuenta: “Ya que la fuente primaria de potencia es el MCI, la potencia suministrada por éste responde a los cambios en la demanda de potencia en las ruedas”. La potencia requerida para el frenado es aportada por el sistema eléctrico. En sus resultados obtiene: Que en el mapa de eficiencias del MCI de un VEH se ve un espectro de uso más extendido que en el VC. Se tiene al MCI operando más cerca de sus altas eficiencias y por más tiempo. El ME sólo proporciona potencia adicional al sistema permitiendo al MCI ser lo más pequeño posible. Entre más pequeño sea el MCI mayor deberá ser el ME y viceversa. Las cargas que debe suplir el MCI son las del camino como la inercia, las aerodinámicas, y pérdidas internas; pero si el sistema eléctrico no está bien balanceado para impulsar al vehículo y la recarga de las baterías durante el frenado regenerativo no es suficiente, el MCI deberá suplir esa potencia adicional. Con ello se deberá aumentar la potencia para así cumplir con el desempeño exigido por el vehículo. Esa es la razón de optimizar la conformación del TTPH.

Este equilibrio es al que se refieren los autores anteriores y donde la estrategia de control (software del sistema) juega un papel fundamental. Nuevamente se ve que la transmisión es un componente no bien valorado tanto en el diseño del software como en el hardware constituido por los componentes físicos.

Santoro [Santoro Marco et al. 2000] propone una configuración híbrida serie-paralelo particular. El MCI comparte su energía al enviar parte de ella al generador y de éste al ME para mover al vehículo desde el eje trasero. La otra parte la envía a un diferencial delantero y de ahí a las ruedas delanteras. Puede actuar con tracción en ruedas traseras impulsadas por el ME o en la 4 ruedas siendo el MCI el impulsor de las ruedas delanteras, figura 2.24.

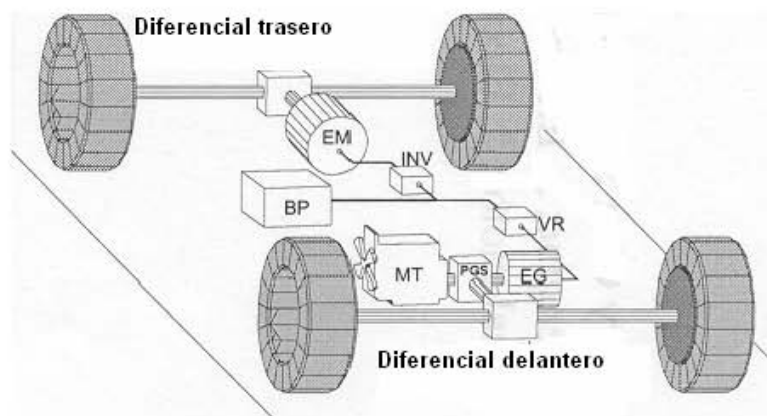


Figura 2.24 Modelo del TTPH de Santoro con tracción en las cuatro ruedas

Plantea las ecuaciones del tren planetario a usar: la parte cinemática con la ecuación de Willis y la parte estática con las ecuaciones de equilibrio. Propone el MCI en el sol, el generador en el anillo y el brazo a la salida. **El objetivo es siempre seleccionar el punto de operación del MCI independiente de la velocidad del vehículo** aprovechando los dos grados de libertad del TPE. En el TPE se especifica un torque y los otros dos quedan definidos por el equilibrio. Se especifican 2 velocidades angulares y queda

definida la otra por la ecuación de Willis. Comenta que la relación del tren, definida por τ , es de suma importancia en el flujo de pares y potencias así como de velocidades en el mismo.

El vehículo propuesto funciona en primera instancia en forma puramente eléctrica y en serie. También puede trabajar en paralelo haciendo una desviación de la potencia que sale del MCI. Manda energía hacia las ruedas a través del planetario y al generador para la recarga de baterías. Esta operación se hace completamente automática sin intervención externa. Entre las ventajas se tienen que no se requiere arrancador y no se requiere reversa por que ello lo cumple el ME. Por la acción del TPE, el ME tiene que aportar menos energía para mover al vehículo como híbrido en serie, la carga en el generador por lo mismo es menor, permitiendo disminuir el tamaño de los componentes eléctricos.

Se debe trabajar más en afinar estos detalles del diseño dependiendo de la misión del vehículo. Manteniendo la velocidad angular del MCI constante, la velocidad transmitida a la flecha conductora se incrementa a medida que lo hace la velocidad del vehículo. A bajas velocidades, la potencia es entonces proporcionada principalmente por el ME. El TTPH actúa como un divisor de potencia y como CVT al mismo tiempo. A altas velocidades el TTPH actúa en paralelo incrementando el flujo de potencia hacia las ruedas delanteras.

Aún cuando la transmisión es flexible y simple no se menciona qué tan eficiente hace al sistema. No se sabe en cuánto contribuye a la mejor economía de combustible en comparación a un VC equivalente.

Resumen del capítulo

En resumen podemos establecer lo siguiente:

a. Hay factores que determinan la economía de combustible en el TTPH:

Estrategia de control
MCI mejorados y de tamaño mínimo
Transmisión avanzada
Frenado regenerativo
Electrificación del Tren de potencia
Mejora en aerodinámica y peso

b. Las características generales de los TTP son:

VC, su tamaño cubre varias veces su potencia requerida
VE por lo general pesados por sus componentes: motor y baterías
VEH Serie Componentes pesados ya que es una variante del VE donde el ME es grande para suplir toda la gama de demandas del camino
VEH paralelo, su tamaño depende de la misión, si es de carga sostenible, de los ciclos de manejo, de la velocidad máxima, de la estrategia de control, del grado de hibridización. ¿Quién asiste a quién? : en el serie el MCI asiste al ME; en el paralelo el ME asiste al MCI. Las baterías y su tamaño dependen del buen equilibrio y la estrategia de control y el frenado regenerativo. El MCI lo más pequeño posible. Al límite [An Feng 2001].

c. Al proponer el diseño de un TTPH para un vehículo se toma en cuenta:
La misión del vehículo [Delagramaticas 2001]

La configuración deseada

Si es de carga sostenible

Los ciclos de manejo que se van a utilizar para la simulación [Z. Rahman, et al 1999]

d. No todos los autores consideran a la transmisión como fuente de mejora en el consumo de combustible. Las transmisiones mencionadas son diversas pero no siempre son tomadas como centro del control y distribución de la potencia.

e. Si se logra establecer de manera detallada la importancia del papel de las transmisiones en el desempeño del sistema completo se podrá mejorar la economía de combustible desde la perspectiva del TPPH centrado en la transmisión. (Problema de investigación).

f. De esta manera se podrá responder a las preguntas

Cuando se integra un TPPH, ¿Cómo influye la transmisión y sus variables en el dimensionamiento de cada uno de sus componentes?

¿Cuáles son los requerimientos más importantes de la transmisión?

¿Cuáles son las variables más críticas en una transmisión flexible?

¿Cómo influye la estrategia de control en la eficiencia del TPPH?

(Preguntas de investigación).

g. Vamos a probar si al modificar cada uno de los parámetros de la transmisión se mejora el consumo de combustible (Hipótesis).

En los siguientes capítulos se responderán de manera completa estas interrogantes.

CAPITULO 3

CARACTERIZACIÓN DE LA TRANSMISIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL TTPH. METODOLOGÍA.

3.1 Introducción

En el capítulo anterior se comentaron varios criterios empleados para el dimensionamiento del TTPH, su eficiencia y papel desempeñado por la transmisión. Se esbozó nuevamente el problema de investigación y se formularon varias preguntas. En este capítulo se presenta una metodología para el diseño y dimensionamiento del TTPH de un VEH desde la perspectiva de una transmisión flexible para lograr alta economía de combustible. El objetivo es proponer una transmisión, su arquitectura y llevar a cabo su caracterización para poner de manifiesto la influencia de sus variables en el desempeño total del TTPH. Para ello se instrumenta un software basado en Matlab® llamado Tren de Torque y Potencia Modulados **TTPM**. Las estrategias de diseño discutidas en esta sección permitirán a los investigadores especializados en transmisiones, establecer los objetivos de cada componente del sistema y analizar los compromisos asociados. Este procedimiento consiste analizar las variables de la transmisión propuesta y asignar un peso a su influencia en el objetivo final que es la mejor economía de combustible; después se selecciona de entre varios motores eléctricos y motores de combustión interna la combinación que mejor cumple con los requerimientos de la misión para constituir el TTPH, siempre tomando en cuenta el objetivo de mejorar la economía de combustible.

Después de la discusión de los supuestos clave asumidos en esta metodología, se presentan unas simulaciones para enfocarnos a un VEH tipo pick-up en el capítulo 4.

En el diseño de un vehículo se toman en cuenta requisitos importantes como son el consumo de combustible, las emisiones producidas y el desempeño. El usuario normalmente toma en cuenta en primer lugar el desempeño y deja en segundo lugar la economía de combustible y el nivel de las emisiones. El correcto desempeño incluye la entrega de torque y potencia suficientes demandados por el vehículo para cumplir las expectativas del usuario. Se puede pensar en mejorar la economía de combustible y la reducción de los gases contaminantes bajo diferentes condiciones de manejo una vez que se logra el objetivo de cumplimiento de las metas de desempeño preestablecidas.

Se plantearon varias preguntas de investigación las cuales pueden ser resueltas mediante la metodología que se propone.

- Con las técnicas propuestas y empleadas ¿se puede definir el TTPH más eficiente, el cual, asociado a un conjunto de parámetros de diseño de la transmisión le permita al vehículo alcanzar un conjunto mínimo de requisitos de desempeño?
- Con las técnicas utilizadas, ¿se puede definir el diseño del TTPH para un vehículo específico?

Se necesita una metodología que permita al diseñador asociar los requerimientos de desempeño del vehículo a los de la transmisión y a los del consumo de combustible.

Es necesario también definir las herramientas para establecer el marco de trabajo de esta metodología la cual se define en este capítulo y se aplica de manera formal en el caso de estudio del capítulo 4. Sus resultados se contrastan con los reportados del VC equivalente original.

El procedimiento desarrollado en una simulación, permite variar la configuración del TTPH en un vehículo desde el punto de vista del desempeño de la transmisión hasta que se alcance el óptimo. La metodología propuesta deberá responder también a las siguientes preguntas:

- ¿Cómo se debe configurar la transmisión y el TTPH que cumpla con las demandas de torque y potencia y, al mismo tiempo, cumpla con las regulaciones de la economía de combustible?
- ¿Cómo se debe ligar la simulación de la transmisión, el TTPH, el consumo de combustible con los mapas de eficiencia y los ciclos de manejo para lograr un buen desempeño del TTPH?

Para empezar a resolver esas preguntas vamos a revisar las prácticas comunes del diseño en este campo.

Se ha mejorado el rendimiento de las transmisiones ya existentes, las cuales se diseñaron inicialmente para vehículos más simples, incrementando el número de cambios para compatibilizar de manera más precisa la velocidad y torque provenientes del MCI y los demandados en las ruedas. Con esto se mejora el rendimiento del MCI y se cumple la misión del vehículo. De esta manera se logra una comunicación mecánica más suave y eficiente entre la fuente de potencia y las ruedas, se tienen transitorios menos bruscos y prolongados [Gerhard Wagner 2002].

En un VEH las circunstancias cambian: hay al menos dos fuentes de energía, se tiene la función del frenado regenerativo, la estrategia de control, etc. Para un flujo de potencia y torque exigidos, se puede seleccionar la transmisión y configuración del TTPH que cumpla con esas demandas de manera eficiente. De acuerdo a la misión del vehículo se define el máximo torque y velocidad angular requeridos.

En este trabajo propongo diseñar en TTPH de la siguiente manera:

1. Establecer la misión del vehículo en estudio en base a los parámetros de PNGV.
2. Definir la estrategia del control indicando cuándo va a actuar cada componente del tren y con qué características de comportamiento. El diseñador define este comportamiento en base a la misión pero también estableciendo qué papel va a desempeñar cada motor en la entrega de la potencia torque requeridos. Por ejemplo, dependiendo del % de hibridización del tren de potencia, cada motor se define en base a si el ME asiste al MCI o viceversa.
3. Utilizar una transmisión flexible que incluye un TPE, un CVT y un tren simple como la propuesta por Anderson. Modifico este modelo al introducir un tren reductor entre el brazo y el ME para mover la respuesta del éste a una zona de más alta eficiencia.
4. Definir valores iniciales de los parámetros de la transmisión en base a parámetros generales de comportamiento del vehículo, para analizar su influencia en el desempeño del vehículo. Para ello desarrollo un software llamado TTPM en su parte correspondiente al análisis de la transmisión flexible el cual desarrollé para este propósito. Este se instrumenta en base al equilibrio estático y dinámico en la transmisión al funcionar todo el TTPH.
5. Analizar el comportamiento del TTPH con estos valores tentativos obtenidos y determinar la potencia y torque requeridos del ME y del MCI en condiciones extremas.
6. Seleccionan combinaciones de ME y MCI de la base de datos de ADVISOR lo más apegado a los resultados surgidos del paso anterior. Se tiene la intención de encontrar el MCI

más pequeño que aunado con el ME también más pequeño entreguen el torque demandado en sus zonas de máxima eficiencia comandados por la transmisión flexible.

7. Probar la configuración tentativa del TPPH en los ciclos de manejo urbano (UDDS) y el de autopista (HWFET) utilizando el software diseñado en este trabajo TPPM en la parte de simulación del TTP integrado. Se corre la simulación hasta obtener la combinación que mejor cumpla con la misión del vehículo con menor consumo de combustible. Se revisan los parámetros de la misión establecidos anteriormente para ver que también se hayan alcanzado.

Así, el diseñador tiene un procedimiento que permite variar los parámetros de la transmisión y las combinaciones de las fuentes de potencia (ME y MCI) para alcanzar las demandas del usuario.

La transmisión para un VEH, como ya se ha mencionado, recibe la potencia y el torque del MCI y del ME, los suma, modifica y envía al diferencial. La función de la transmisión sigue siendo la misma: *compatibilizar el torque y la velocidad angular de las fuentes de potencia con las del camino*. Sólo que, en el caso del VEH, es importante regular esas variables de manera que tanto el ME como el MCI operen en zonas de máxima eficiencia siendo la transmisión “el orquestador” en la estrategia de control de su funcionamiento.

Como se vio en el capítulo 2, hay varios criterios de la arquitectura de la transmisión en los TPPH existentes. En el Toyota Prius se tiene un ‘CVT electrónico’ que consta de un sistema mecatrónico como se menciona en la sección 2.3.3.1. A la velocidad cruceo este vehículo es poco eficiente teniendo que consumir energía adicional del generador para controlar el funcionamiento de su TPPH [Duoba Michel et al. 2001]. Csaba [Csaba Tóth-Nagy 2000] hace un análisis del uso del TPE en una transmisión flexible para un VEH. En él concluye que la arquitectura usada en el Prius es la más ventajosa. Por otro lado, Anderson [Anderson Jhon A 1999] propone una arquitectura para la transmisión donde utiliza componentes mecánicos equivalentes a los del Prius, sólo que, al separarlos formalmente en componentes independientes, se pueden lograr las configuraciones deseadas sin consumos adicionales de energía. El sistema de control en este caso también se hace más sencillo.

3.1.1 El modelo de Anderson

Esta transmisión, figura 3.1, consta de un TPE (1), un tren simple (2), un CVT (3), los embragues A, B y C y la salida al diferencial. A la transmisión se conectan el MCI, el ME y el generador.

Con este arreglo se puede hacer funcionar al vehículo en varias configuraciones:

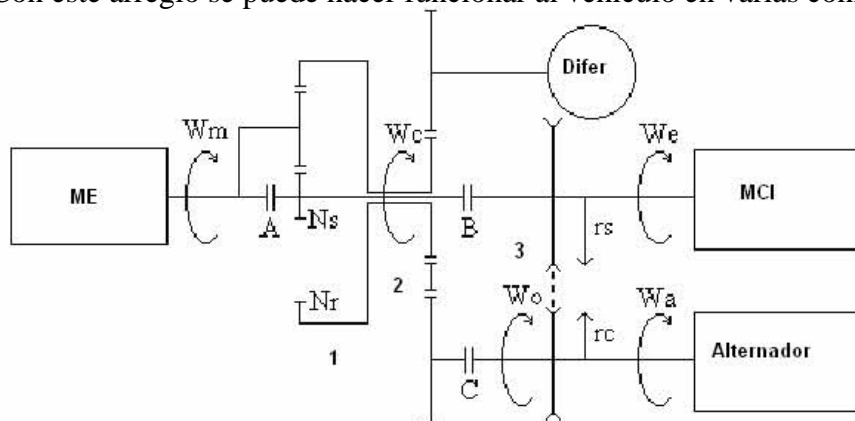


Figura 3.1 Arquitectura de la transmisión flexible propuesta para el VEH

- Eléctrico puro

Al iniciar la marcha el vehículo toma energía de las baterías para impulsar al ME. Para ello, el embrague A está conectado y los embragues B y C están desconectados, el MCI está apagado. Al estar conectado el embrague A, el ME impulsa al engrane sol y al engrane corona a la misma velocidad; bajo esta circunstancia todos los elementos del tren giran a la velocidad del ME de acuerdo con el modelo de Willis. Esta velocidad es proporcional a la del vehículo. Se aprovechan entonces las excelentes características del alto torque de arranque del ME.

- Híbrido en Serie

El vehículo sigue funcionando como VE. Si el recorrido es muy extenso a velocidades bajas como en el tráfico citadino, las baterías se descargan hasta su límite inferior preestablecido en la estrategia de control. En ese momento se enciende el MCI y recarga las baterías por medio del generador a través del CVT. En este momento el vehículo funciona como híbrido en serie figura 3.2. El MCI proporciona energía al ME a través del generador y si es posible recarga baterías también. Los embragues B y C están desactivados.

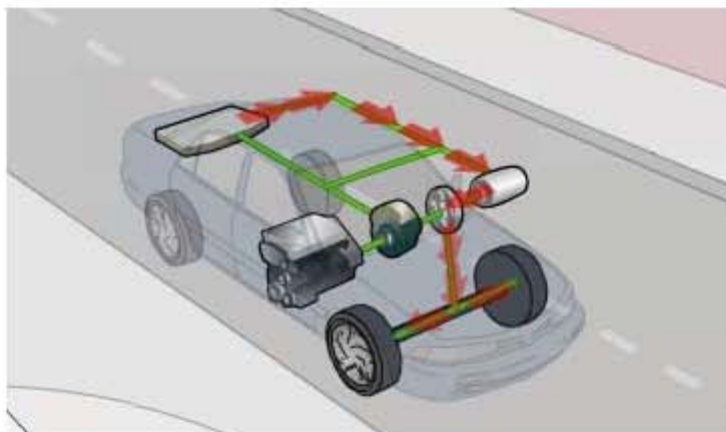


Figura 3.2 Configuración como VE o Híbrido en serie. Cambia de una a otra sólo con encender o apagar el MCI. El MCI no se conecta directamente a las ruedas

- Vehículo Convencional

Cuando el vehículo ha llegado a una velocidad llamada de acoplamiento, V_{ac} , definida por el diseñador, el ME transfiere la carga del camino al MCI. En ese momento se enciende el MCI y se lleva hasta su zona de óptima eficiencia de acuerdo a su mapa de eficiencias. Los embragues B y C se activan y el A se desactiva. De esta manera, el CVT regula la relación de velocidades entre el MCI y la de las ruedas. El MCI impulsa al vehículo hasta la velocidad cruce (90-110 kmph).

- Híbrido en Paralelo

Si al ir de la velocidad de acoplamiento a la velocidad de cruce se requiere acelerar, por ejemplo en caso de una pendiente pronunciada o un rebase, figura 3.3, además del MCI se activa el ME y contribuye a la aceleración con un torque T_{me} . La suma de la potencia de ambos motores debe satisfacer la demanda del vehículo bajo esas circunstancias. Esta configuración también se da cuando se pretende llegar a la máxima velocidad preestablecida.

La suma de la potencia de ambos debe ser suficiente para llevar al vehículo también a su máxima velocidad de diseño.

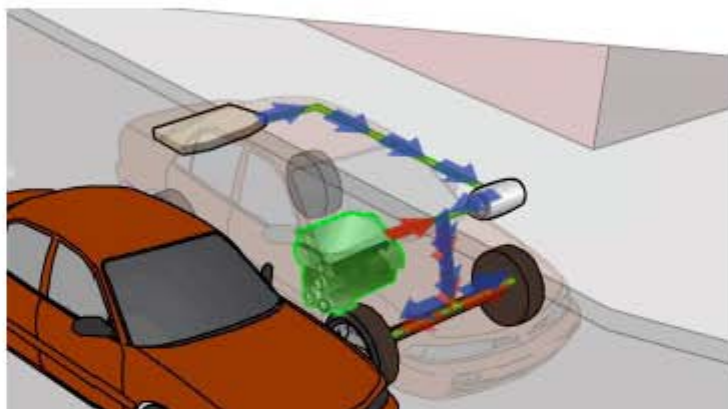


Figura 3.3 Al requerir mayor torque para acelerar, el MCI es asistido por el ME. Ambos se conectan directamente a las ruedas a través de la transmisión flexible.

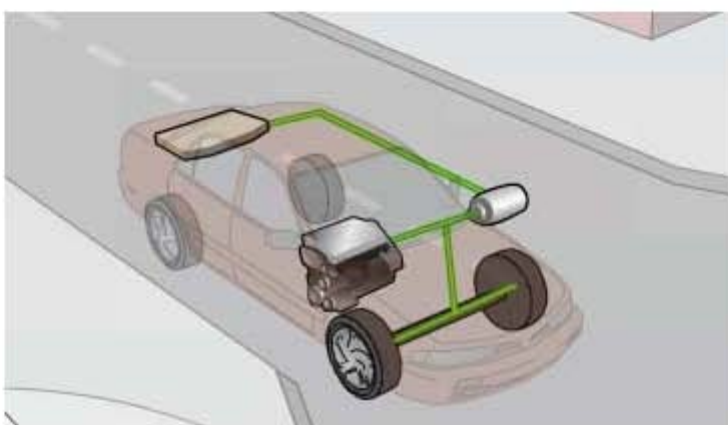


Figura 3.4 Cuando el vehículo se detiene, el MCI puede estar apagado o encendido cargando baterías.

Ventajas

Con este TTPH se busca mejorar el consumo de combustible en un porcentaje de alrededor de 10% como lo menciona Krugler [Kluger Michel 2000]. ¿Cómo se logra esto y qué ventajas representa en contraste con otras propuestas existentes?

En primer lugar el requerimiento de potencia del MCI se va a hacer de manera más ordenada y oportuna. Esto se instrumenta por medio de la transmisión (el hardware) y de la estrategia de control (el software).

Por medio de ellas es posible operar al tren de potencia en modo eléctrico puro, convencional, híbrido serie e híbrido paralelo y una combinación de los dos últimos.

Con el CVT es posible compatibilizar la velocidad angular del MCI con la requerida por las ruedas y con el TPE se puede adicionar o sustraer energía del tren de potencia de manera fácil y eficiente. La contribución del ME al torque demandado en este modelo se realiza en el TPE, siendo ésta la parte de la transmisión donde se maneja torque de menor valor que si se colocara el ME a la salida del TPE como sucede en el Prius. Tendremos entonces un ME de altas rpm y bajo torque con lo que se mejora el uso de la energía disponible.

En este sistema el control se hace relativamente más sencillo.

3.2 Caracterización de la transmisión flexible

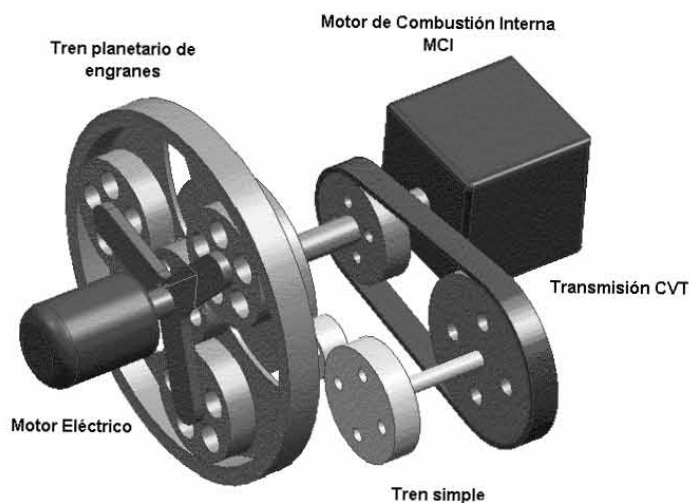


Figura 3.5 Modelado de la transmisión flexible en UGS [Unigraphics] empleado para la simulación del flujo de torque. Está constituida por TPE, CVT, MCI y ME

3.2.1 Modelado de la transmisión

Variables

Las variables geométricas de la transmisión son: la reducción de engranaje en el TPE, g_{rs} , la reducción de engranaje en el tren simple, g_c , y la relación variable en el CVT, g_{cvt} . La razón N_r/N_s es g_{rs} , la razón N_3/N_{rout} es g_c y la razón r_{out}/r_{in} (de las poleas del CVT) es g_{cvt} . N_s representa el número de dientes en el engrane sol, N_r representa el número de dientes en la parte interior del engrane corona. N_3 es el número de dientes en el engrane conectado a la flecha de salida del CVT. Los radios instantáneos de las poleas del CVT se representan por r_{out} y r_{in} . Los valores de estas variables determinan la relación entre las velocidades de rotación y el torque de los componentes de todo el tren. La estrategia de control es un aspecto muy importante que debe ser considerado para regular el consumo y producción de energía en el tren de transmisión de potencia al controlar el valor de varias de éstas. Al diseñar esta estrategia se determina entre otras cosas el grado instantáneo de hibridización tentativo GH obtenido en un ciclo de manejo ($GH = \text{Potencia del ME} / (\text{Potencia del MCI} + \text{Potencia del ME})$). En la estrategia de control se establece cuándo se debe operar al vehículo en modo convencional, eléctrico o híbrido para lograr la máxima eficiencia instantánea la cual es evaluada en términos del consumo de combustible. Para analizar el comportamiento de la transmisión y conocer la influencia de las variables mencionadas anteriormente (g_{rs} , g_c y g_{cvt}) se utilizó un software que he diseñado ex profeso con la finalidad de hacer un barrido de los valores de esas variables en un rango aceptable y ver sus efectos en la respuesta del TTP en lo relacionado al flujo de torques y velocidades angulares cuando el vehículo acelera, se mueve a la velocidad crucero, a velocidad máxima o está en relantí. En el modelo de la figura 3.6 se observa esquemáticamente el flujo del torque y la potencia así como las relaciones cinemáticas en el TTP.

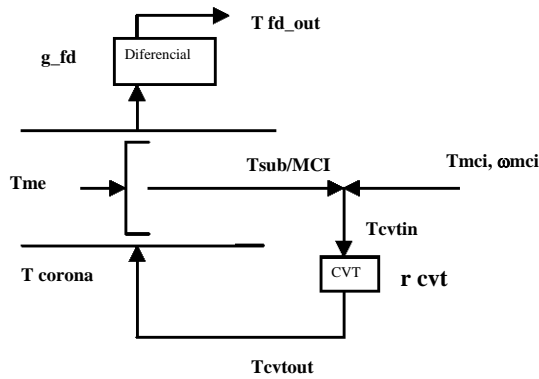


Figura 3.6. Diagrama de flujo de torque en la transmisión en modo paralelo

En la configuración en modo paralelo el MCI entrega torque al engrane sol, el ME entrega torque al brazo; un porcentaje de éste fluye a través del CVT sumándose con el que proviene del engrane sol; finalmente ambos se suman en la corona y se envían al diferencial y de ahí a las ruedas. Para hacer el modelo matemático se establecen las ecuaciones de equilibrio de torque y la ecuación de Willis [Automotive Handbook] para la cinemática. Todas ellas se plantean a continuación:

Ecuaciones de comportamiento del flujo de torque, ω y potencia en la transmisión

Los datos de entrada al modelo usados en este primer análisis son valores típicos implementados en un vehículo tipo Pick Up Chrysler Ram 2000 con peso bruto vehicular de 2800 kg (Peso del vehículo expresado en kilogramos, sumado al de su máxima capacidad de carga conforme a las especificaciones del fabricante y al de su tanque de combustible lleno).

Datos de entrada

Tfdout	1200 N-m	Torque requerido máximo en el ciclo de manejo
T brazo	300 N-m	Torque máximo entregado por el ME en el brazo
g_rs	3.5	Reducción entre el engrane corona y el sol
ω_{mci}	200 rad/s	Velocidad rotacional del MCI en zona de máxima eficiencia
g_cvt	1	Razón de reducción instantánea en el CVT
g_c	0.77	Razón de reducción en el tren simple
g_fd	3	Reducción de engranaje en el diferencial

Torques en el sistema

$$T_{corona} = T_{mci} * \frac{g_{cvt}}{g_c} \tag{1}$$

$$T_{sol} = \frac{\tau}{1-\tau} * T_{brazo} \tag{2}$$

$$\frac{T_{corona} - T_{fdin}}{T_{sol}} = \frac{-1}{\tau} \tag{3}$$

Velocidades de rotación en el sistema

$$\omega_{corona} = \omega_{mci} * \frac{g_c}{g_{cvt}} \tag{4}$$

$$\omega_{sol} = \omega_{mci} \tag{5}$$

$$\omega_{corona} = \omega_{sol} * \tau + \omega_{brazo} * (1 - \tau) \quad (6)$$

$$\omega_{fdin} = \omega_{fdout} * g_{fd} \quad (7)$$

$$\omega_{fdin} = \omega_{ring} \quad (8)$$

Balance de Potencia en el sistema

$$P_{mci} = T_{mci} * \omega_{mci} \quad (9)$$

$$P_{fdout} = T_{fdout} * \omega_{fdout} \quad (10)$$

$$P_{brazo} = P_{fdout} - P_{mci} \quad (11)$$

$$T_{brazo} * \omega_{brazo} = P_{brazo} \quad (12)$$

$$\tau = \frac{-1}{g_{rs}} \quad (13)$$

Todas las unidades están en SI: N, N-m, rad/s

Donde:

ω_{cvtout}	velocidad angular a la salida del CVT
ω_{cvtin}	velocidad angular a la entrada del CVT
ω_{mci}	velocidad angular del MCI
ω_{corona}	velocidad angular de la corona
ω_{brazo}	velocidad angular del brazo
ω_{sol}	velocidad angular del engrane sol
T_{cvtout}	torque de salida del CVT
T_{mci}	torque del MCI
T_{sol}	torque transmitido por el sol
T_{cvtin}	torque de entrada al CVT
T_{corona}	torque transmitido por la corona
T_{brazo}	torque transmitido por el brazo
T_{fdout}	torque a la salida del diferencial
P_{fdout}	potencia a la salida del diferencial
P_{fdin}	potencia a la entrada del diferencial
P_{corona}	potencia transmitida por la corona
P_{cvtout}	potencia a la salida del CVT
P_{sol}	potencia transmitida por el sol
P_{MCI}	potencia entregada por el MCI
P_{brazo}	potencia de entrada al brazo desde el ME
g_{cvt}	reducción en el CVT
N_r	número de dientes en la corona
N_s	número de dientes en el sol
g_{fd}	reducción en el diferencial

$\tau = - (N_r/N_s)$ razón de reducción en el TPE cuando el brazo está fijo [Automotive Handbook].

Como primer paso en este diseño, se analiza el flujo de torque, la velocidad angular y el balance de la potencia en el sistema en el rango de las variables g_c , g_{rs} y g_{cvt} utilizando las ecuaciones 1 a 13 en el programa EES® (Engineering Equation Solver). Se obtienen valores iniciales para esas variables (ver figura 3.7) los cuales se toman como primera referencia para los análisis posteriores más detallados.

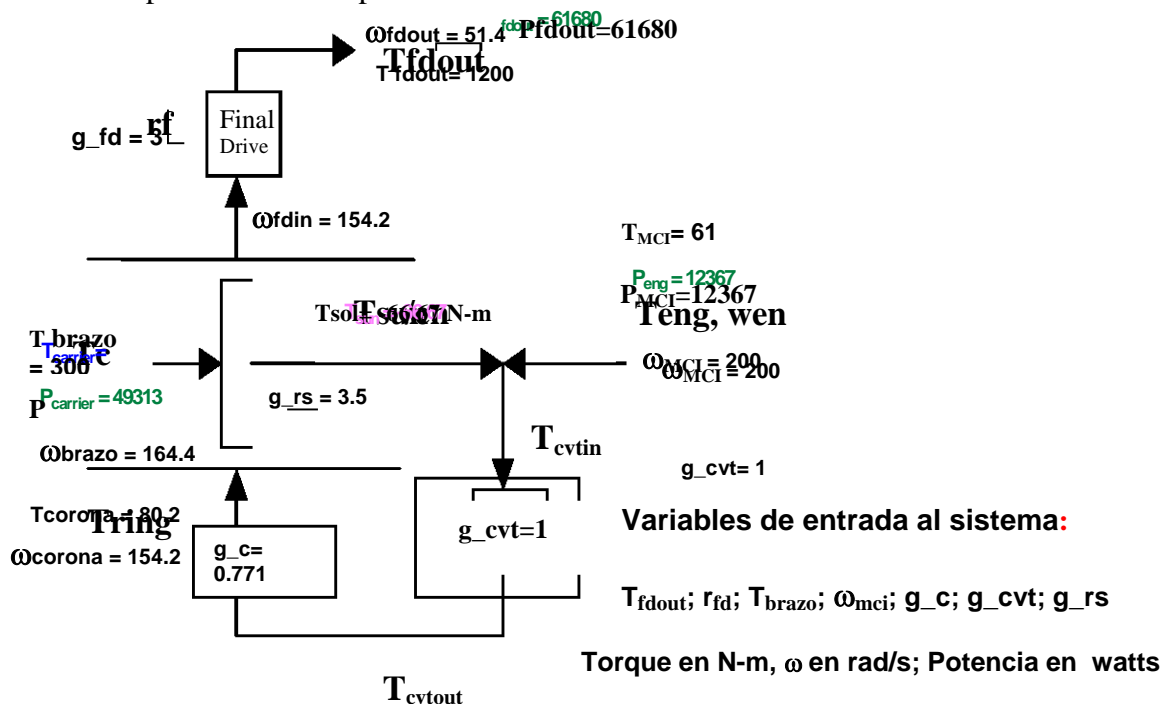


Figura 3.7 Representa una corrida con valores tentativos del TPPH para evaluar la influencia de cada variable en el sistema completo

La validación de este análisis fue hecha con el programa Working Model®, el cual permite en forma interactiva modificar los valores de las variables de interés y ver cómo se comportan los flujos de torque y potencia. Aquí se pudo observar en primera instancia que a medida que se entrega más torque por el ME, el torque demandado al MCI disminuye cuando se exige al TPPH un valor constante del mismo. Se puede ver también que a mayor velocidad del brazo se requiere menor suministro de torque por el ME. Con ello se obtiene el comportamiento general del sistema. En la figura 3.8 se observa la representación del sistema de la transmisión en Working Model® con los valores de entrada y salida.

Posteriormente se emplea una herramienta de software, basada en Matlab®, TPPM (parte 1 análisis transmisión) para la evaluación de la transmisión que permite ver el comportamiento de torques y potencias con más detalle. Aquí las variables g_c , g_{rs} y g_{cvt} son variables libres y ω_{EM} , ω_{fdout} , T_{fdout} y F_{banda} son variables dependientes.

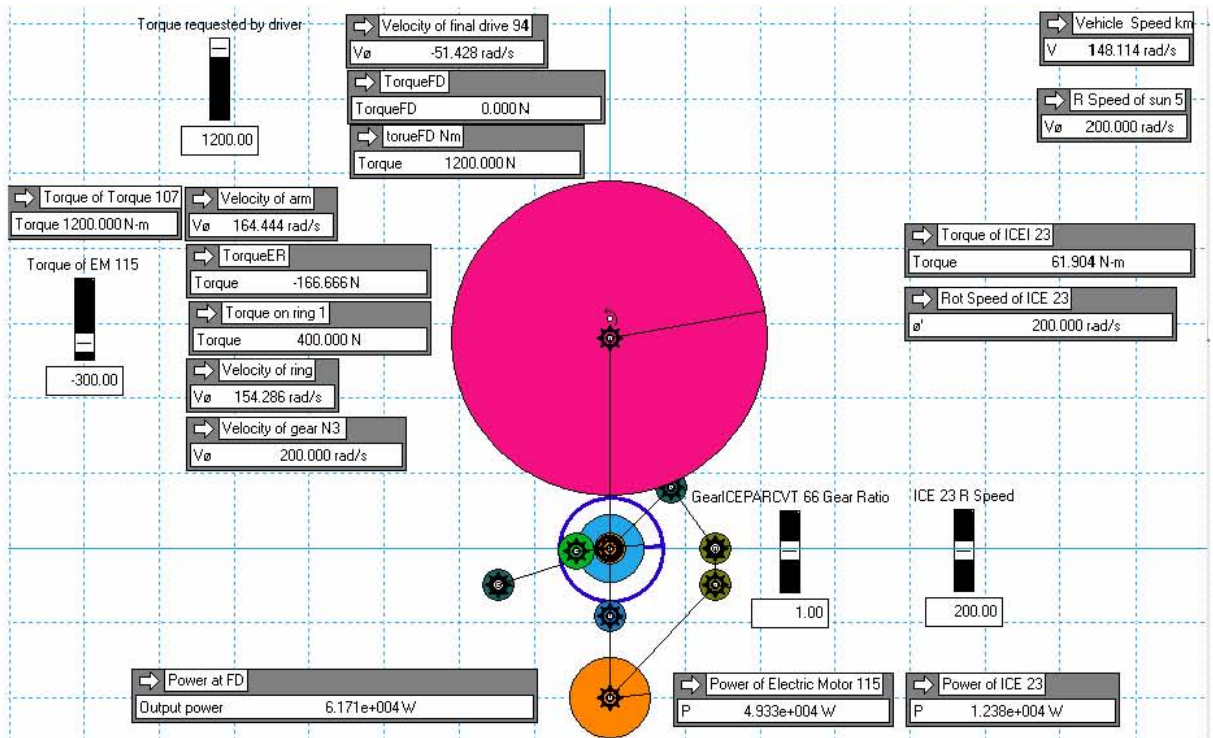


Figura 3.8 Modelo de la transmisión en Working Model. Con él se evalúa el comportamiento del sistema al modificar en tiempo real cada variable asociada al diseño y el desempeño.

Desarrollo del software

En esta primera etapa se tiene por objetivo mostrar cómo influye cada uno de las variables de la transmisión en el desempeño de las variables de salida del sistema lo cual incide en el desempeño total y en el consumo de combustible.

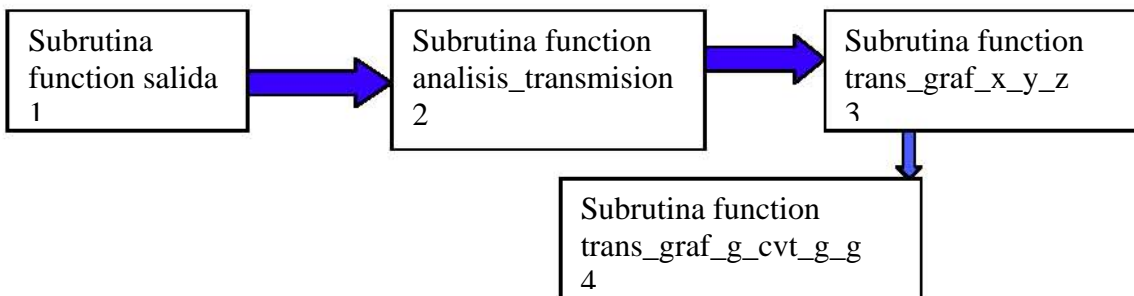


Figura 3.9 Diagrama de flujo del software TPPM para el análisis y caracterización de la transmisión flexible

Se analiza la influencia de la geometría del TPE representado por g_{rs} , la del tren simple con la variable g_c ; todo ello en el rango tentativo del CVT definido por g_{cvt} .

Subrutinas del software TPPM análisis de transmisión, su funcionamiento

En el primer paso se crea la subrutina 1 llamada “funcion_salida” que incluye la solución de las ecuaciones de la 1 a la 13; se definen también las variables de entrada y salida. La subrutina 2 “analisis_transmision” recibe los datos de salida obtenidos en el paso anterior y define qué variables se van a graficar, los valores inicial y final y sus rangos de variación.

Las subrutinas 3 “trans_graf_x_y_z” y la 4 “trans_graf_g_cvt_g_g” realizan la graficación de las variables seleccionadas. Estas se pueden ver en el apéndice 1. Los valores de entrada se enlistan en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Datos para el modelo de la transmisión flexible.
 * Definidos por el usuario. ** Valores típicos del vehículo.

Radio del engrane del diferencial	*	0.15 m
Radio exterior engrane corona	*	0.05 m
Radio interior engrane corona	*	0.15 m
Distancia entre centros poleas CVT	*	0.35 m
Máxima reducción en el CVT	*	3
ω_{mci}	**	200 rad/s
T _{mci_max}	**	160 N-m
T _{me_max}	**	300 N-m

Simulación

Se tienen 6 opciones de combinación de variables. En cada combinación se toman dos libres y una dependiente. Las libres son: g_c, g_rs y g_cvt. Las variables dependientes son: T_{fd}, ω_{EM} , ω_{fdout} y F_{banda}.

Se desarrollan las siguientes opciones:

- 1) Z vs. g_rs y g_cvt
- 2) Z vs. g_c y g_cvt
- 3) Z vs. g_rs y g_c
- 4) Z vs. T_ME y g_cvt
- 5) Z vs. T_Me y g_rs
- 6) Z vs. T_Me y g_c

Donde Z representa en todos los casos la variable dependiente T_{fd}, ω_{EM} , ω_{fdout} y F_{banda}.

El vector de datos de la variable “análisis_transmision” es como sigue:

análisis_transmision(r_d,r_ce,r_ci,c,g_g,g_c,g_cvt,w_mci,t_mci,t_me,opcion,vix,vfx,nx,viy,vfy,ny) que corresponde con valores como los siguientes que pueden cambiar para cada caso en particular.

análisis_transmision (0.1,0.3,0.24,0.3,3,0.66,1,350,-100,-100,1,1,3,10,0.5,3,10)

Siendo

- r_d radio del engrane del diferencial
- r_ce radio del engrane corona exterior
- r_ci radio del engrane corona interior
- c distancia entre centros den CVT
- g_rs reducción de engranaje en el tren planetario
- g_c reducción de engranaje en el tren simple
- g_cvt reducción en el CVT
- w_mci velocidad angular del MCI
- t_mci torque en MCI
- t_me torque en el ME
- opcion se refiere a una de las 6 combinaciones de la simulación

vix	valor inicial de la variable x
vfx	valor final de la variable x
nx	número de cálculos en el intervalo de x
viy	valor inicial de la variable y
vfy	valor final de la variable y
ny	número de cálculos en el intervalo de y

a. La influencia de g_rs.

Se analiza la primera opción. Z vs. g_rs y g_cvt

Como se observa en la tabla resumen 3.2, el tomar los valores de g_rs menores (2) en el rango de 4 a 2, tiene efectos benéficos en T_{fd} , ω_{EM} , y en la potencia total desarrollada; pero no en la fuerza en la banda F_{banda} . El efecto de la mejora en la capacidad de potencia en el diferencial se debe a que se transmite más torque (alrededor de 7% más). Se toma el límite inferior del rango del CVT como 1 y el valor de g_rs de 2 a 4 en la figura 3.10. La velocidad angular no se modifica por ese efecto como se observa en la figura 3.11. Los efectos en la banda, al tomar g_rs valores cercanos a 4 son benéficos ya que disminuye el valor de la fuerza que transmite el CVT, ver figura 3.14. El torque obtenido en el diferencial es mayor para el valor del g_cvt de 1 y el rango del g_rs de 2 a 4, figura 3.12. Basándose en los resultados observados, se puede dar un rango a g_rs de $3 < g_{rs} < 4$. Los valores específicos van a depender de la misión definida para cada vehículo.

Tabla 3.2 Valores de la transmisión al variar g_rs de 2 a 4 en el rango del CVT de 1 a 3

- Para g_cvt =3

g_rs valor/ Variable	ω_{fd} rad/s Fig 3.11	T_{fd} N-m Fig 3.12	ω_{EM} rad/s Fig 3.13	F_{banda} Fig 3.14	N	Pot total kW Fig 3.10
g_rs =2	29.94	1768	179.5	1793		52.95
g_rs = 4	29.94	1643	141.9	1600		49.19

- Para g_cvt =1

g_rs valor/ Variable	ω_{fd} rad/s Fig 3.11	T_{fd} N-m Fig 3.12	ω_{EM} rad/s Fig 3.13	F_{banda} Fig 3.14	N	Pot total kW Fig 3.10
g_rs =2	89.83	720	297	896.6		64.73
g_rs = 4	89.83	707	285.6	800		63.56

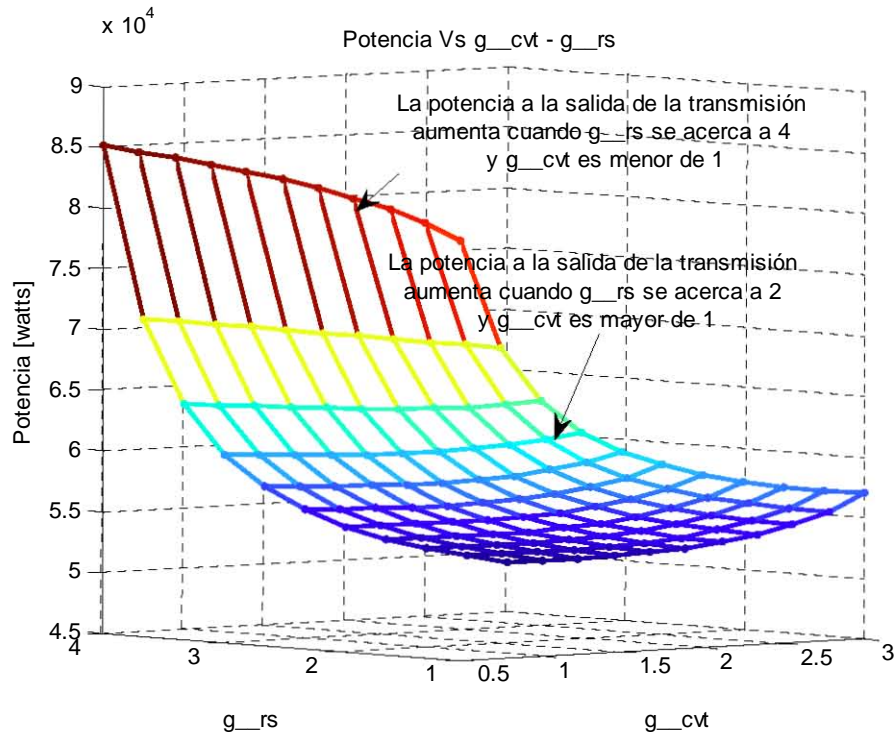


Figura 3.10 La potencia en el diferencial disminuye cuando g_{rs} se acerca al valor de 4

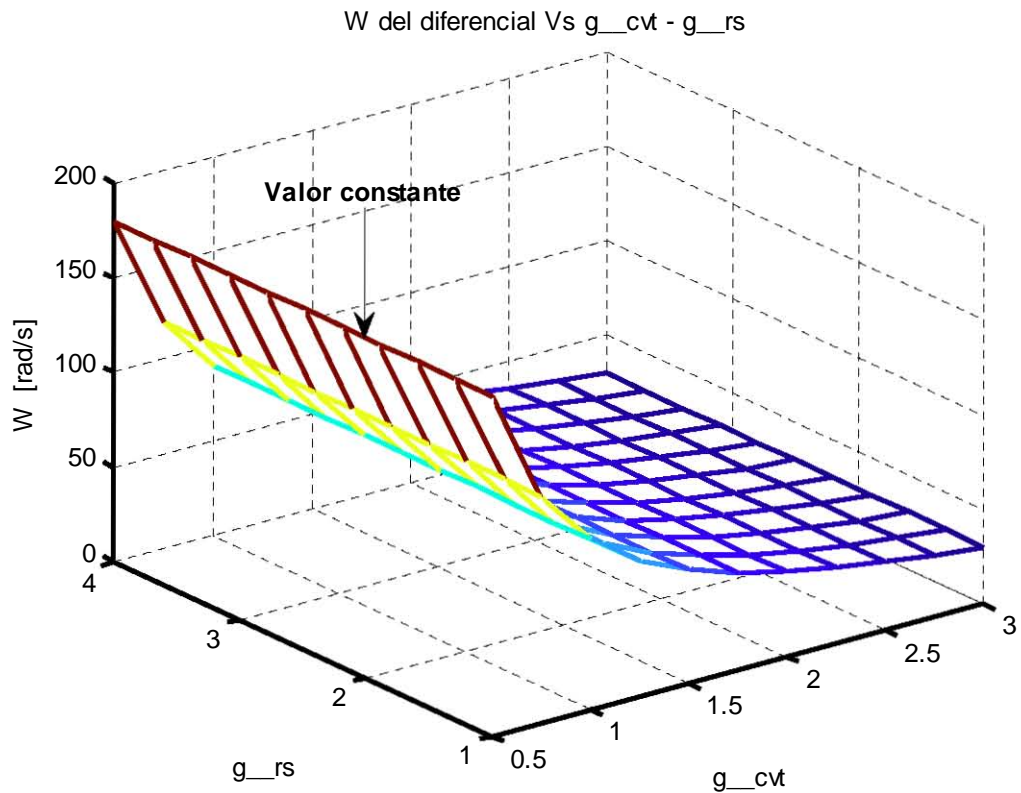


Figura 3.11 La ω del diferencial no se ve afectada por el valor de g_{rs}

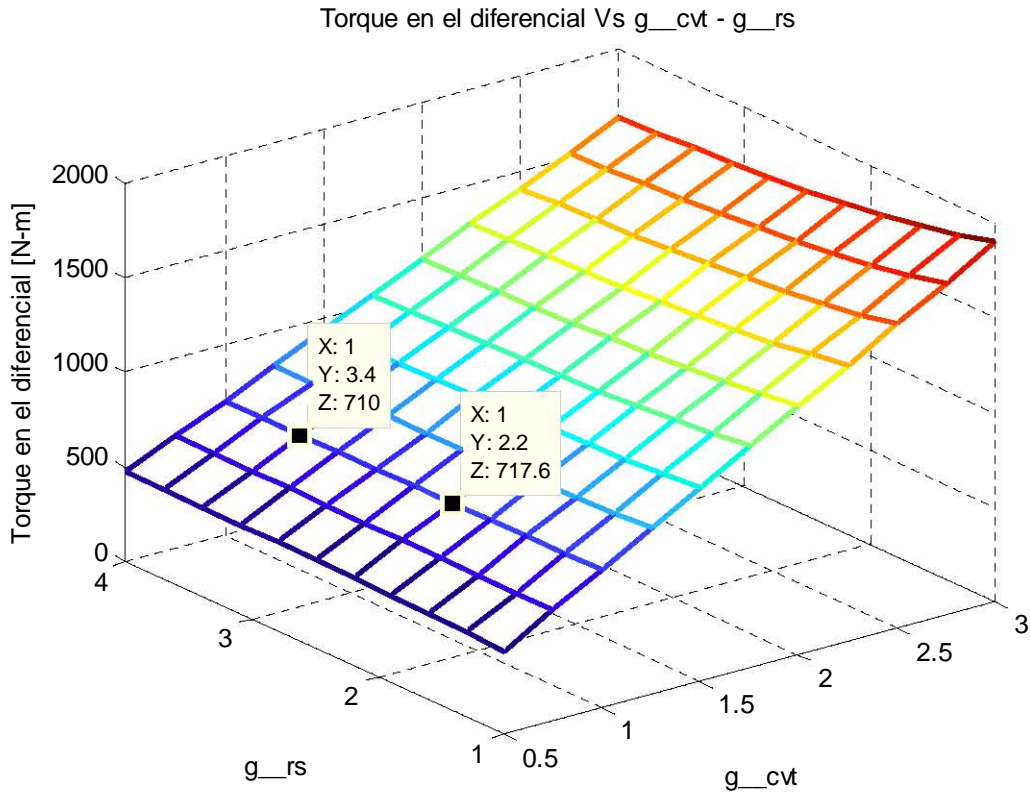


Figura 3.12 El torque en el diferencial es ligeramente mayor a medida que g_{rs} se acerca a 2

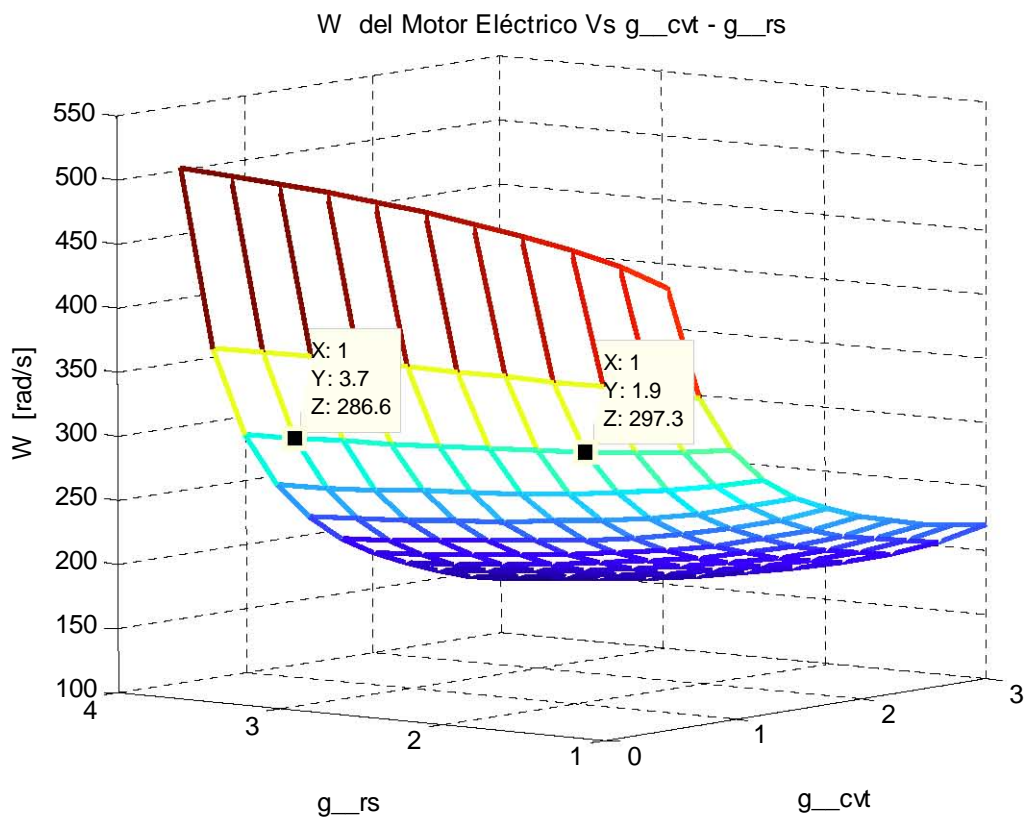


Figura 3.13 La ω del ME es mayor con g_{rs} cercana a 2

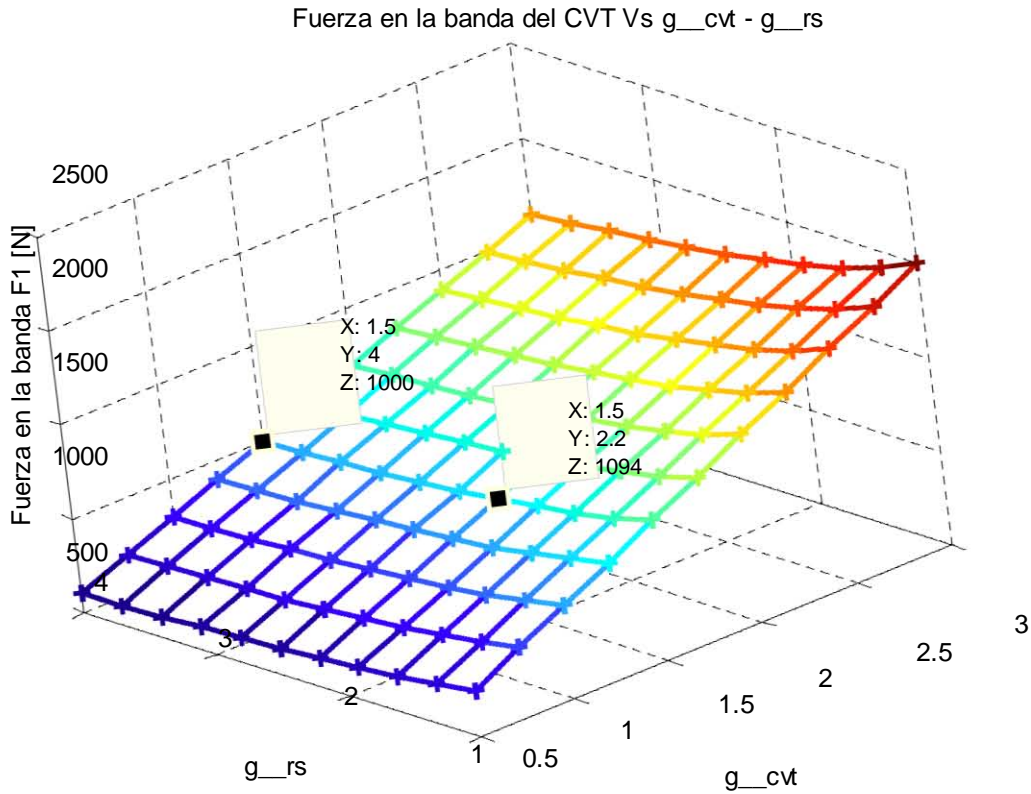


Figura 3.14 La fuerza en la banda es menor a medida que g_{rs} se acerca a 4

b) La influencia de g_c .

Se analiza la segunda opción. Z vs. g_c y g_{cvt}

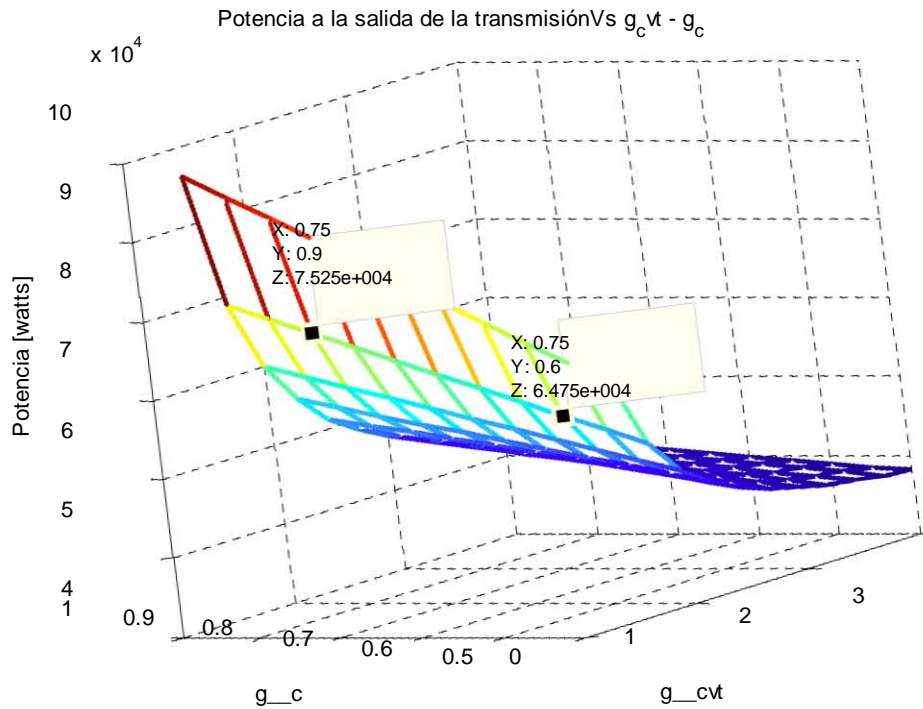


Figura 3.15 La potencia transmitida a la ruedas es mayor al incrementar el valor de g_c

Al incrementar g_c hasta el valor de 1, se transmite más potencia al diferencial con mayor velocidad angular, figuras 3.15 y 3.16. Esto es particularmente notorio a altas velocidades del vehículo ya que la velocidad en el diferencial es proporcional al valor de g_c . Por el contrario, la transmisión del torque se incrementa al bajar el valor de g_c , figura 3.17.

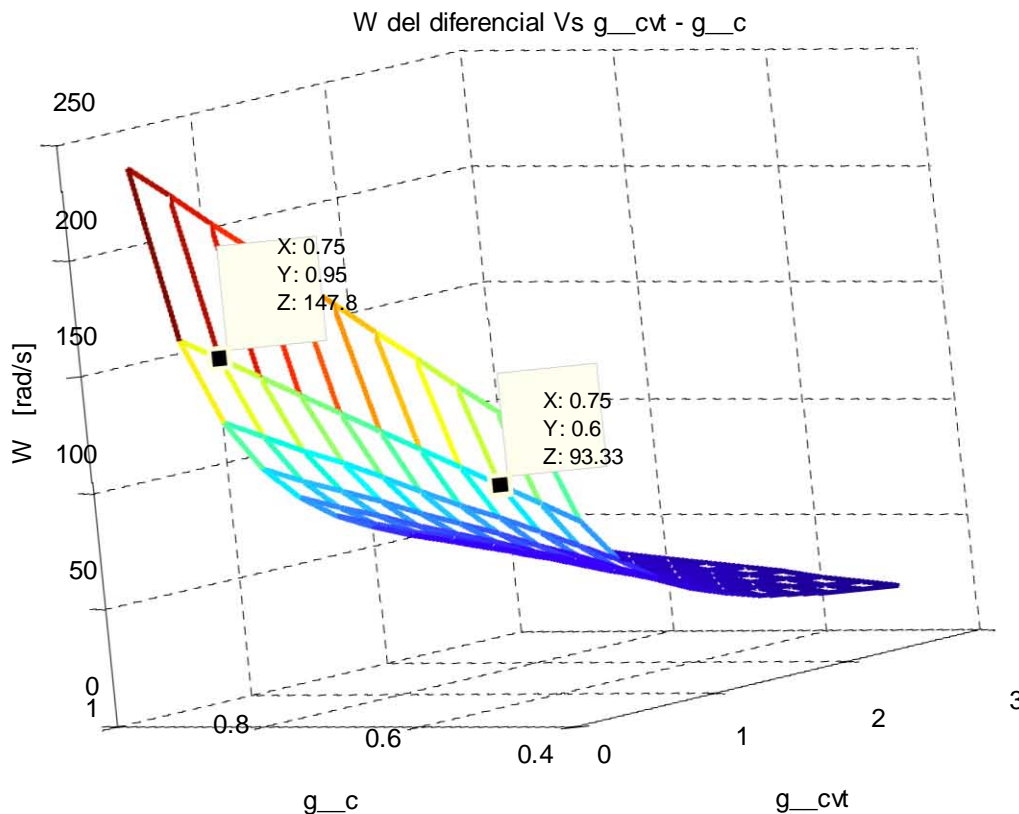


Figura 3.16 La ω transmitida a la ruedas es mayor al incrementar el valor de g_c

Entonces, si se requiere un vehículo de alta velocidad con un pequeño rango del CVT, g_c debe estar cercano a 1. Si se requiere un vehículo de alto torque, g_c debe estar cercano a 0.5. Además, si g_c está cercano a uno, la velocidad del brazo se incrementa por lo que el ME puede enviar más potencia al sistema figura 3.18. La contribución de la potencia producida por el ME a la potencia total es más significativa a altas rpm del sistema.

Un valor alto de g_c disminuye la demanda de torque del ME y con ello la fuerza que se aplica a la banda.

Por otro lado, la contribución del torque del ME es mayor cuando las rpm del sistema están en niveles bajos como se muestra en la figura 3.18. Por lo que, a mayor torque generado en el ME, mayor es la fuerza a través de la banda del CVT lo cual es indeseable.

Por lo anterior, un valor de 0.7 para el g_c representa una buena relación entre el torque y la velocidad angular a la salida del sistema. Por ejemplo para valores del CVT cercanos o menores a uno.

En la figura 3.19 se observa que el valor de g_c no influye en el valor de la fuerza en la banda del CVT.

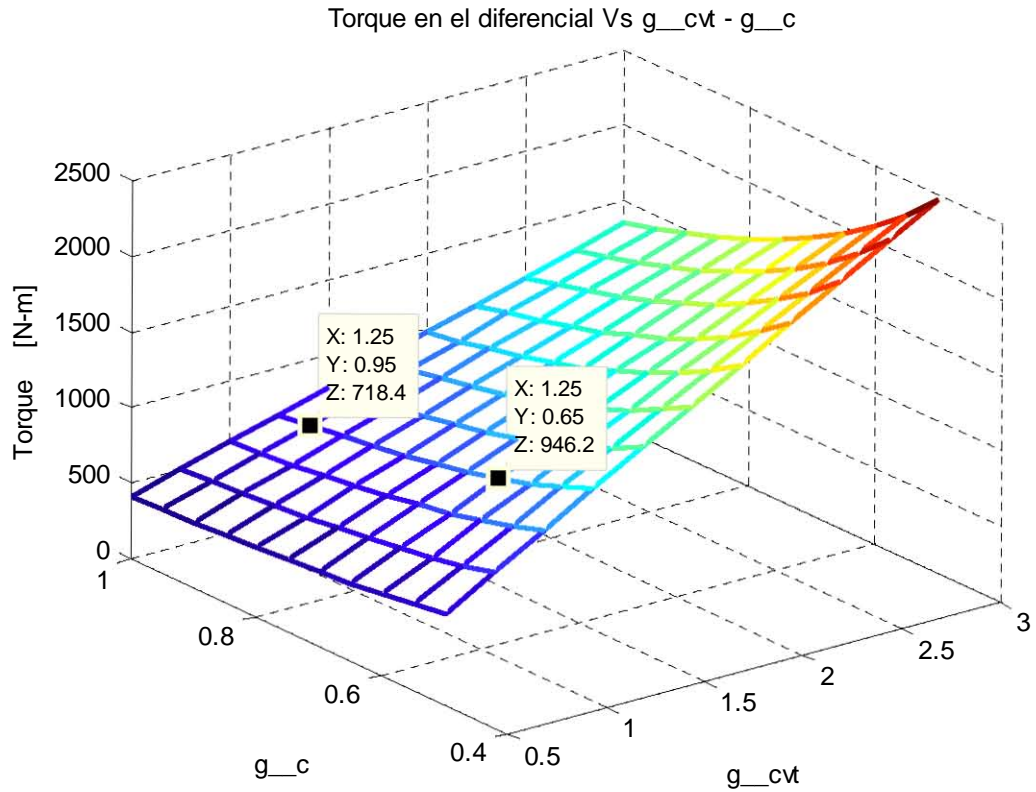


Figura 3.17 El torque en el diferencial es mayor para valores de g_c cercanos a 0.5

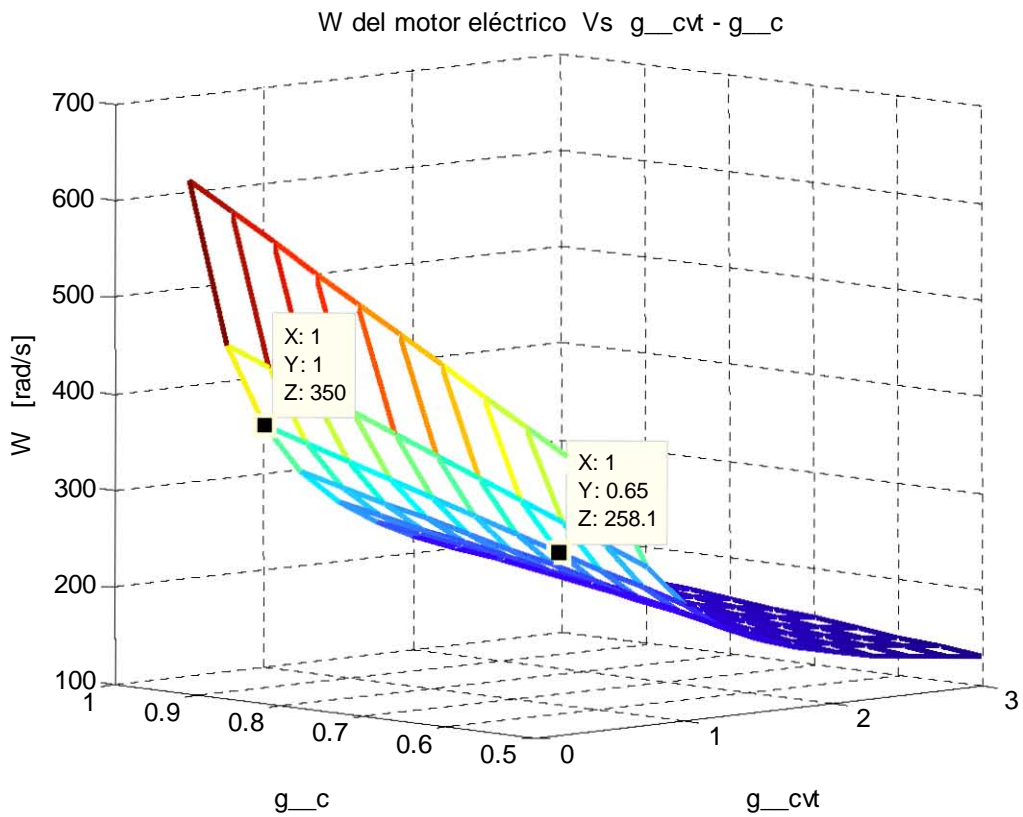


Figura 3.18 Si g_c se acerca a uno, la ω del ME aumenta considerablemente

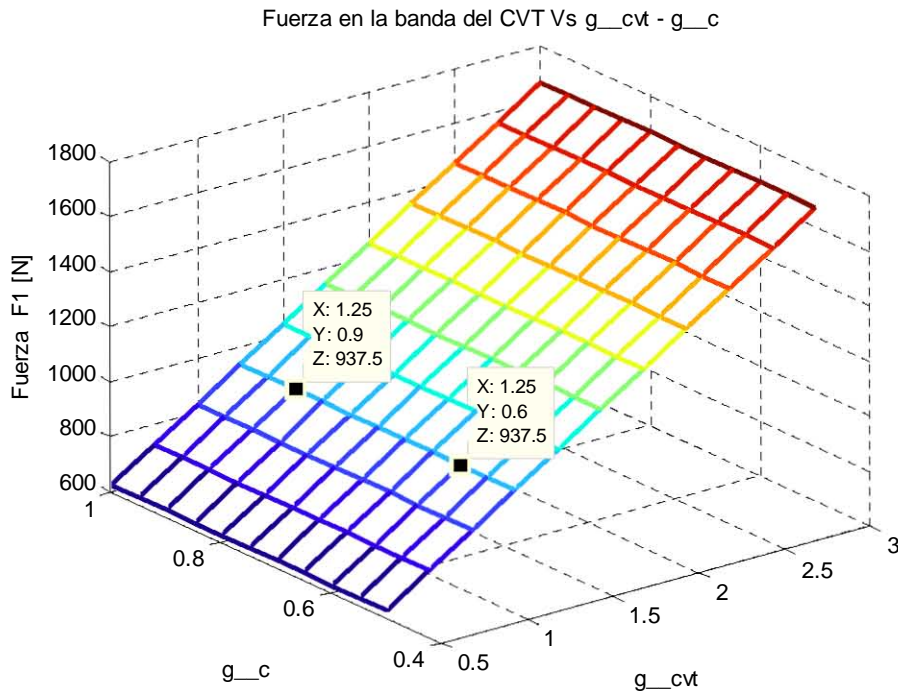


Figura 3.19 El valor de g_c no influye en la fuerza de la banda del CVT de manera directa. Como resultado de este primer análisis, se ve que valores tentativos de $g_{rs} = 3$ y $g_c = 0.7$ representan un buen arreglo inicial para el manejo del flujo del torque y la potencia en el sistema híbrido. Los valores específicos de la transmisión g_{rs} , g_c y g_{cvt} se afinan cuando se trata ya de todo el TPPH y de un vehículo con una misión específica.

3.3 Modelado del Tren de Transmisión de Potencia

Una vez definidas las variables en el TPE, el tren simple y el CVT, la segunda parte del diseño consiste en la selección de los otros componentes del TPPH. Estos son el ME con especificaciones como rangos de suministro de torque y velocidad angular óptimos, la potencia demandada por el sistema en condiciones normales de operación y a máxima potencia requerida; el MCI, su potencia disponible, los rangos de velocidad angular y torque que le permiten trabajar en su zona de máxima eficiencia; el banco de baterías con suficiente capacidad para almacenar energía haciendo que el sistema sea de carga sostenible y, por último, el alternador con suficiente capacidad para recargar el banco de baterías y al mismo tiempo suministrar la energía necesaria al ME.

3.3.1 Conceptos Básicos

La potencia requerida para impulsar el vehículo depende de factores como:

- El coeficiente de resistencia al rodamiento C_{rr}
- El coeficiente de resistencia del viento C_d
- La fuerza requerida por la pendiente $mg \cdot \sin \alpha$
- Fuerza para acelerar $m \cdot a$
- Cargas auxiliares.

Las ecuaciones obtenidas de la referencia [Gillespie, T.D. 1992] se utilizan para calcular la potencia para mover al vehículo.

$$F_{\text{acel}} = m \cdot a \tag{14}$$

$$F_{\text{aire}} = C_d \cdot A_p \cdot \rho \cdot v^2 / 2 \tag{15}$$

$$F_{\text{rod}} = C_{rr} \cdot N \tag{16}$$

$$F_{\text{pend}} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \tag{17}$$

$$N = m \cdot g \quad (18)$$

$$F_{\text{trac}} = F_{\text{acel}} + F_{\text{aire}} + F_{\text{rod}} + F_{\text{pend}} \quad (19)$$

$$P_{\text{dem}} = (F_{\text{trac}} \cdot v) / 1000 + P_{\text{aux}} \quad (20)$$

Donde

a	aceleración	[m/s ²]
v	velocidad	[m/s]
Ap	área frontal proyectada del vehículo	[m ²]
ρ	densidad del aire	[Kg/m ³]
g	constante de la gravedad	[m/s ²]
P _{dem}	potencia demandada	[kW]
P _{aux}	potencia utilizada en el aire acondicionado, luces, etc.	[kW]

3.3.2 Selección de la capacidad del ME y MCI

Al analizar los VEH prototipo y comerciales, se ha encontrado que los elementos clave para lograr alta economía de combustible son la reducción de la potencia en el MCI así como el uso de sistemas de transmisión flexibles avanzados como el que nos ocupa.

Se inicia este proceso estableciendo la misión del vehículo:

- Este VEH debe ser capaz de operar en cuatro diferentes modos: Convencional, eléctrico puro, VEH tipo serie y VEH tipo paralelo.
- El TPPH está constituido por una transmisión, un MCI, un ME, generador y banco de baterías.
- Este VEH debe operar como eléctrico puro o híbrido en serie en tráfico citadino y alcanzar una velocidad de hasta 25 kmph. Al llegar a esa velocidad, llamada de acoplamiento, Vac, la carga del vehículo es tomada por el MCI operando en su punto de máxima economía de combustible de acuerdo a su mapa de eficiencias.
- Se define la velocidad de crucero a 110 kmph, Vcx. A esta velocidad constante, toda la potencia es suministrada por el MCI, también operando en su punto de máxima eficiencia.
- Este vehículo debe ser capaz de alcanzar la velocidad Vmax de 140 kmph. Para ello se cuenta con la potencia aportada por los dos motores, ambos operando a su máxima capacidad. Se debe considerar que el MCI deberá contar con una potencia adicional para mantener la carga de las baterías en todo momento.

De acuerdo con la misión del vehículo y la estrategia de control, el MCI debe producir suficiente potencia para mantener la velocidad crucero del vehículo (110Kmph, 30.5 m/s) por sí mismo, incluyendo la potencia para los componentes auxiliares. Se asume que a esa velocidad el CVT debe posicionarse en una reducción de valor de alrededor de 0.8. (g_cvt_vcx). Bajo esta condición el valor de g_c se determina para hacer compatible la velocidad del vehículo con el motor de combustión interna, operando éste en su punto de máxima eficiencia.

En la selección de la potencia del motor eléctrico se consideran tres escenarios. En ellos el motor eléctrico debe proporcionar potencia en condiciones extremas:

A la velocidad de conexión, Vac. En este escenario, el ME debe proporcionar por sí sólo toda la potencia demandada por el camino, incluyendo la pendiente y la aceleración. Esta velocidad debe ser alcanzada en un determinado tiempo. A la velocidad de conexión el MCI debe tomar la carga del ME. En ese momento el CVT se posiciona en su máxima reducción (g_cvtunder) para hacer compatible la velocidad de rotación del MCI y la de las ruedas.

A máxima velocidad, V_{max} .- Para poder alcanzarla, ambos motores deben funcionar conjuntamente aún fuera de sus zonas de máxima eficiencia. A esta velocidad el CVT alcanza su mínima reducción ($g_{cvtover}$).

A máxima aceleración, a_{max} .- El vehículo debe alcanzar 100 Km por hora en un tiempo específico (por ejemplo en 13 seg).

Para velocidad crucero [110 km/h] se tiene:

$g_{fd} = 3.0$	Reducción en el diferencial	
$g_{cvtcx} = 0.8$	Reducción en el CVT @ V_{cx}	
$acx=0$	Aceleración @ V_{cx}	[m/s ²]
$\alpha = 1.5$	Pendiente en %	
$P_{aux}=10000$	Potencia Auxiliar	[W]
$\omega_{MCI}=300$	Velocidad angular del MCI	[rad/s]

Para la velocidad de acoplamiento V_{ac} [25 km/h] se tiene:

$V_{ac}=6.9444$	[m/s]
$t_{ac}=3$	[s]

Para velocidad máxima, V_{max} [140 km/h] se tiene:

$V_{max}=38.88$	[m/s]
$t_{vmax}=20$	[s]

Tomando en cuenta las condiciones señaladas, se utilizan las 20 ecuaciones definidas anteriormente. Se obtiene una serie de resultados que se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Resultados de la simulación (* denota condiciones críticas)

g_c	0.7368	Reducción en el TS	
g_{rs}	3.0	Reducción en el TPE	
$g_{cvtunder}$	3.611	Reducción máx en el CVT	
$g_{cvtover}$	0.6449	Amplificación en el CVT	
POTENCIAS			ω rad/s
P_{dem_vac}	35 005 W	P_{dem} del ME @ V_{ac}	61.21
P_{demt_vmax}	177 692 W	P_{dem} total @ V_{max}	*
$P_{dememvmax}$	108274 W	P_{dem} del ME @ V_{max}	807.4 *
P_{ice_vcx}	69 418 W	P_{dem} del MCI @ V_{cx}	300 *
P_{dem_maxacc}	153 462 W	Total P_{dem} @ máx. aceleración	
$P_{dem_maxaccreq}$	84 045 W	P_{dem} del ME @ máx. aceleración	
TORQUES			
Tem_vmax	134.1 N-m	T_{dem} del ME @ V_{max}	807.4 *
T_{ice_vcx}	231.4 N-m	T_{dem} del MCI @ V_{cx}	300 *
$T_{demmaxaccr}$	104.1 N-m	T_{dem} del ME @ máx. aceleración	807.4

La condición de máxima demanda para el ME es a V_{max} y para el MCI es la de V_{cx} . Entonces, para la adecuada funcionalidad de este vehículo, equipado con esta transmisión, el TTPH debe estar constituido por un MCI de alrededor de 70 kW, teniendo un torque máximo de 230 N-m @ 300rad/seg. Al especificar el MCI debe seleccionarse una potencia de aproximadamente 10 kW por encima del valor recién obtenido para garantizar que pueda

mover al vehículo a V_{max} por largos períodos de tiempo. Esto permitirá también mantener al vehículo en V_{max} con carga sostenible. El ME deberá tener una potencia continua de 50 kW y una potencia pico de 108 kW. El generador y las baterías se calculan para mantener la potencia pico del ME. Al proceder con la simulación, esta selección inicial podrá ser modificada por el programa hasta que se alcance el comportamiento óptimo total esperado del sistema. La base de datos para la selección del MCI y del ME se tomó del ADVISOR®.

El procedimiento a usar consiste en la selección de una combinación de motores, MCI y ME capaces de producir la mejor economía de combustible promediada en un ciclo de manejo específico. Para llevar a cabo este procedimiento de selección se debe especificar una estrategia de control para el sistema.

3.3.3 Selección de las baterías

El VEH debe ser de carga sostenida, lo cual significa que las baterías deben tener suficiente capacidad para cubrir los requerimientos de aceleración en las peores condiciones de manejo sin llegar a descargarse por debajo del límite inferior preestablecido. Con esta restricción, el sistema de almacenamiento nunca llega a descargarse totalmente, y el rango de recorrido del vehículo se limita sólo por la cantidad de energía disponible en el conjunto de generador-MCI. En este caso, el sistema se configura de tal manera que el estado de carga de las baterías varíe entre el 60% y 80% de la profundidad de descarga durante el ciclo. El conjunto del generador-MCI se prende o se apaga dependiendo de la demanda de potencia y el estado de carga de las baterías. Normalmente, el MCI opera a velocidad constante. Se prende para proporcionar potencia constante en su región de máxima economía de combustible [Chu Liang 2001]. Entonces, el paquete de baterías debe ser capaz de proporcionar la potencia de diseño del ME. La energía liberada por las baterías en el ciclo se calcula mediante

$$E = \int_0^t P_b * dt \quad (3.21)$$

Donde E es la energía neta proporcionada por el banco de baterías en watt-s y P_b es la potencia de las baterías en watts [Z. Rahman, et al 1999]. Una vez calculado esto y conociendo el voltaje de las baterías será posible especificar el número de unidades en el banco de baterías.

3.3.4 Software de Simulación

Para analizar las velocidades angulares, flujos de torque y potencia en cada elemento del TTPH es necesario usar el software diseñado expresamente en este trabajo. Con esta herramienta será posible manipular el conjunto de ecuaciones y variables mencionadas en los párrafos anteriores y en la primera parte del trabajo. La aplicación del software mostrará el comportamiento de estas variables, y sus valores máximo, mínimo, instantáneo y crítico, durante un ciclo de manejo. Con ello, será posible tomar decisiones con respecto a los valores óptimos, así como analizar su interrelación para cumplir con el objetivo de incrementar la economía de combustible. Para el uso de esta herramienta se deben especificar los siguientes datos:

Vehículo

Masa	m	[kg]
Diámetro de las ruedas	d	[m]
Área proyectada	Ap	[m ²]
Coefficiente de resistencia a la rodadura	Crr	
Razón de reducción en el diferencial	g_fd	
Coefficiente de rozamiento con el viento	Cd	

MCI

- MCI que se va a simular
- Velocidad mínima de acoplamiento del MCI
- Máxima potencia nominal
- Mínima potencia nominal
- Potencia mínima en condiciones críticas de las baterías.

Baterías

- Capacidad
- Estado de carga inicial
- Límite inferior permitido del estado de carga
- Límite superior permitido del estado de carga
- Límite inferior crítico

Transmisión

g_rs	N _{corona} /N _{sol}
g_c	N3/N _{corona} ext.
g_cvtunder	máxima reducción en el CVT
g_bm	Reducción de engranaje en el ME

Motor Eléctrico

- ME que se va a simular
- Torque máx en el ME
- Máximo Torque permitido en el brazo

Camino

Pendiente sin α

Variables internas que el programa va a calcular en tiempo real

- T y ω requeridos en las ruedas
- T y ω requeridos a la salida de la transmisión
- T y ω requeridos en la flecha del ME
- Velocidad instantánea del vehículo
- Tiempo y su incremento
- 5. T producido y aplicado por el MCI en el ciclo
- T producido y aplicado por el ME en el ciclo
- Posición instantánea del CVT (g_cvt)
- T total requerido por el ciclo
- Torque del MCI entregado a las ruedas
- Torque del ME entregado a las ruedas
- Velocidad angular del brazo
- Velocidad angular del ME
- Potencia requerida por el ciclo

- Potencia entregada por el MCI
- Potencia entregada por el ME
- Consumo instantáneo y acumulado de combustible
- Torque del MCI para recarga de baterías.
- Por ciento de potencia que pasa por el CVT

Los datos del vehículo, el MCI, el ME, la transmisión, las baterías, el ciclo de manejo y las ecuaciones indicadas de la 1 a la 20 se introducen en la subrutina ‘inicio’.

De aquí se llama a la subrutina ‘sim_ciclo’ quien captura información de los mapas de eficiencia de los motores, los datos del ciclo de manejo y las retroalimentaciones de las respuestas anteriores enviadas por otros subprogramas no detallados aquí. Crea el vector de respuestas actualizado. Dirige toda la estrategia de control para que se active y opere cada motor en las condiciones más adecuadas a la demanda del operador y las condiciones del camino.

Diagrama de flujo del TPPM (transmisión de torque y potencia modulados)

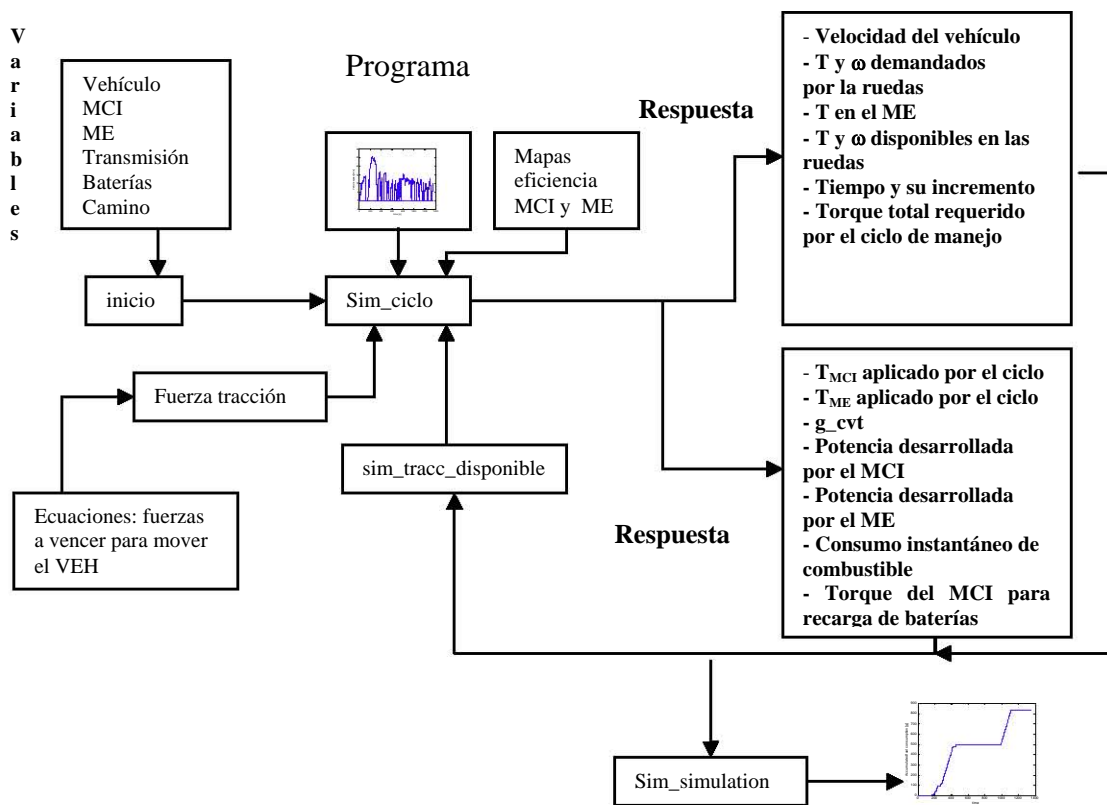


Figura 3.20 Diagrama de flujo del programa TPPM

La estrategia de control está definida por el diagrama de la figura 3.21. En él se aprecia la secuencia seguida para la toma de decisiones en la operación del TPPH.

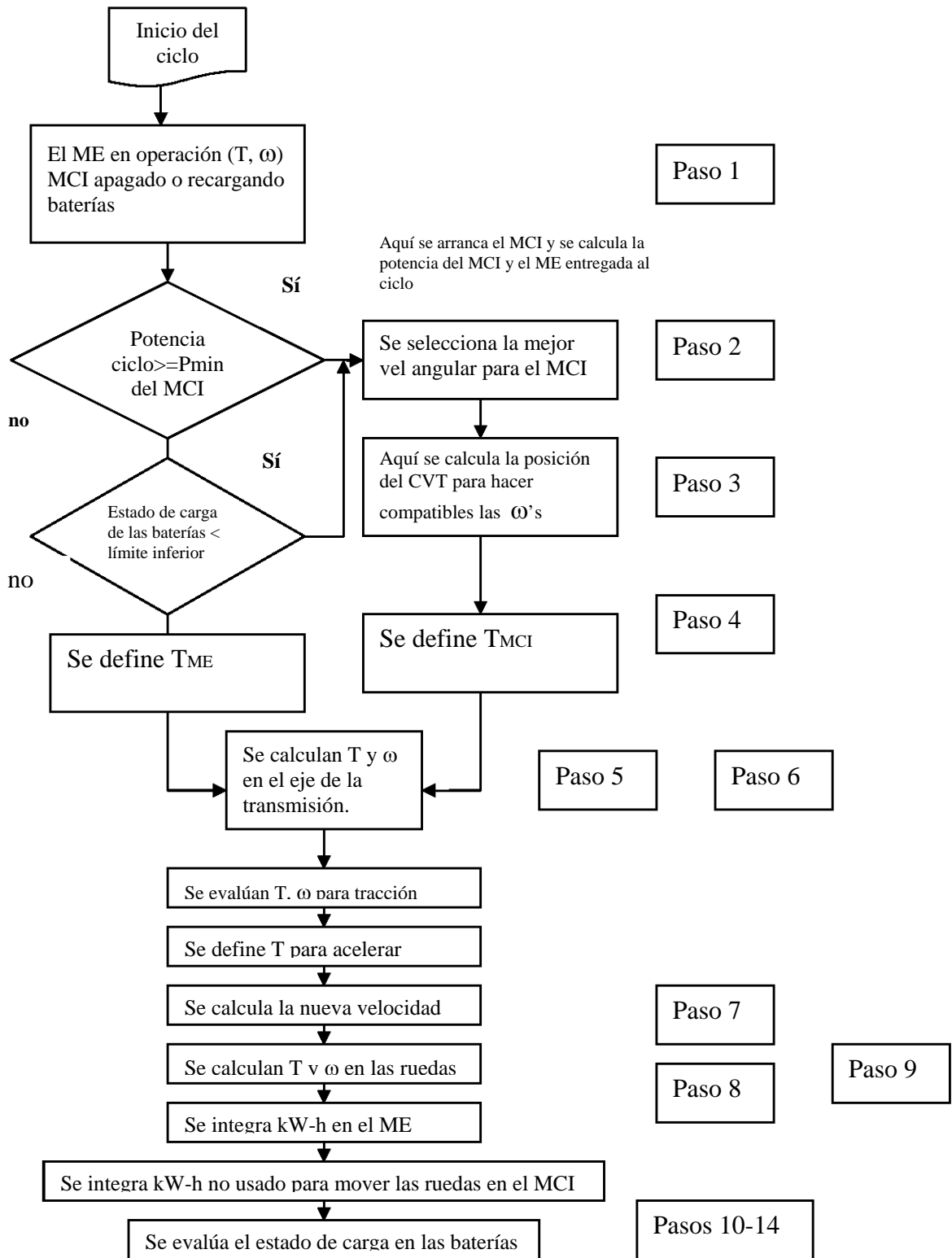


Figura 3.21 Diagrama de flujo y aplicación de la estrategia de control

3.4 Utilidad de la metodología

Con el cálculo del vector de variables de salida mencionado se puede hacer un análisis detallado de la respuesta del sistema en los ciclos de manejo mencionados o alguno nuevo que se quiera instrumentar.

Se puede evaluar si se satisfacen las metas de la misión del vehículo y si se logra la economía de combustible deseada. Más aún, se puede verificar la influencia de cualquier variable en el desempeño y el consumo de combustible.

La misma estrategia de control se puede ir modificando según la misión del vehículo.

Se han establecido un conjunto de criterios que muestran de manera general el desempeño del TTPH:

1. - La adherencia al ciclo de manejo

El concepto de desarrollar ciclos de manejo para la investigación en vehículos se introdujo inicialmente para medir el consumo de combustible y el nivel de emisiones de los vehículos. Milkis y Watson [Milkis & Watson 1974] proponen otras aplicaciones a estos ciclos de manejo como el servir como medio de evaluación de los méritos de otras alternativas de diseño de los vehículos. En nuestro trabajo el vehículo con un TTPH debe cumplir el ciclo de manejo como requisito mínimo ya que da idea de las prestaciones mínimas que se requieren del vehículo para garantizar su buen desempeño en tráfico citadino y de autopista. Las figuras 3.22 a 3.25 muestran estos ciclos de manejo mencionados y sus características de velocidades, aceleraciones, etc.

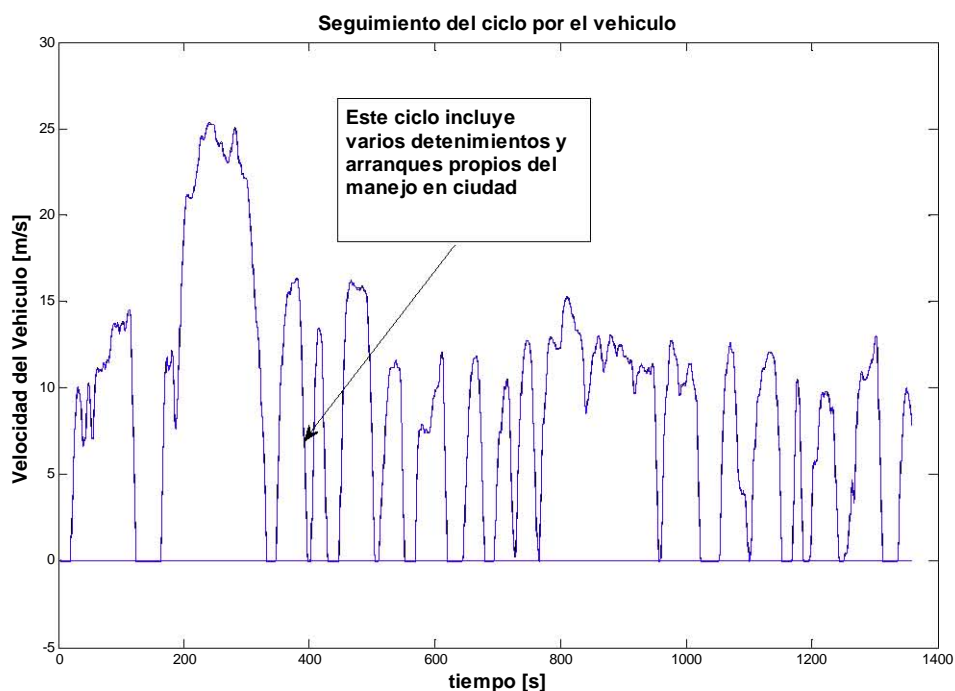


Figura 3.22 Ciclo urbano UDDS. Velocidad del vehículo vs. tiempo



Figura 3.23 Ciclo de autopista HWFET Velocidad del vehículo vs. tiempo

tiempo	1369 s
distancia	11.99 km
Velocidad máxima	91.25 km/h
Velocidad promedio	31.51 km/h
Aceleración máxima	1.48 m/s ²
Desaceleración máxima	- 1.48 km/h
Aceleración promedio	1.48 km/h
Tiempo en relanti	259 s
Nº de detenimientos	17
Pendiente	0

Figura 3.24 Características de ciclo UDDS

tiempo	765 s
distancia	16.51 km
Velocidad máxima	96.4km/h
Velocidad promedio	77.58 km/h
Aceleración máxima	1.43 m/s ²
Desaceleración máxima	-1.48 km/h
Aceleración promedio	0.19 km/h
Tiempo en relanti	6 s
Nº de detenimientos	1
Pendiente	0

Figura 3.25 Características de ciclo HWFET

En caso de que el VEH no lo siga, se pueden modificar las variables de la transmisión, las capacidades de torque y potencia de los motores o modificar la estrategia de control hasta

lograr su adherencia completa. Se puede optar por descartar la combinación propuesta y en base al análisis seleccionar otro MCI u otro ME para satisfacer la demanda solicitada.

2. - Puntos de operación del MCI y su mapa de eficiencias

En un VEH el MCI es un “esclavo productor de torque” en su zona de máxima eficiencia. Este debe operar en las zonas preestablecidas por el diseñador. Para ello se debe conocer el mapa de eficiencias y mediante el control se le hace operar en ellas. En la figura 3.26 se observa cómo se puede hacer operar al MCI en un punto específico o permitirle que modifique su velocidad de rotación y torque como una función de la velocidad del vehículo. Se puede analizar también con cuál estrategia de control (1 o 2) se obtiene mejor rendimiento del MCI

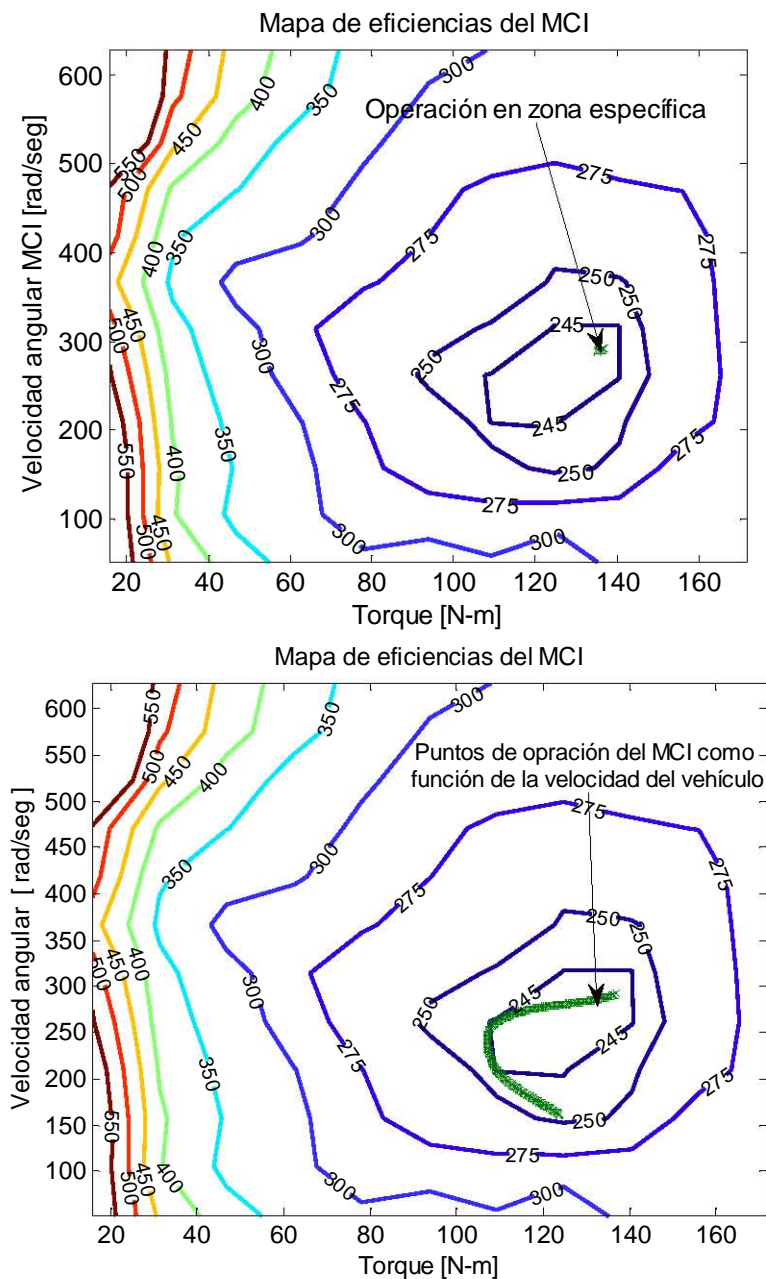


Figura 3.26 La entrega del torque se puede hacer a velocidad y torque restringidos o se puede variar como una función de la velocidad del vehículo.

3.- Flujo de torque entregado por el MCI y el ME

Se analiza el comportamiento del torque que proporciona el MCI en el ciclo. Su variación en el tiempo debe ser reducida para evitar los transitorios que causan la elevación de los gases contaminantes; esta variación depende del sistema de control. Se hace la evaluación en tiempo real de cuánto torque se requiere en las ruedas del vehículo. De acuerdo a la estrategia de control se demanda torque del MCI y se complementa con el del ME por el ciclo figura 3.27. El modelo entonces, calcula el grado de hibridización, la fuerza en la banda del CVT y el torque y velocidad de rotación de cada motor y otras variables de interés ya mencionadas.

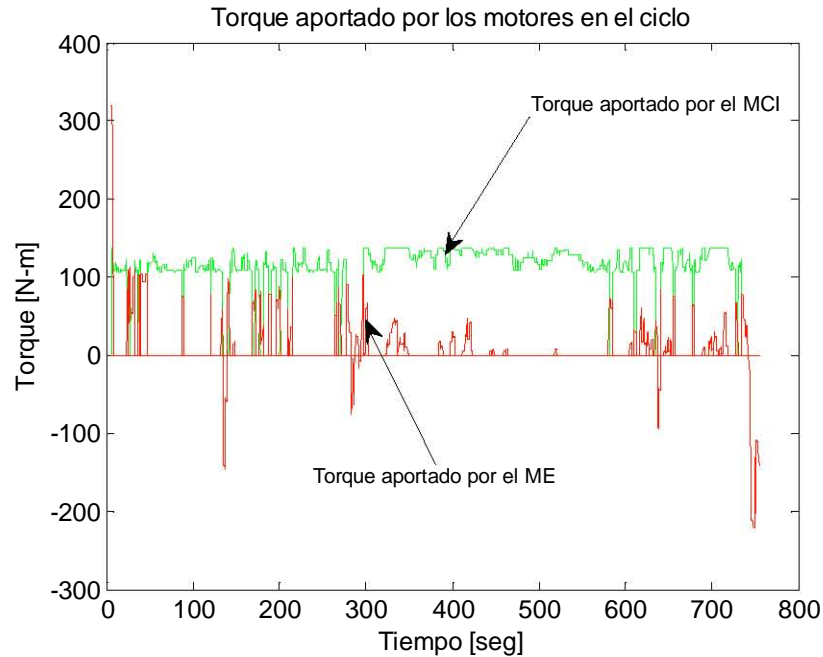


Figura 3.27 El torque producido por el MCI en el ciclo y el producido por el ME. La suma de ambos debe cubrir los requerimientos del ciclo

Variación del CVT para compatibilizar la velocidad del MCI y la de las ruedas

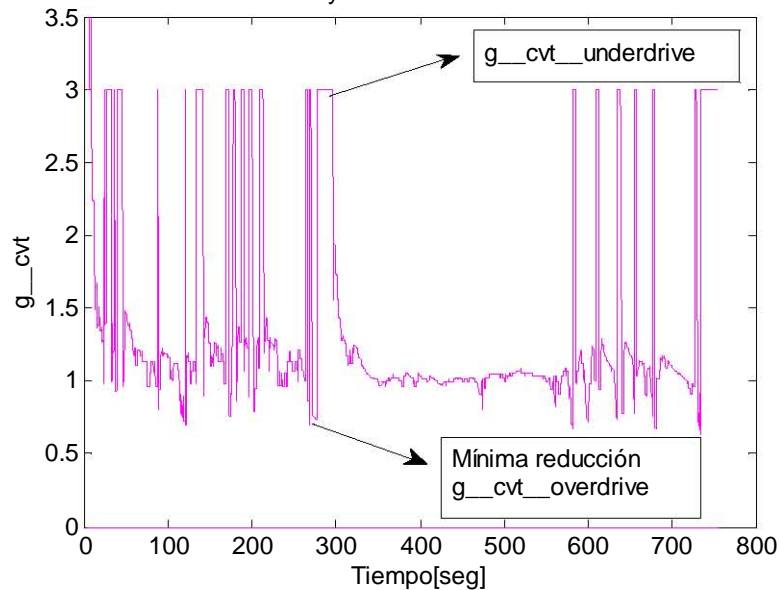


Figura 3.28 Posición instantánea del CVT al funcionar el MCI

4. - Posición instantánea del CVT

La función del CVT es hacer compatible la velocidad del MCI y la requerida en las ruedas para cumplir el ciclo de manejo. Cuando el MCI no impulsa las ruedas, el ME asume esa función con su controlador al variar su corriente y voltaje. El software produce un diagrama como el de la figura 3.28 que analiza el comportamiento del CVT cuando el tren de potencia opera en el modo paralelo. De acuerdo con Mantriota [G. Mantriota 2000], debe estar la mayor parte del tiempo de operación en valores cercanos a uno para mayor eficiencia.

5. Variación de la fuerza en la banda y derivación de potencia en el CVT

El diseño de transmisión CVT más común es el de poleas con banda metálica la cual está formada por cinturones de laminillas metálicas que transmiten la fuerza figura 2.11. El diámetro de las poleas se puede variar por actuadores mecánicos que acercan o alejan las dos partes de cada polea. A medida que se acercan o alejan las dos partes varía el diámetro de paso por el cual corre la banda variando así la relación de reducción. La cantidad de potencia que se puede transmitir con este sistema depende de la resistencia a la tensión de la banda cuando se mueve sobre las partes de las poleas. La potencia se transmite mediante fuerzas de fricción entre la banda y las dos secciones de las poleas.

En la transmisión flexible de nuestro TTPH se hace una derivación de la potencia que pasa a través de la banda del CVT. Parte de la potencia generada en el MCI se va hacia el diferencial a través del tren planetario y el resto por el CVT. El software calcula el % de derivación al efectuar el cálculo: $\% \text{ split} = \text{pot CVT} / (\text{pot MCI} + \text{pot ME})$. Con ello se valora la bondad de la transmisión en reducir la cantidad de potencia que pasa por el CVT. Entre menor potencia se vaya por el CVT mayor cantidad de potencia global se puede manejar por la transmisión. Las figuras 3.29 y 3.30 muestran estos resultados.

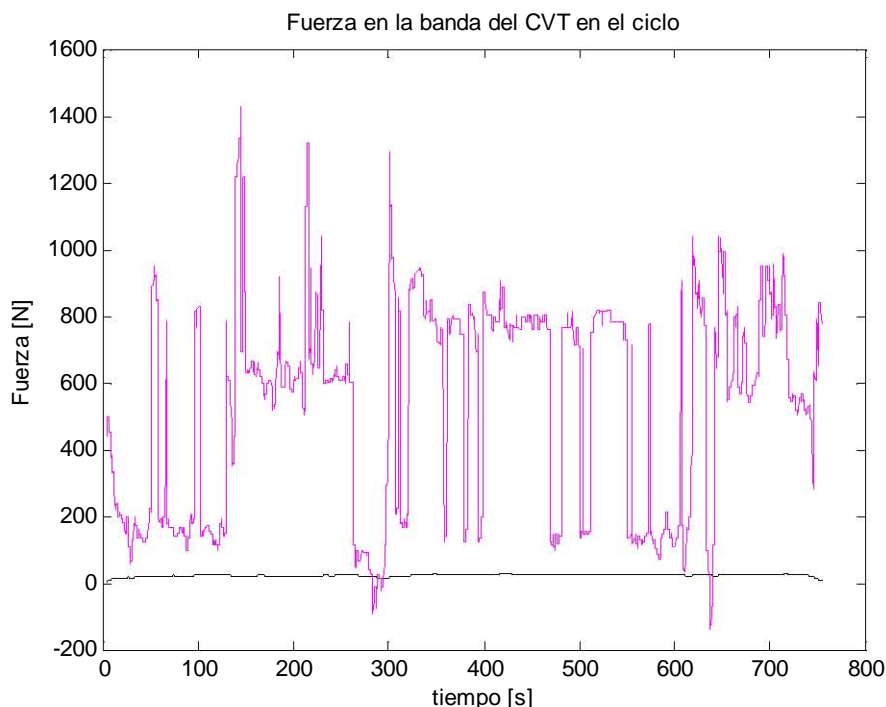


Figura 3.29 Valor instantáneo de la fuerza en la banda del CVT en el ciclo

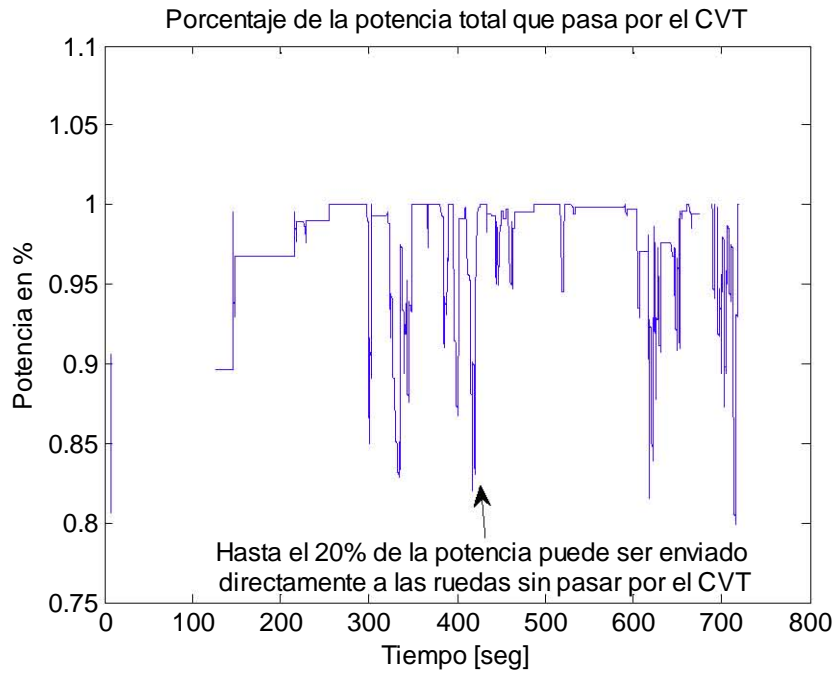


Figura 3.30 Porcentaje de potencia que pasa por el CVT

6.- Variación del grado de hibridización del TTP

Se define el grado de hibridización con $GH = \text{pot ME} / (\text{pot ME} + \text{pot MCI})$. Estos datos son valores instantáneos. Esta ecuación nos proporciona el % de la energía consumida que es de tipo eléctrico. Se tiene el valor de $GH=1$ cuando el vehículo funciona como VE. $GH = 0$ cuando el vehículo opera como VC. El software proporciona los valores instantáneos de la hibridización. Esto permite evaluar la flexibilidad del sistema. La estrategia de control permite balancear este % para lograr mayor eficiencia. La figura 3.31 muestra el GH de un VEH en el ciclo UDDS. Se observa que el VEH tiende a comportarse como VE y VEH en serie cuando se tiene $GH=1$ guiado por su estrategia de control.

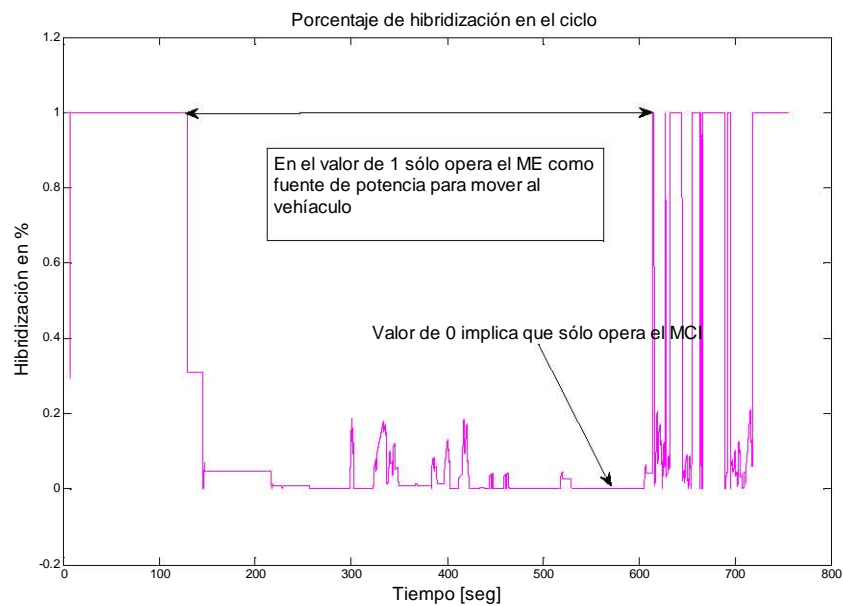


Figura 3.31 Porcentaje de hibridización.

7.- Consumo instantáneo y acumulado de combustible

Los objetivos de los VEH son el ahorro de combustible y la disminución de los gases contaminantes. Por lo general al disminuir el consumo de combustible se tiene un sistema más eficiente y menos contaminante. Es por ello que la meta principal de esta investigación consiste en mejorar la economía de combustible en los VEH's desde el punto de vista del TTPH basado en la transmisión flexible.

Se monitorea el consumo de combustible instantáneo para analizar cómo influye la modificación de cualquier variable en él. También se monitorea el desempeño del vehículo en el ciclo para asegurar un conjunto de requerimientos mínimos exigidos por el usuario. El consumo total en el ciclo y el promedio son la fuente de comparación con otros sistemas de transmisión existentes para evaluar sus méritos a igual desempeño mínimo exigido. Las figuras 3.32 y 3.33 muestran el consumo instantáneo y acumulado de un VEH en un ciclo de manejo.

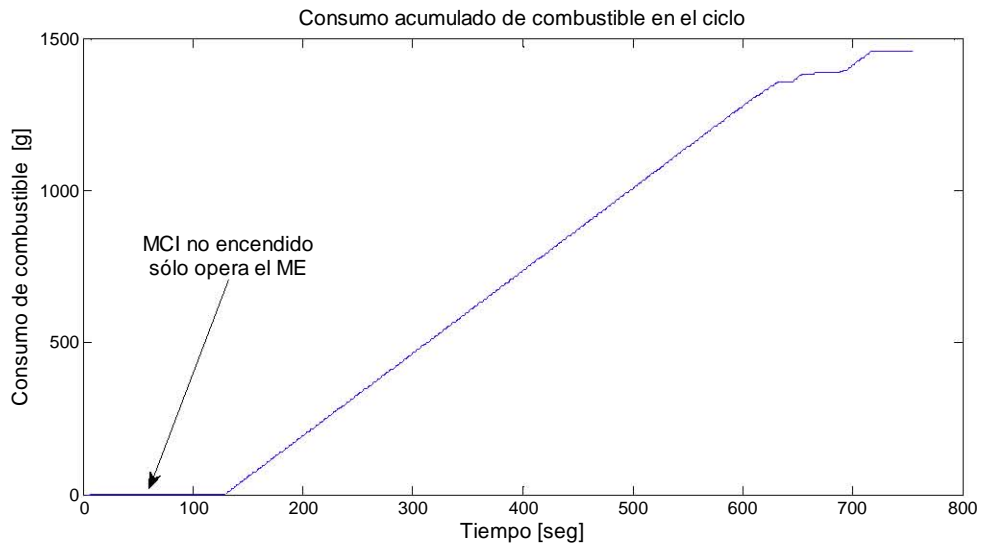


Figura 3.32 Consumo acumulado de combustible en el ciclo

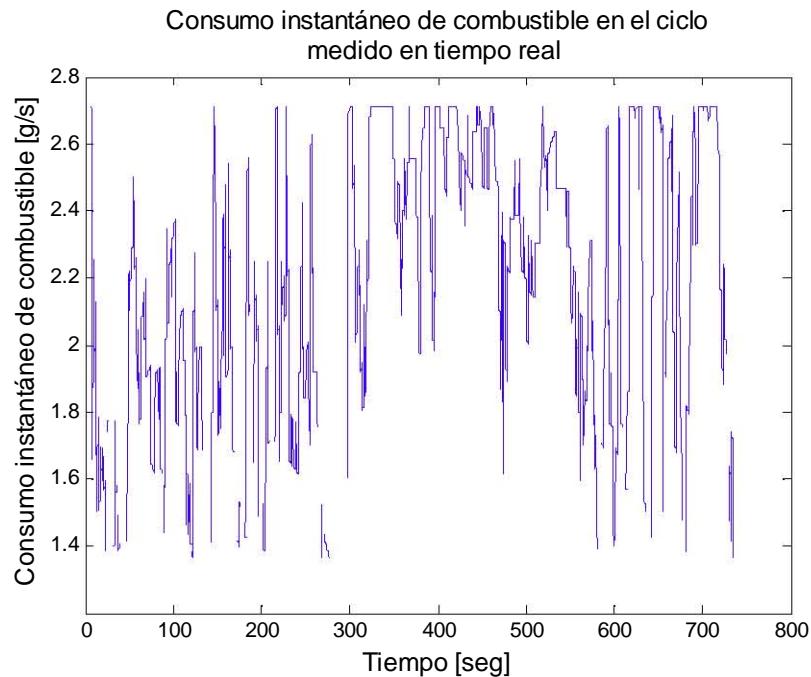


Figura 3.33 Consumo instantáneo en el ciclo

8.- Energía disponible del MCI para recarga de baterías

Una de las características del VEH es la sostenibilidad de la carga. Esto implica que el vehículo puede hacer recorridos ilimitados sin necesidad de recargar sus baterías a través de la red eléctrica local. Su autonomía de recorrido depende sólo de la cantidad de combustible en su tanque de gasolina. El software calcula cuánta energía consume el ME en el ciclo figura 3.34 (línea roja); también calcula cuánta energía de la producida por el MCI está disponible para la recarga de las baterías (línea azul). De esta manera se puede evaluar el grado de sostenibilidad del vehículo. También sirve para conocer si el tamaño del MCI está equilibrado con los requerimientos del vehículo.

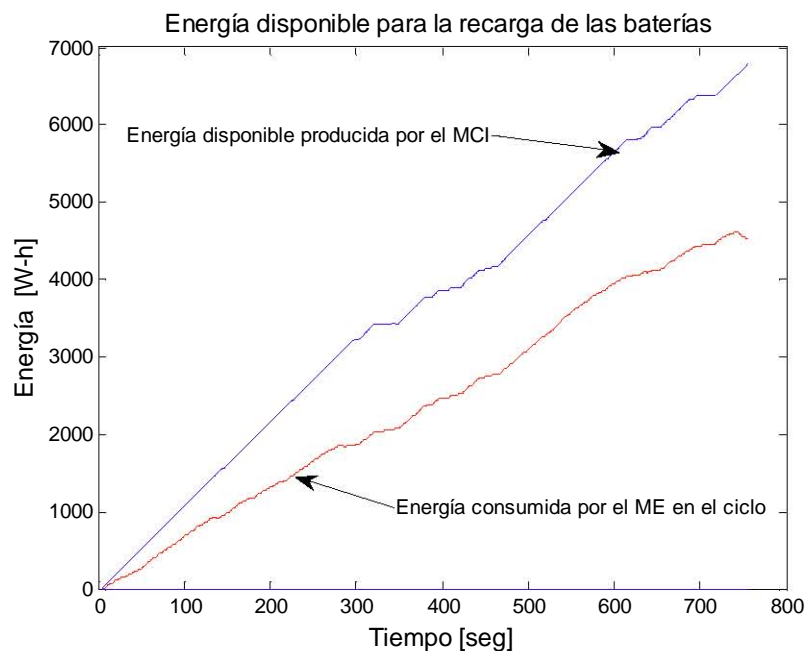


Figura 3.34 Energía disponible en el sistema para la recarga de la baterías mostrada por la línea azul. La línea roja denota el consumo de energía del ME

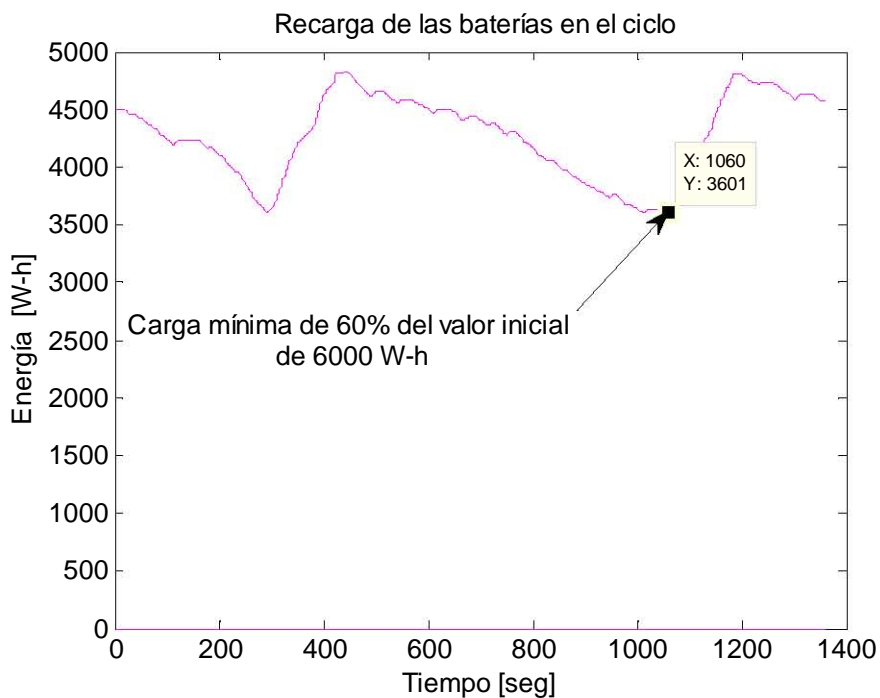


Figura 3.35 Frecuencia de recarga del banco de baterías en el ciclo

9.- Estado de carga instantáneo de las baterías

Para que el sistema sea autosostenible se define un límite superior y uno inferior para el estado de carga de las baterías llamado SOC. El software manda recargar las baterías al llegar éstas al límite inferior (60% de la carga total) y suspende la carga al llegar al superior (80% de la carga total). La frecuencia de recarga en el ciclo, figura 3.35, es un indicador del tamaño adecuado del banco de baterías.

10.- Velocidad angular del MCI

La velocidad de rotación del MCI depende de lo establecido en la estrategia de control. Si se restringe el rango de velocidad y torque en el control, éste se ve reflejado en el diagrama de velocidad. En la estrategia de control uno el rango es corto para que el MCI sólo trabaje en un punto fijo de velocidad angular, figura 3.36.

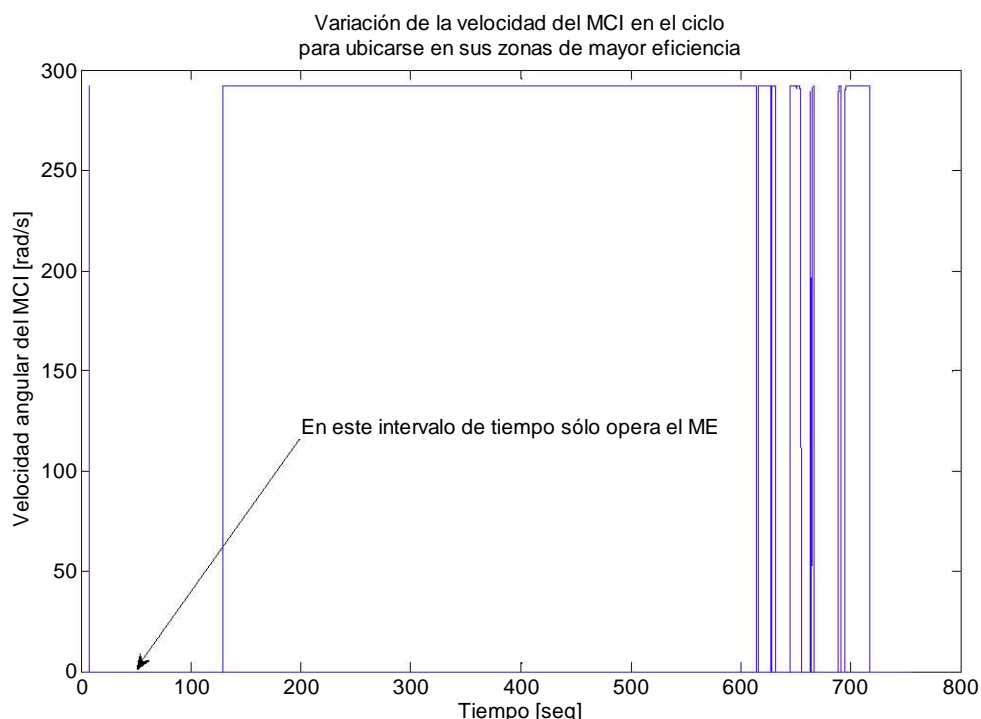


Figura 3.36 El MCI con la estrategia de control uno puede operar en puntos de velocidad angular fijos preestablecidos

11. Velocidad angular y torque del ME

La velocidad angular del ME depende de las reducciones en la transmisión y la velocidad angular del MCI. La aportación de potencia del ME complementa la del MCI. La ubicación del ME en la transmisión le permite aportar potencia a altas rpm y bajo torque. Mediante las variables de la transmisión se modifica la zona de operación del ME. Se espera una entrega de potencia a altas rpm y bajo torque para mejorar el consumo de potencia. Con la reducción g_{bm} se modifica la operación del ME para meterlo a las zonas de máxima eficiencia figura 3.37.

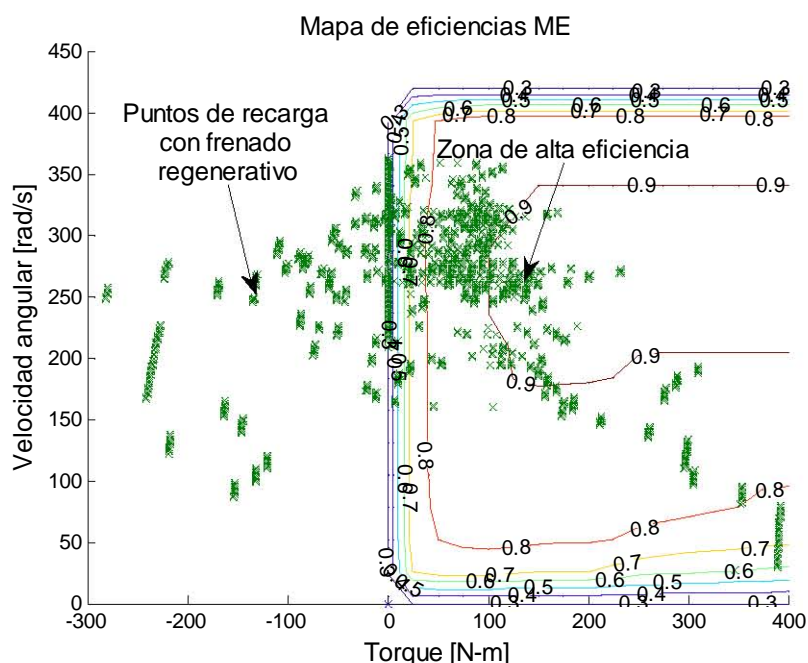


Figura 3.37 Mapa de eficiencias del ME. Se indican puntos de operación en áreas de interés especial

Resumen de capítulo.

El diseño de un TPPH que cumple con las demandas del usuario y que al mismo tiempo sea eficiente y amigable con la naturaleza es el objetivo de los diseñadores de autos en todo el mundo.

Para reducir el tiempo de diseño se han desarrollado varios modelos de computadora para estudiar los compromisos asociados con las respuestas de los sistemas del vehículo y los parámetros clave. Después de describir el ambiente de simulación desarrollado en esta investigación, el trabajo pasa a establecer el procedimiento utilizado en el diseño del TPPH de un VEH. Este procedimiento se aplica a los parámetros de un vehículo eléctrico híbrido sometido a condiciones de manejo típicas y que es capaz de lograr un conjunto de requerimientos específico. El objetivo de este vehículo es minimizar el consumo de combustible en los ciclos de manejo en jornadas citadina y de autopista y al mismo tiempo cumplir con un mínimo de características de rendimiento.

Las variables de la transmisión se optimizan una vez cubiertos los requisitos de desempeño. Para ello se busca la dependencia funcional entre las variables para entender el impacto de los diferentes parámetros del sistema en las respuestas de salida.

Se seleccionan los motores del TPPH mediante un proceso combinatorio con el cual se trata de encontrar la mejor conjunción de los motores MCI y ME que cumplan con la misión del vehículo y con la mayor economía de combustible. Se instrumenta una transmisión con arquitectura flexible para operarlos en sus zonas de máxima eficiencia. Se pueden hacer las modificaciones de las variables clave para ver su influencia en el desempeño global.

Los datos iniciales que reflejan la misión del vehículo y la estrategia de control son:

Vac, Vcx, Vmax, m, límites y rangos de g_{rs} , g_c y g_{cvt} , g_{cvtvac} , g_{cvtvcx} , $g_{cvtvmax}$, $wmci$ y Tme límite.

Con esta información se obtienen los datos que conducen a la selección inicial de las características de torque y potencia de los motores eléctrico y térmico:

$T_{mci_{max}}$, $T_{m_{max}}$, pot_{me} , pot_{mci} .

La simulación se lleva a cabo y se obtiene:

Comportamiento del T_{mci} en el ciclo, T_{me} en el ciclo, grado de hibridización, fuerza en la banda del CVT, % del torque que fluye por el CVT, adherencia al ciclo, consumo total de combustible y velocidad de rotación instantánea del MCI.

En este momento del proceso se está en la posibilidad de decidir si el arreglo de los motores y la configuración de las variables de la transmisión son adecuados en base a la economía de combustible.

Se revisan las características de desempeño en base a los criterios de la misión del vehículo y los parámetros de PNGV.

Ahora se tiene un procedimiento para variar los parámetros del TPPH para cumplir con los requerimientos del consumidor (misión) y lograr establecer una alta economía de combustible en el TPPH.

En la siguiente sección (capítulo 4) se va a aplicar este procedimiento a un caso específico del diseño de un TPPH para un vehículo. Se desea obtener el valor de cada variable de la transmisión y la mejor combinación de motores para desempeño óptimo.

CAPÍTULO 4

CASO DE ESTUDIO

4.1 Introducción

En el capítulo anterior se definió la metodología a utilizar para el desarrollo de un TTPH de un VEH basado en los parámetros de la transmisión. Se indicaron las variables fundamentales y el procedimiento para la evaluación del comportamiento del TTPH. Con la información que se obtenga al realizar la simulación diseñada se tienen elementos para saber si se tiene un TTPH que cumple con la misión del vehículo y si logra metas adecuadas en el consumo de combustible. En este capítulo se aplica esta metodología al estudio del caso de la selección del TTPH para un vehículo tipo pick-up. A diferencia de un sedán típico, en el pick-up, se consume mayor potencia y se tiene una misión diferente.

Se inicia el estudio con la determinación de su misión definiendo los requisitos de aceleración y velocidad. Se incluye la pendiente en casos particulares. Se describe y analiza el comportamiento del vehículo convencional equipado con el tren de potencia original y con ello se evalúa su desempeño.

Posteriormente se hace el análisis del desempeño con un tren de potencia híbrido equivalente al convencional; éste está equipado con una transmisión automática convencional, su análisis se lleva a cabo por medio del programa ADVISOR®. Finalmente se propone un tren de transmisión de potencia híbrido equipado con la transmisión flexible previamente parametrizada; se hace un proceso de selección del MCI y el ME para que el conjunto sea de desempeño equivalente o mejor que el del VC original con mejor economía de combustible. Para la selección de los motores se toma como criterio el desempeño en los ciclos de manejo UDDS y HWFET así como el cumplimiento de la misión. Al final se hace una comparación del desempeño de los diferentes arreglos del TTP del vehículo evaluando su comportamiento general. También se presenta un análisis del desempeño de un vehículo híbrido cuyos resultados de desempeño se conocen los cuales están publicados en la literatura especializada. Estos resultados se comparan con los que se obtienen del mismo vehículo pero equipado con la transmisión TTPM y la estrategia de control que se proponen en este trabajo con la finalidad de tener un criterio de funcionalidad y confiabilidad de este software.

4.2 Análisis del vehículo convencional

4.2.1 Características generales

El vehículo seleccionado para el caso de estudio es un pick-up Chrysler RAM 2000, figura 4.1.

Este vehículo está equipado de fábrica con motor de combustión interna V6 de 3.7L Magnum® el cual produce una potencia máxima de 160 kW (215 caballos) a 5200 rpm y un torque de 320 N-m (235 libras-pie) a 4000 rpm.

La reducción en el diferencial es de 3.21.

El peso total del vehículo, incluyendo carga y tanque de combustible lleno, es de 2800 Kg. (6160 lb.). En la tabla 4.1 se resume el conjunto de datos proporcionados por el fabricante del vehículo.

Tabla 4.1 Datos de desempeño proporcionados por el fabricante de acuerdo a pruebas en un ciclo combinado de ciudad y carretera FTP75.

VC Ram	Tmax MCI	Pmax MCI	Vmax	Amax	t vel 0- 100	Rendimiento Combustible urbano/autopista
	N-m	kW	kmph	m/s ²	s	kmpl
	320	160	145.8	3.5	18.2	5.9/8



Figura 4.1 Vehículo seleccionado para el caso de estudio. Pick-up Chrysler Ram 2000.

4.2.2 Desempeño

Las características del desempeño se obtienen de un ciclo específico FTP75 para estandarizar los criterios de prestaciones y consumo de combustible.

A continuación se presenta el cálculo del desempeño de acuerdo a los parámetros de PNGV. Se emplean las ecuaciones propuestas en el capítulo 3 las cuales se repiten a continuación. Con ellas se obtienen los datos que se muestran en el resumen de resultados en la tabla 4.2.

Comportamiento del vehículo convencional

Fuerza de tracción:

$$F = mgC_{rr} + \frac{1}{2} C_D A v^2 + ma + mg \sin(\alpha) \quad (4.1)$$

Donde:

mgC_{rr} Fuerza provocada por el rozamiento entre las ruedas y el pavimento

$\frac{1}{2} C_D A v^2$ Fuerza provocada por el arrastre

ma Fuerza para lograr la aceleración deseada en el vehículo

$mg \sin(\alpha)$ = Fuerza provocada por la pendiente (= $mg * \sin(\tan^{-1}b)$) donde b es el gradiente y α el ángulo de la elevación

Potencia requerida del motor de combustión interna

$$P = mgC_{rr}v + \frac{1}{2} C_D A v^3 + mav + mgv \sin(\alpha) \tag{4.2} \text{ Para}$$

la Dodge Ram 1500 3.7i V6

- $m = 2800 \text{ kg}$
- $C_D = 0.29$
- $C_{rr} = 0.013$
- $A = 3.5 \text{ m}^2$
- $V_{\text{max}} = 38.8 \text{ m/s}$

Tabla 4.2 resultado del desempeño del vehículo pick-up Dodge Ram de acuerdo a los parámetros de PNGV

Característica	Aceleración promedio	Tiempo
de 0 a 96.6 kmph	2.222 m/s ²	12.50 s
de 0 a 85 mph (137 kmph)	1.980 m/s ²	19.15 s
de 40 a 60 mph (64.4-96.6 kmph)	1.99 m/s ²	3.219 s
distancia en los primeros 5 s	55.2 m	

4.3 Análisis del vehículo simulado en Advisor

4.3.1 Escalamiento y modelado del vehículo convencional

En el software ADVISOR® se puede modelar y simular el comportamiento del vehículo convencional e hibridizado para tomarlo como referencia del desempeño del vehículo con el tren de potencia propuesto en este trabajo TTPM.

Desempeño del vehículo convencional en ADVISOR.

Se modela un vehículo utilitario de 2880 Kg. Dado que no hay un MCI equivalente al original (160 kW, torque de 320 N-m), se escala el del Saturn 1.9 L 95 kW. Se obtiene un MCI de 160 kW. El tren de transmisión de potencia se integra además con una transmisión automática de 4 velocidades. En la figura siguiente aparece el mapa de eficiencias y la curva de torque máximo del motor propuesto.

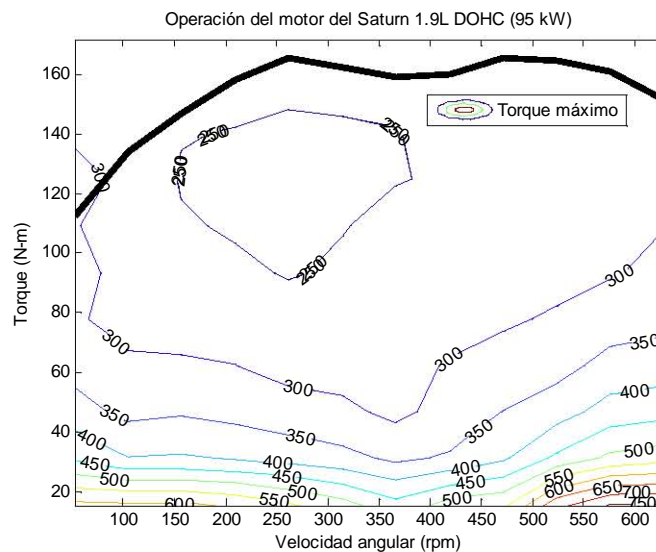


Figura 4.2 Mapa de eficiencias del motor Saturn 1.9 L 95 kW

Al simular el vehículo bajo los ciclos UDDS y HWFET se obtienen los resultados de las figuras 4.3 y 4.4.

Consumo de combustible en 100 km.	17.1 L
Rendimiento de combustible	5.84 kmpl
t para ir de 0 a 96.6 kmph	12.6 s
t para ir de 64.4 a 96.6 kmph	6.6 s
t para ir de 0 a 137 kmph	28.1 s
Capacidad de pendiente a 88.5 kmph	14.1 %
Distancia en 5 s	46.5 m

Figura 4.3 Resultados de la simulación en ADVISOR en el ciclo UDDS para el VC

Consumo de combustible en 100 km.	11.4 L
Consumo de combustible	8.77 km./L
t para ir de 0 a 96.6 km.	12.6 s
t para ir de 64.4 a 96.6 km.	6.6 s
t para ir de 0 a 137 km.	28.1 s
Capacidad de pendiente a 88.5 kmph	14.1 %
Distancia en 5 s	46.5

Figura 4.4 Resultados de la simulación en ADVISOR en el ciclo HWFET para el VC en estudio.

Estos valores resultan ser, de acuerdo con la tabla 4.1, muy cercanos a lo que informa el fabricante y los cálculos en lo concerniente al consumo de combustible y los parámetros de PNGV. Por lo anterior, podemos suponer que la simulación en Advisor está ampliamente depurada y se puede tomar como referencia de simulación confiable.

Se presenta a continuación el mapa de eficiencias con los puntos de operación donde se destaca el rango de eficiencia del MCI obtenido, según ADVISOR, el cual es en promedio del 20%.

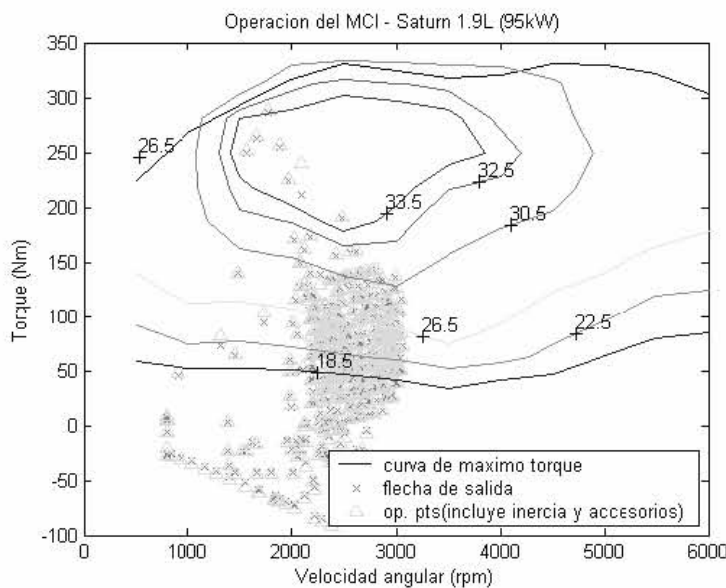


Figura 4.4 Mapa de eficiencias de la operación del MCI utilizado en la simulación del VC bajo estudio.

4.3.2 Análisis del vehículo hibridizado equivalente al convencional con el tren de potencia equipado un MCI CI67, un ME de imán permanente de 58 kW continuos y una transmisión automática de 4 cambios.

La combinación de los motores eléctrico y térmico, que realiza la misión de acuerdo a lo propuesto en el capítulo 3, resulta de los motores FC_CI67 y el PM_58. Se selecciona además una transmisión automática convencional de 4 cambios. Con ellos se corre la simulación en ADVISOR con los ciclos UDSS y HWFET. Se obtienen los resultados enlistados en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Resumen resultados de ADVISOR para el TTPH FC_CI67/PM_58/TA_4

ciclo	Rendi- miento Comb	Tiempo de 0 a 96.6	Tiempo de 64.4 a 100	Tiempo de 0 a 137	Acel. máxima	Distancia en 5 s	Vel máxima	Pendiente máx a 88.5 kmph
unidades	kmpl	kmph	kmph	kmph	m/s ²	m	kmph	%
HWFET	15.87	19.7	10.4	41.5	5.9	43.8	173	4.9
UDSS	11.00	19.7	10.4	41.5	5.9	43.8	173	4.9

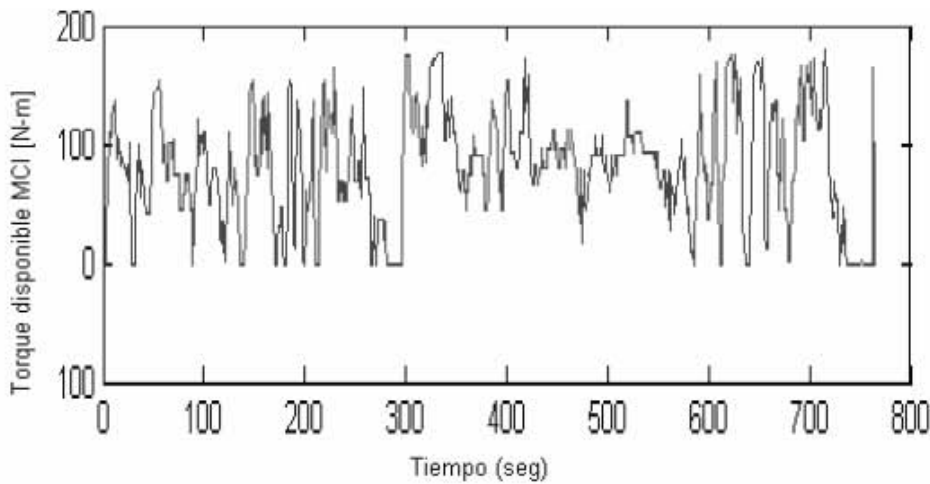


Figura 4.5 Torque entregado por el MCI en el ciclo HWFET. TTPH/ TA_4

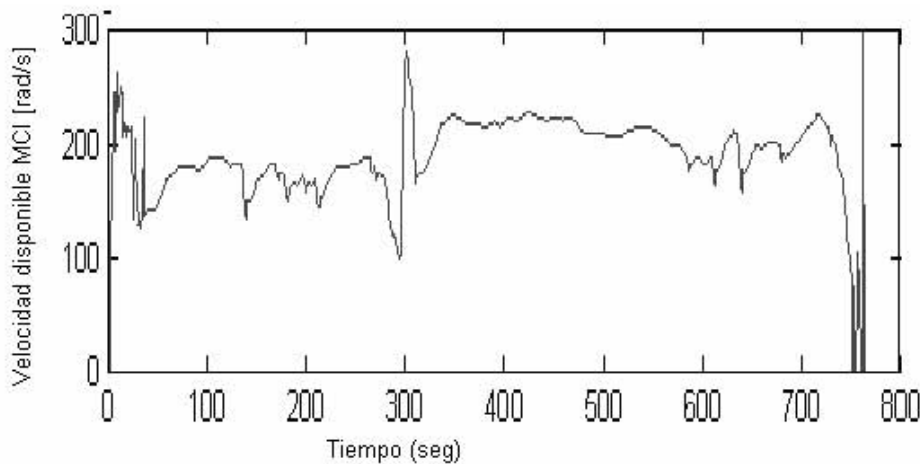


Figura 4.6 Velocidad angular del MCI en el ciclo HWFET. TTPH /TA_4

Al simular el vehículo con el TTPH se tiene otro desempeño bajo los mismos ciclos. La economía de combustible se duplica lo cual implica haber logrado uno de los objetivos de todo vehículo híbrido que es incrementar la economía de combustible.

El tiempo para llegar a 96.6 kmph obtenido es de 19.7 s. El valor real publicado por el fabricante es de 18.2 s. Hay una diferencia de alrededor de un 8%. El desempeño por lo tanto es casi equivalente. La estrategia de control, sin duda influye en la respuesta de aceleración y la economía de combustible obtenidas. La reducción en el diferencial se debe revisar detenidamente para poder influir en esta respuesta de aceleración. La figura 4.5 muestra cómo el torque máximo del motor alcanza los 180 N-m lo que implica que éste opera varias veces a torque máximo. La figura 4.6 muestra la variación de la velocidad del MCI en el ciclo. El MCI varía su en forma proporcional a la velocidad del vehículo. Lo adecuado es independizar completamente ambas variables, pero con una transmisión convencional esto no es posible.

4.4 Estudio del vehículo hibridizado equipado con el tren de potencia propuesto TTPM y con la transmisión flexible.

4.4.1 Características del modelado

El vehículo se comporta como VE, VC y como VEH en formato serie y en paralelo. Se hace la simulación con cuatro ciclos de manejo: UDDS el que está basado en el manejo en ciudad, el de manejo en autopista HWFET. El 'cyc_0-100' es un ciclo de aceleración. También se implementa un ciclo de aceleración un poco más severo cyc_0-250.

Definimos ahora las características del vehículo que se está dimensionando. Se toman como referencia para el desempeño los parámetros de PNGV. Para la estrategia de control se definen otros parámetros que se deben alcanzar para cumplir el funcionamiento eficiente del TTPH. El cumplimiento de la misión del vehículo es la meta principal y se pone en segundo lugar mejorar la economía de combustible. En las figuras 4.7 a 4.10 se dan las variables y características que se utilizan para la simulación.

masa	2800 kg.
Crr	0.013
Cd	0.29
reducción en el diferencial	3.4
diámetro de las ruedas	0.8 m
área proyectada	3.5 m ²

Figura 4.7 Características del vehículo

Tiempo para ir de 0 a 60 mph
 Tiempo para ir de 40 a 60 mph
 Tiempo para ir de 0 a 85 mph
 Velocidad máxima
 Aceleración máxima
 Distancia recorrida a los 5 segundos
 Pendiente a velocidad crucero (55mph)

Figura 4.8 Parámetros de PNGV

Velocidad de acoplamiento del ME y el MCI
 Velocidad crucero
 Velocidad máxima proyectada
 Razón de reducción en el CVT a velocidad de acoplamiento
 Razón de reducción en el CVT a velocidad de crucero
 Razón de reducción en el CVT a velocidad máxima

Figura 4.9 Datos para la estrategia de control

Vehículo de carga de uso mixto

Capacidad de carga	incluida en el peso bruto vehicular
Velocidad máxima	140 kmph
Aceleración máxima	3.2 m/s ²
Torque máximo	320 N-m
Capacidad de pendiente a velocidad crucero	5° a 110 kmph
Aceleración de 0 a 60 mph	en 12 segundos

Figura 4.10 Misión del vehículo

4.4.2 La transmisión

Cálculos preliminares para la transmisión

Como se indicó en el capítulo 3, se hacen los primeros cálculos de la transmisión flexible para destacar la influencia de los parámetros de ésta en el flujo de torque y potencia. Se toma el torque máximo del MCI y el torque máximo del ME constantes dado que son los valores máximos esperados. Se desarrolla la simulación como se indica en el capítulo 3. Para el caso de estudio, se calculan el torque y la potencia del ME y del MCI para cumplir con los requerimientos de la misión del vehículo. Estos se complementan con los parámetros de la transmisión y los límites de operación del CVT.

Se tiene, de acuerdo con la tabla 3.3:

Capacidad máxima requerida de los motores:

- MCI: Potencia 70 kw @ 300 rad/s, torque 232 N-m @ 300 rad/s
- ME: Potencia pico 108 kw @ 800 rad/s, torque 400 N-m @ 400 rad/s

Parámetros de la transmisión

Se calculan los valores de la transmisión que hacen posible el funcionamiento eficiente del TTPH. Las variables de la transmisión como son g_c , g_{rs} y los valores de reducción en el CVT para las velocidades de acoplamiento, crucero y máxima (g_{cvt_under} , g_{cvt_cx} y g_{cvt_over}) se calculan en base a la misión del vehículo, los requerimientos del camino y la estrategia de control.

Para la selección de g_c y g_{fd} , que representan la reducción en el tren simple y en el diferencial, se analizó la dependencia que hay entre ellos. Estos dos parámetros gobiernan la parte fija de la relación de engranaje que compatibiliza la velocidad angular y el torque del MCI y el ME con lo requerido por las ruedas. A su vez, de ellos depende el rango de operación del CVT. El primer criterio, de acuerdo a lo sugerido por Mantriota [G. Mantriota 2000] es que el rango del CVT debe ser lo más cercano a uno con intervalo de operación reducido para tener las menores pérdidas por fricción.

En la estrategia de control se establece que el MCI opera a una velocidad angular y torque variables ubicados en las zonas de alta eficiencia de acuerdo a la curva de mejor velocidad

para entrega de potencia óptima según se verá en la sección 4.5.2 y las figuras 4.14 a 4.16. Para regular el torque variable que se entrega a las ruedas se cuenta con el ME y con el CVT. Para regular la velocidad variable que se entrega a las ruedas se hace uso del CVT cuando ambos motores están acoplados y sólo del ME cuando el vehículo opera como VE o como VEH en serie. La operación de ambos se ve influida por los valores de g_c y g_{fd} . Se crea el compromiso de operar el CVT cerca de uno y de hacer que el ME entregue el menor torque posible con máxima velocidad. Se obtienen los valores de estas variables para acercarse lo mejor posible a estos dos objetivos. Los resultados del análisis desarrollado en EES® se presentan en la tabla 4.4 y el desarrollo completo en el apéndice A1.

Tabla 4.4 Valores posibles de las variables de la transmisión en los rangos de g_c de 0.5 a 1 y de g_{fd} de 3 a 4.

g_{fd}	g_c	g_{cvt_over}	g_{cvt_under}	g_{cvt_cx}	Temmaxdem N-m	Pemmaxdem watts	ω ME rad/s
3	1	1.029	5.76	1.309	187	108274	579.1
3.053	0.9737	0.9845	5.512	1.253	180.5	108274	599.7
3.105	0.9474	0.9416	5.272	1.198	174.4	108274	620.9
3.158	0.9211	0.9002	5.04	1.146	168.5	108274	642.5
3.211	0.8947	0.8601	4.816	1.095	162.9	108274	664.6
3.263	0.8684	0.8214	4.599	1.045	157.6	108274	687.1
3.316	0.8421	0.7839	4.389	0.9976	152.5	108274	710.2
3.368	0.8158	0.7475	4.185	0.9513	147.6	108274	733.8
3.421	0.7895	0.7123	3.988	0.9065	142.9	108274	757.8
3.474	0.7632	0.6781	3.796	0.863	138.4	108274	782.4
3.526	0.7368	0.6449	3.611	0.8208	134.1	108274	807.5
3.579	0.7105	0.6127	3.431	0.7798	130	108274	833.1
3.632	0.6842	0.5815	3.256	0.7401	126	108274	859.3
3.684	0.6579	0.5511	3.086	0.7014	122.2	108274	886
3.737	0.6316	0.5216	2.921	0.6639	118.6	108274	913.3
3.789	0.6053	0.493	2.76	0.6274	115.1	108274	941.1
3.842	0.5789	0.4651	2.604	0.5919	111.7	108274	969.5
3.895	0.5526	0.4379	2.452	0.5573	108.4	108274	998.4
3.947	0.5263	0.4115	2.304	0.5237	105.3	108274	1028
4	0.5	0.3858	2.16	0.491	102.3	108274	1058

Al hacer el análisis de los parámetros de la transmisión, se ve que la zona marcada de la tabla 4.4 contiene los valores adecuados de los parámetros del CVT. Para seleccionar el renglón que mejor cumple con los requerimientos del vehículo de manera global, se toma el segundo criterio que es el torque en el ME. El último renglón de esa zona corresponde al menor valor del torque requerido al ME para dar la potencia máxima solicitada a velocidad máxima. Si se utilizan los valores del primer renglón sombreado, se le deja mayor trabajo de reducción al CVT el cual debería tomar valores hasta de 5 para compatibilizar las velocidades del vehículo con la del MCI. Si se elige el último renglón, se tienen valores del CVT cercanos a uno y se requiere menor torque del ME ya que se hace operar al ME a más altas rpm. De esta manera se dispone de mayor torque en el ME en caso de así requerirse. Se debe determinar la velocidad máxima de operación del ME para así establecer la posible reducción llamada g_{bm} que hay entre la velocidad propia del ME y la del brazo. Si se requiere operar el ME a mayor velocidad, de acuerdo a su mapa de eficiencias, se puede incrementar ésta con el uso del reductor g_{bm} y entregar mayor torque con menores rpm

del brazo. Este torque corresponde a una potencia pico del ME. En la simulación se podrá ver que esta observación es importante para mejorar la zona de trabajo del ME en el ciclo. Una vez definidos los parámetros de la transmisión se procede a la selección de los motores para cumplir con la misión del vehículo con el mayor ahorro de combustible como se ha precisado desde el inicio de este trabajo.

4.5 Análisis comparativo

4.5.1 Selección de los motores

El MCI usado con asistencia eléctrica es la fuente primaria de potencia el cual se proporciona de manera uniforme. El ME aplica el torque adicional requerido, en todo el rango velocidades del vehículo. En los puntos de trabajo del MCI, a alto torque, se esperan altos niveles de economía de combustible, sólo si el sistema eléctrico está bien diseñado para equilibrarse con el MCI.

Del análisis llevado a cabo, sección 3.5, los valores de potencia y torque tentativos recomendados para el tren de potencia que nos ocupa son:

MCI: Potencia 70 kw @ 300 rad/s, torque 232 N-m @ 300 rad/s y

ME: Potencia 108 kW con 400 N-m de torque máximo.

De la base de datos de ADVISOR se selecciona un conjunto MCI - ME cercano a estas características. En el apéndice A2 se pueden ver los archivos de estos motores.

Análisis combinatorio

Para realizar la selección, se hizo un análisis comparativo del desempeño de un conjunto parejas de motores MCI y ME. Se evalúan en base a su mejor desempeño de acuerdo a los criterios señalados a continuación, los cuales se basan en el cumplimiento de la misión con la mejor economía de combustible.

Adherencia al ciclo en cuestión (UDDS, HWFET y 0-100)

Torque y potencia en el MCI

Torque y potencia en el ME

Zona de operación en el Mapa de eficiencias del MCI

Zona de operación en el Mapa de eficiencias del ME

Grado de hibridización de sistema

Rango de operación del CVT

Fuerza máxima en la banda del CVT

Ciclo de recarga de las baterías

Consumo de combustible en el ciclo

Aceleración promedio y máxima

Figura 4.11 Criterios para selección de tren de potencia del VEH.

En el desarrollo del análisis comprobé que en varias de las combinaciones no se podía seguir el ciclo por falta de torque del ME. Sólo se cumplió este requisito con el ME PM_58 con 400 N-m de torque máximo. De manera que, las combinaciones que no lo incluyeron, quedaron descartadas. Se usó entonces un segundo criterio que fue el de tener un MCI cercano en potencia a 70 kW. El que el mejor cumple con los requisitos especificados es el motor diesel CI67. En la tabla 4.5 se puede ver que la combinación más exitosa obtenida de la simulación, está formada por un motor diesel de 67 kW y un motor eléctrico de imán permanente de 58 kW nominales. La tabla 4.5 muestra los resultados de este estudio. En el apéndice A2 se da el detalle del seguimiento del ciclo.

Tabla 4.5 Resultados del desempeño de las combinaciones de motores en la simulación.

COMBINACION	SEGUIMIENTO CICLO	CONSUMO COMBUSTIBLE ADECUADO	TORQUE DEMANDADO EN EL CICLO
SI41/AC59	NO		
CI67/PM49	NO		
SI63/30	NO		
SI41/AC30	NO		
CI67/AC59	NO		
MCI102/PM32	NO		
SI63/AC59	NO		
MCI95/PM49	NO		
SI63/PM49	NO		
MCI102/PM58	SI	NO	SI
SI63/PM58	SI	NO	SI
SI41/PM58	SI	NO	NO
CI67/PM58	SI	SI	SI

El análisis detallado del flujo de torque y potencia se muestran a continuación:

El MCI CI67, utilizado en un Audi, es producido por VW. Tiene un desplazamiento de 1.9L, TDI de bajo consumo de combustible y bajas emisiones. Su potencia máxima es de 67 kW @ 4000 rpm. El Torque máximo es de 182 N-m @ 2300 rpm. De los datos obtenidos para formar su mapa de eficiencias, figura 4.12 (de la base de datos de ADVISOR), se determina que su punto de operación para máxima eficiencia de combustible es 203 g/kW-h que corresponde a un torque de 180 N-m a 235 rad/s lo cual equivale a una potencia de 42.3 kW. Este motor, también, de acuerdo a su mapa, puede operar con buena eficiencia en un rango que va de 20 kW a 60 kW. Sin embargo, en la simulación, el mejor consumo de combustible se obtiene en el rango de operación de 24 a 43 kW como se verá más adelante.

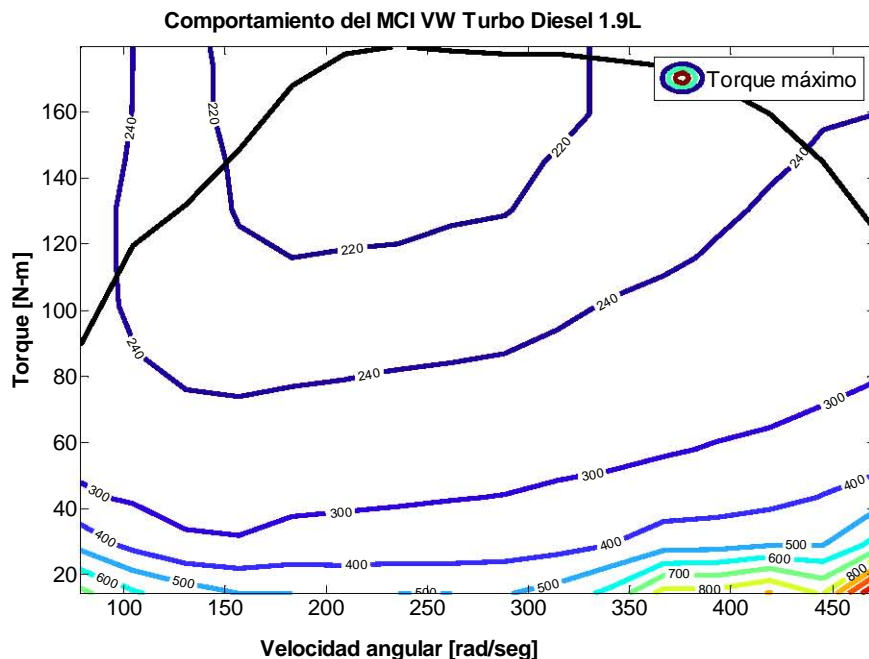


Figura 4.12 Mapa de eficiencias del MCI 1.9 L TDI 67 kW.

El ME PM_58 es uno de imán permanente de 58 kW nominales que desarrolla un torque de hasta 400 N-m. La figura 4.13 muestra su mapa de eficiencias. De acuerdo con él, su zona de operación adecuada es muy extensa. En el caso que nos ocupa, será usado desde velocidad angular cero en el arranque y hasta las 3500 rpm. Este va a complementar los requerimientos adicionales de torque que no pueda suplir el MCI ya sea por que no está encendido por baja velocidad del vehículo, ya sea que se esté requiriendo un torque más allá del que el MCI puede aportar eficientemente o por que se requiera la acción de los dos para una fuerte aceleración.

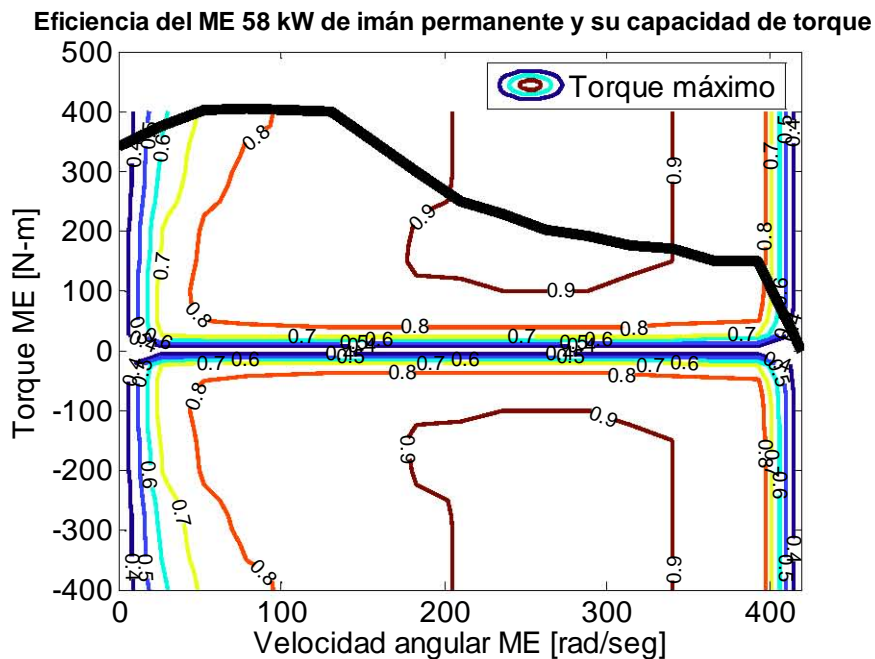


Figura 4.13 Mapa de eficiencias del ME PM-58.

Esta combinación de motores se probó en los ciclos UDDS y HWFET. Los resultados se discuten a continuación de acuerdo a los criterios definidos en la figura 4.11.

4.5.2 Desempeño en el ciclo HWFET

En primer lugar, se muestra la simulación del ciclo HWFET con la estrategia de control más eficiente la cual resultó ser la 2 donde se hace operar al MCI en su zona de máxima eficiencia.

Los datos que se asignan para iniciar la operación aparecen a continuación, éstos se cargan en la función “inicio”:

```
'inicio('CYC_HWFET','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7',
'FC_CI67','6','18','43000','24000','67000','PM_58','400','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35',
0)'. El valor de la reducción entre el ME y el brazo es  $g_{bm} = 0.7$ .
```

En la figura 4.14, se gráfica la superficie obtenida del mapa de eficiencia de consumo de combustible, ahí se aprecia que la zona de menor consumo de combustible es la parte inferior. De ella se obtiene por interpolación una función “velocidad-torque”, figura 4.15, que establece la operación del MCI en la velocidad y el torque que producen el menor consumo de combustible. Entonces, el programa opera al MCI a una velocidad angular que produce siempre la mayor economía de combustible. Con esos datos se obtiene la gráfica de la figura 4.16 que indica cuál es la mejor combinación de torque y velocidad angular para una demanda específica de potencia (en color verde la curva más hacia la derecha) dentro del mapa de eficiencias del MCI.

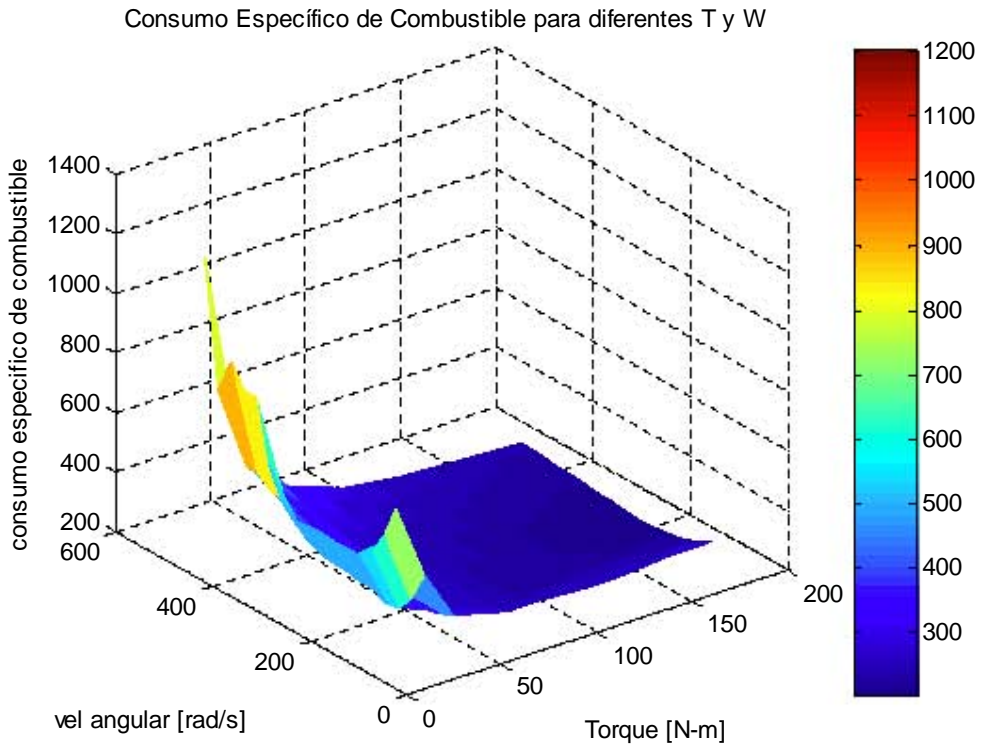


Figura 4.14 Superficie del consumo específico de combustible del MCI CI67 obtenida de la base de datos de ADVISOR. Se denota la zona de menor consumo de combustible

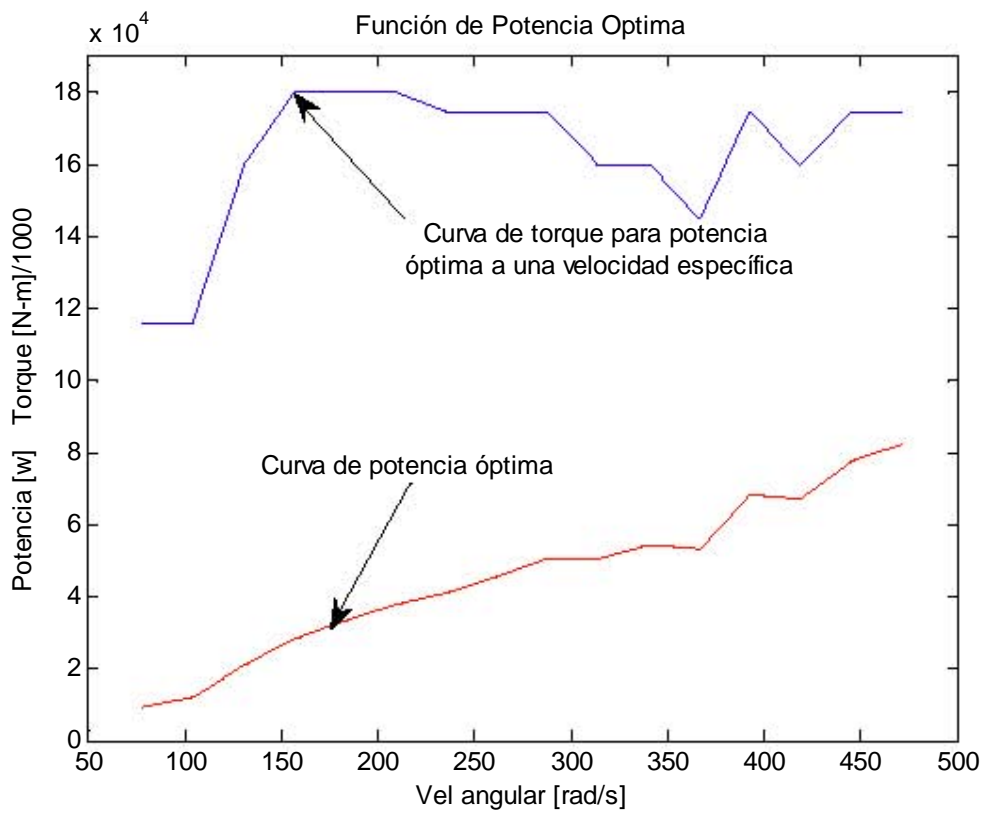


Figura 4.15 Curva de torque y potencia óptima para cada velocidad angular del MCI.

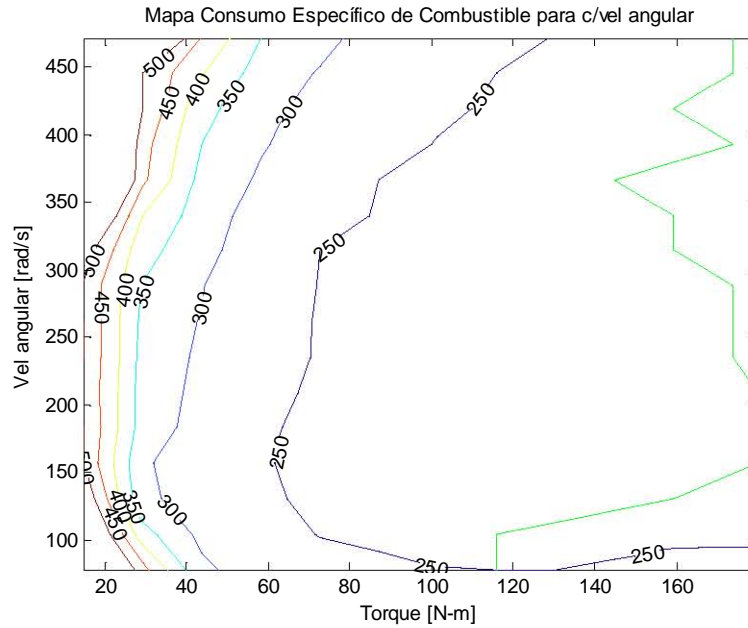


Figura 4.16 Combinación de torque y velocidad angular óptimos del MCI para máxima economía de combustible dentro del mapa de eficiencias.

En la simulación, el conjunto de los motores impulsa al vehículo y éste cubre exitosamente el ciclo HWFET como se muestra en la figura 4.17.

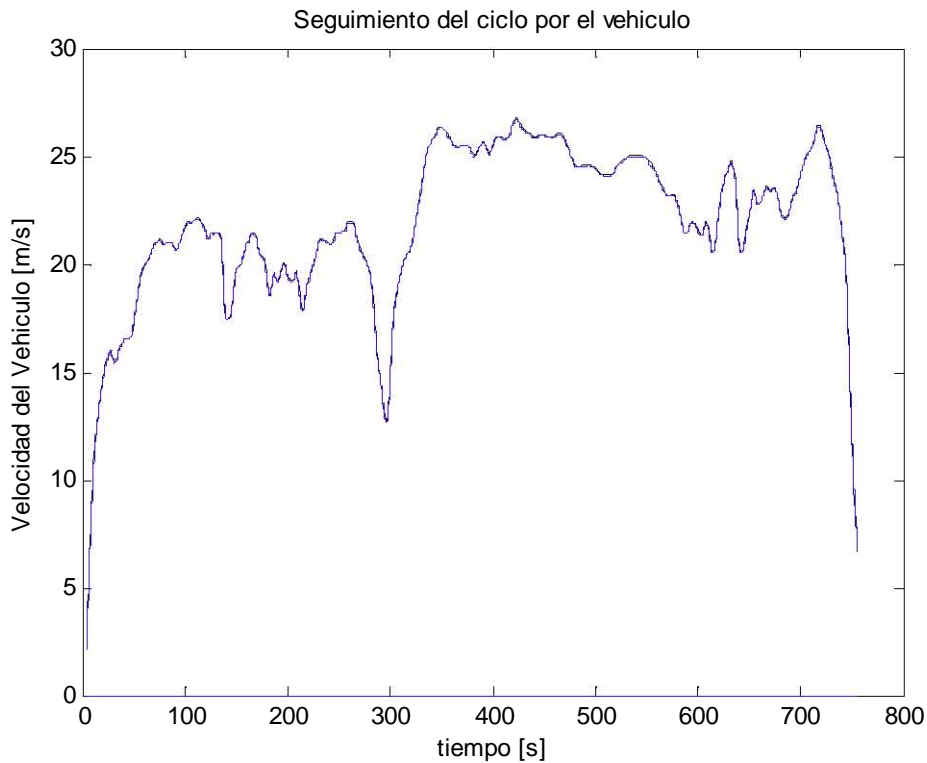


Figura 4.17 Seguimiento exitoso del ciclo HWFET por el vehículo analizado.

El MCI entrega su máximo torque de 180 N-m siempre que se enciende ya que así lo especifica la estrategia de control, el ME suplente el faltante para cubrir la demanda del ciclo. La figura 4.18 muestra el comportamiento del torque aportado por el MCI. La figura 4.19 indica el torque entregado por el ME con valor máximo de 350 N-m. En la figura 4.20 se

ve el comportamiento de ambos, cómo se complementan. En la 4.21 se ven estos torques ya multiplicados en la transmisión y entregados a las ruedas donde se comparan con los requerimientos del ciclo reflejados en el torque y velocidad angular solicitados en las ruedas del vehículo.

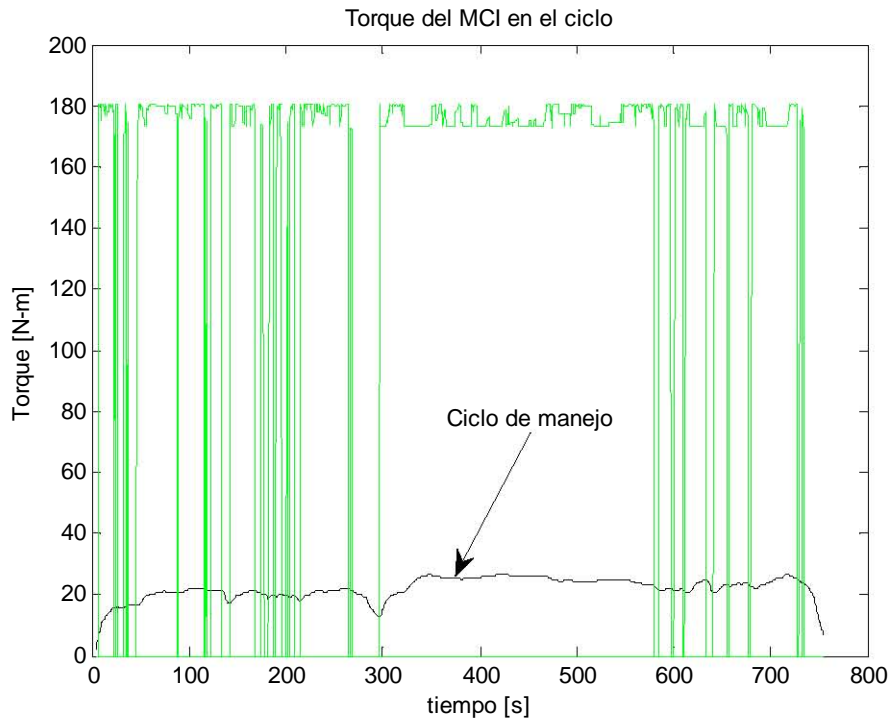


Figura 4.18 Gráfica del torque entregado por el MCI en el ciclo. Al encender éste, se va a su punto de mejor eficiencia. Como referencia se muestra el ciclo también.

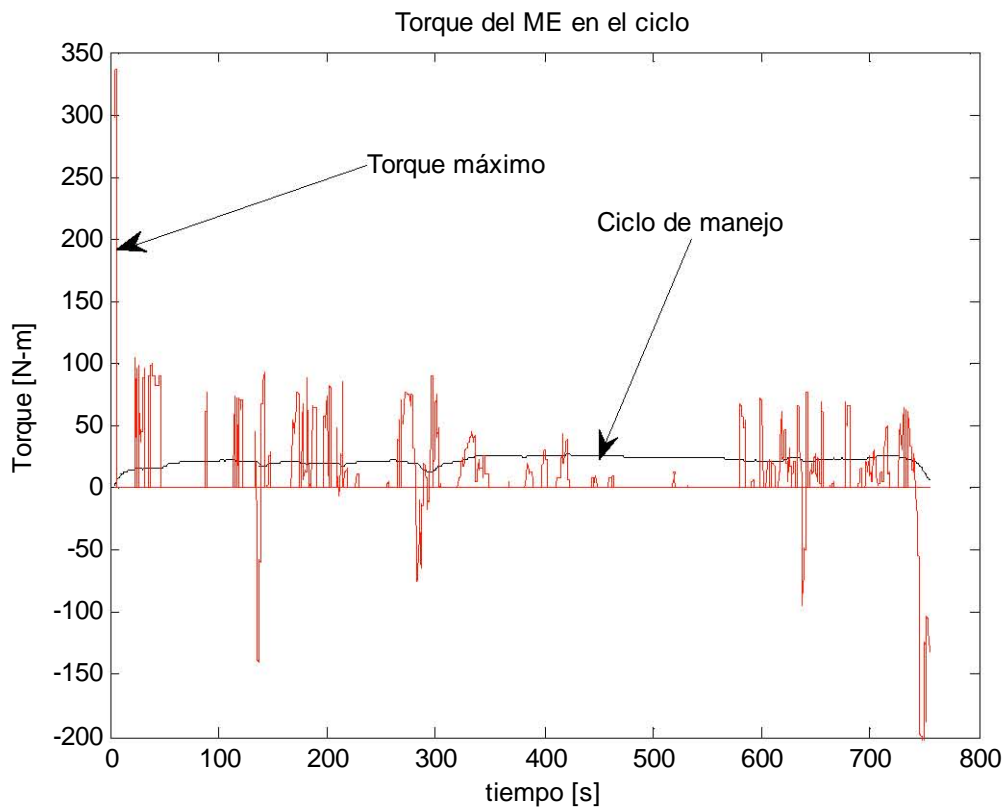


Figura 4.19 Torque entregado por el ME en el ciclo para complementar el del MCI.

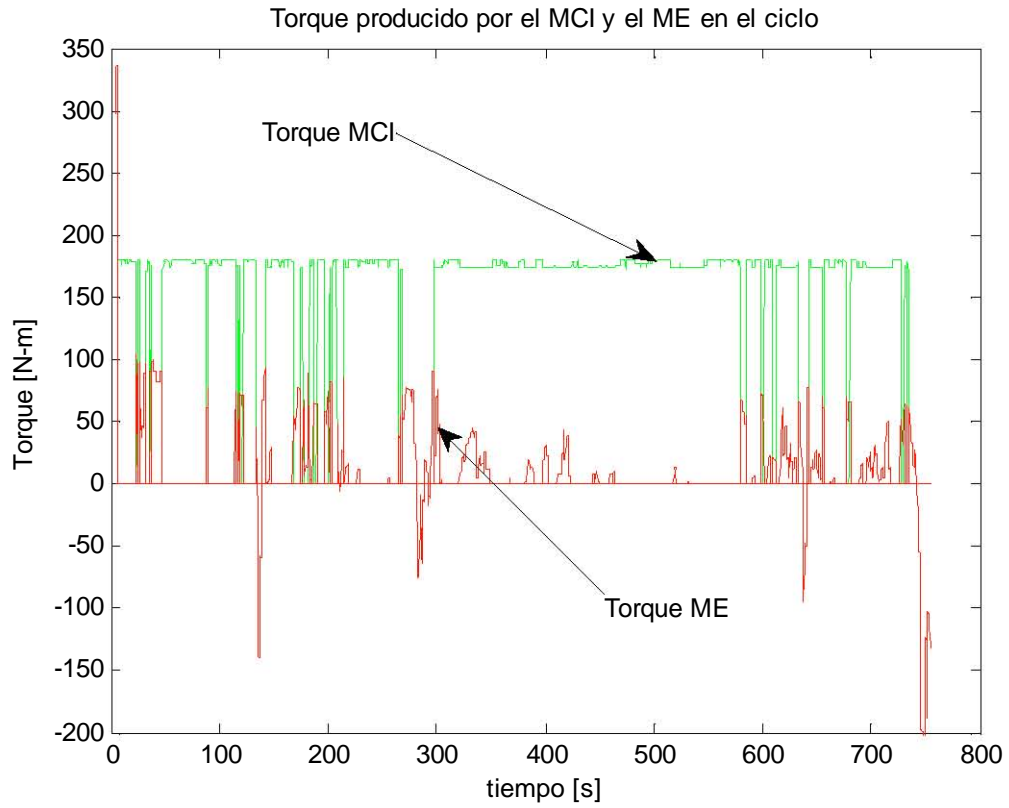


Figura 4.20 Torque entregados por los motores simultáneamente en el ciclo

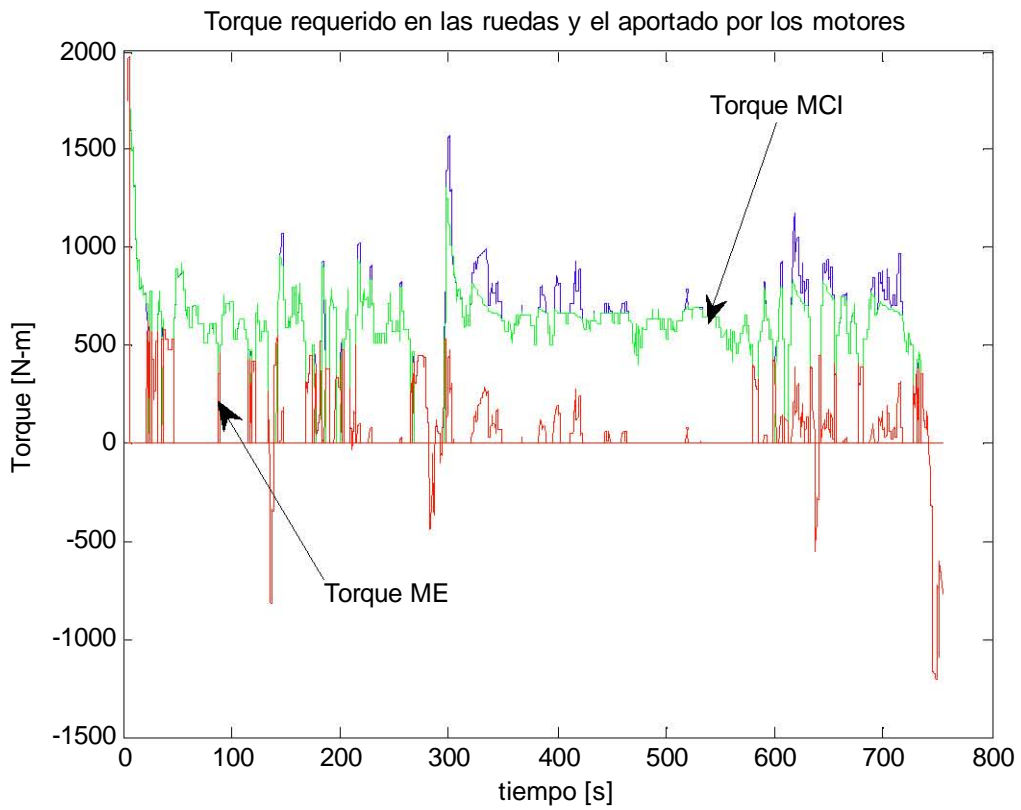


Figura 4.21 Gráfica del torque demandado por el ciclo y el entregado por los motores

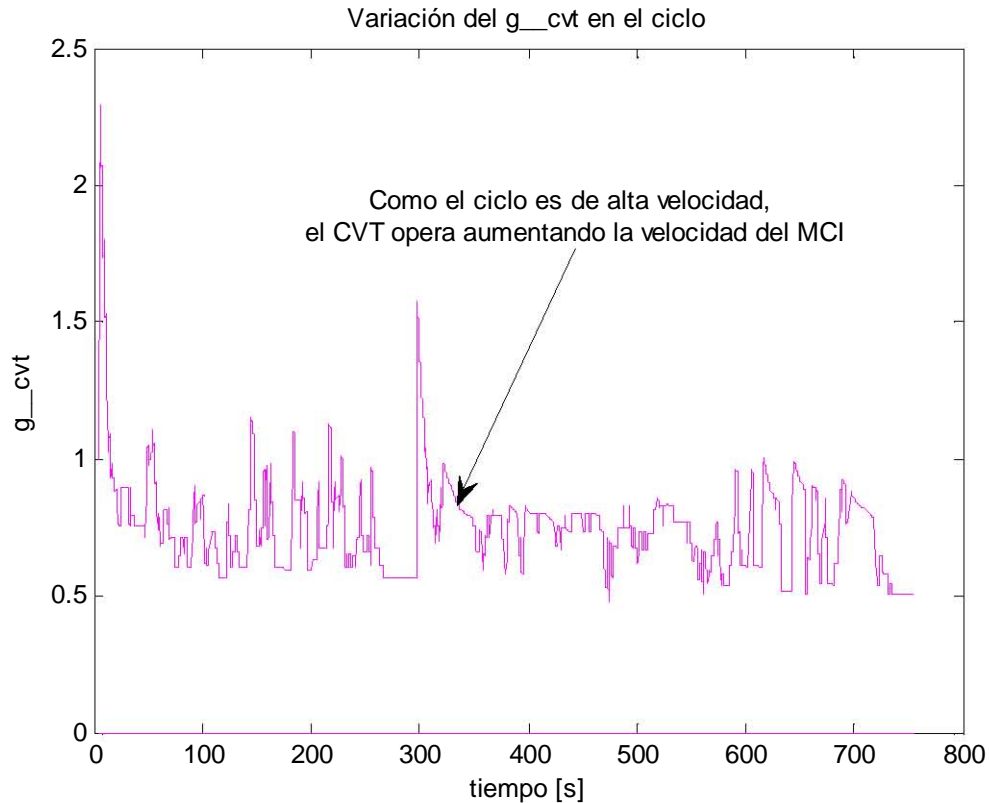


Figura 4.22 Diagrama del comportamiento del CVT en el ciclo HWFET.

Como lo previene Mantriota [G. Mantriota 2000], el CVT debe operar muy cerca de la reducción 1 para tener menores pérdidas. El MCI opera a velocidades variables según lo establece el sistema de control para lograr el mejor consumo de combustible. El CVT regula la velocidad entregada al diferencial modificando las rpm de la transmisión, figura 4.22. Se opera el CVT desde el valor de reducción 2.5 como máximo hasta 0.6649 como mínimo lo cual implica que las reducciones seleccionadas para el diferencial y el tren simple d_{g_r} y g_c se eligieron adecuadamente: $d_{g_r} = 3.523$, $g_c = 0.7368$. Se definieron valores límite del CVT de 3.611 a 0.6649, los cuales también permiten operar al CVT según los requerimientos de la velocidad en el ciclo. En el ciclo de carretera se requieren velocidades altas sostenidas del vehículo, entonces, como se observa en la figura 4.22 el CVT opera en la zona de ‘overdrive’ la mayor parte del tiempo.

Uno de los objetivos en el presente trabajo es lograr la mejor selección del ME y el MCI. La función del ME es iniciar la marcha y llevar al vehículo hasta la velocidad de conexión que en este caso es de 26 kmph. De ahí en adelante, una vez que ha encendido el MCI, la misión del ME es suplir el torque adicional al del MCI para cumplir con el demandado por el camino. Esto lo debe llevar a cabo en su zona de alta eficiencia. En la figura 4.23 se observan los puntos de operación del ME en todo el ciclo. Las zonas de operación de alta eficiencia son visitadas por el ME la mayor parte del tiempo. Esto es posible al colocar un reductor simple entre el ME y el brazo del sistema planetario. En este caso se necesitó elevar las rpm de operación del ME un 30%. Con ello se busca que opere hasta 350 rad/s donde es más eficiente y al mismo tiempo se entrega mayor torque al brazo. Se observan puntos de operación a torque cero. Esto se debe a que la velocidad del ME depende de la del MCI en la configuración híbrido paralelo. En esta configuración, el MCI puede hacer que el ME gire a determinada velocidad pero sin carga, es decir, el TTPH puede no

requerir, en un momento dado, aporte de torque del ME. Cuando se tiene comportamiento como VE y VEH en serie, el ME aporta toda la potencia directamente a las ruedas para mover al vehículo. Los puntos de operación en la parte negativa del eje 'x' corresponden con desaceleraciones cuando el ME está conectado y se realiza el frenado regenerativo. Los puntos de Torque a velocidad cero corresponden con el arranque.

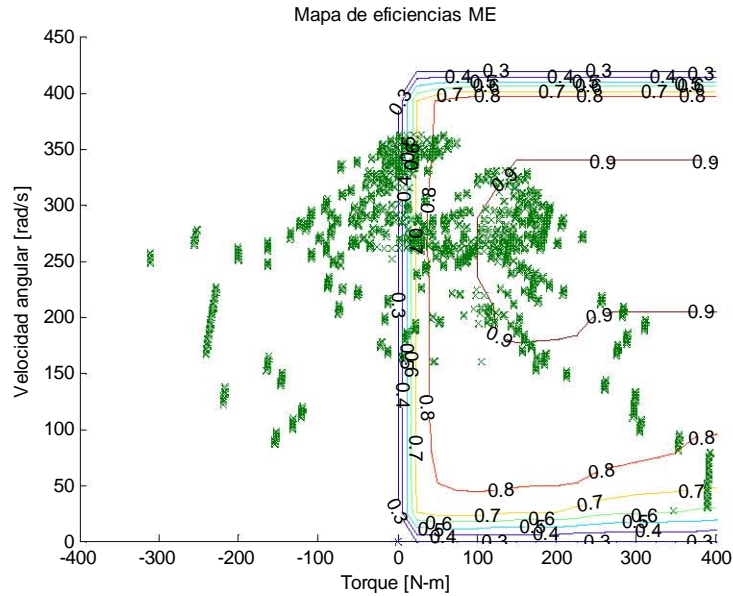


Figura 4.23 Zonas del mapa de eficiencias visitadas por el ME durante el ciclo. En promedio la velocidad angular se mantiene entre 250 y 350 rad/s para operar en zonas que son de alta eficiencia.

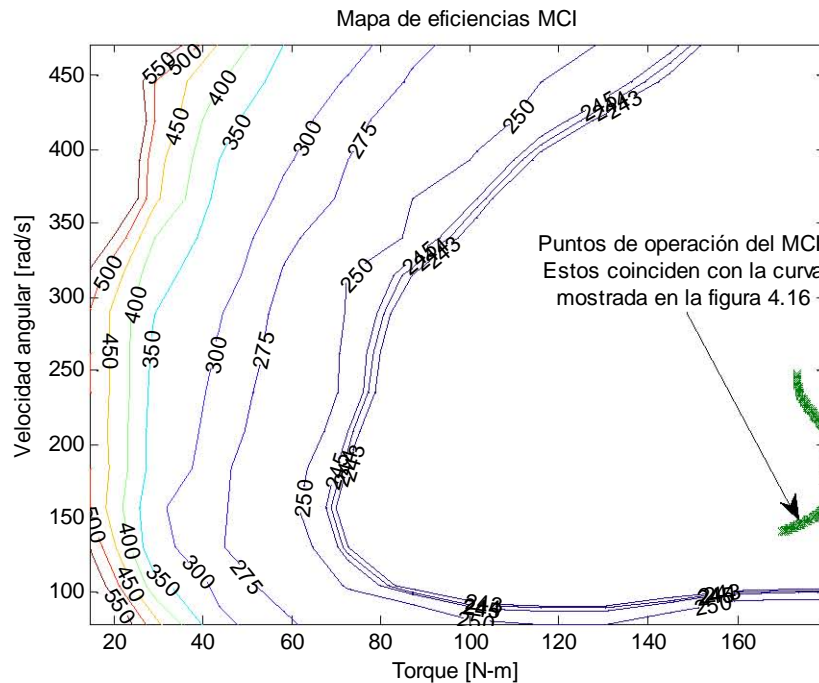


Figura 4.24 De acuerdo a la estrategia de control 2 el MCI opera en la zona de mayor eficiencia a diferentes torques y velocidades angulares como se observa.

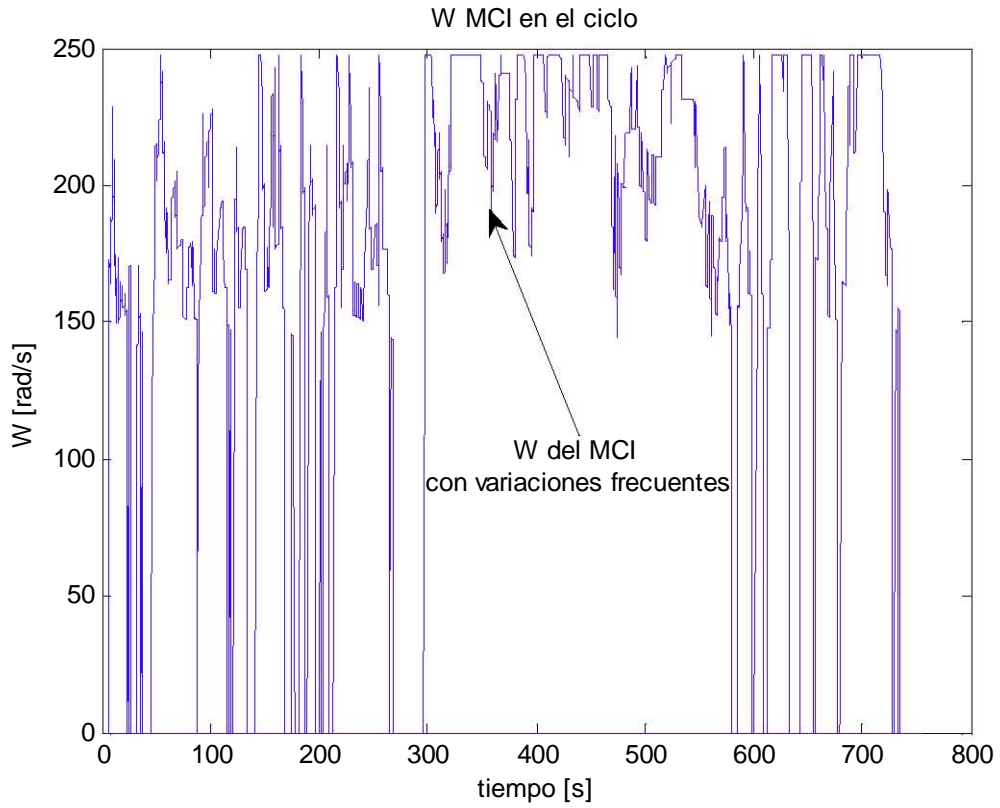


Figura 4.25 Velocidad angular del MCI en el ciclo HWFET con rango de potencia de 24 a 43 kW. Se tienen cambios constantes en la velocidad de operación del motor.

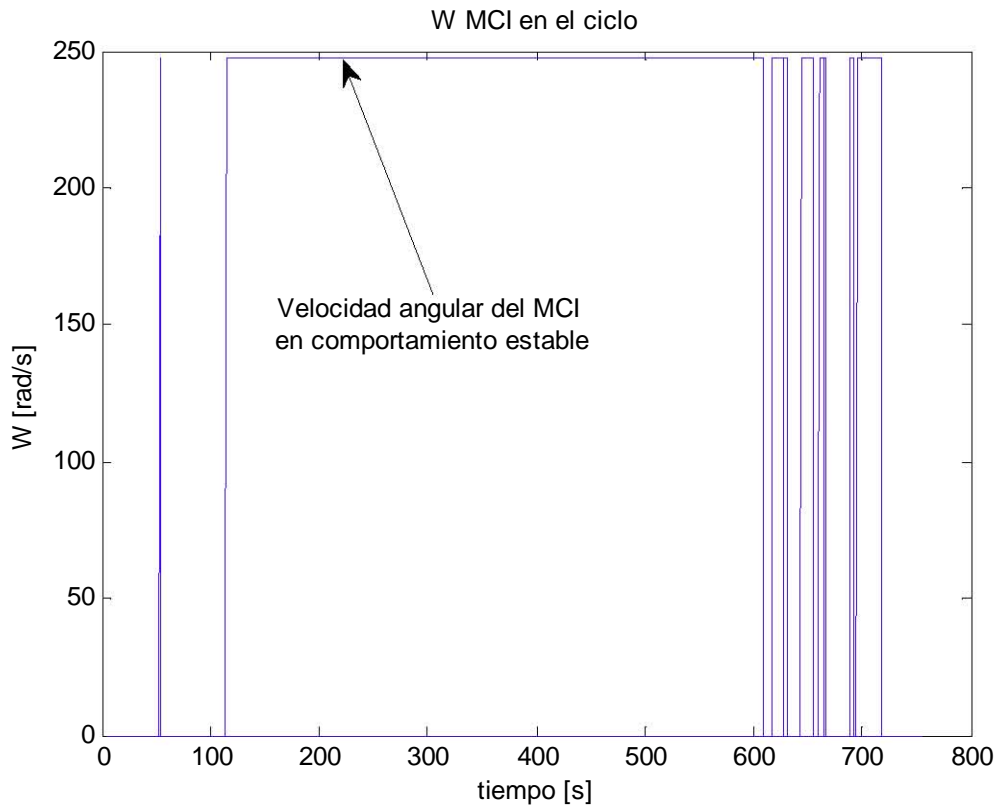


Figura 4.26 La velocidad angular del MCI es más regular en el ciclo HWFET con rango de potencia de 55 a 60 kW según la estrategia de control 1.

En la estrategia de control 2, el MCI opera en un rango de 24 a 43 kW. Estos son producidos de acuerdo a la figura 4.16 con combinación de Torque y ω en la línea del mapa de eficiencias para máxima economía de combustible. El resultado se ve en la figura 4.24. Cuando se opera en un rango de potencias medias se ubica al MCI en una zona intermedia en la línea verde de la figura 4.16 En este rango se tiene un comportamiento por parte del MCI como el de la figura 4.25. En la figura 4.26 se ve la operación del MCI de manera más estable como lo hace cuando se implementa la estrategia de control 1 (rango de potencia de 20 a 21 kW). Entonces, desde el punto de vista de los transitorios en el MCI, es mejor operarlo entre los 20 y 21 kW; pero desde el punto de vista de la economía de combustible es mejor en el rango de 24 a 43 kW. Como se verá más adelante en la tabla de resultados, la máxima economía de combustible se logra en este último rango.

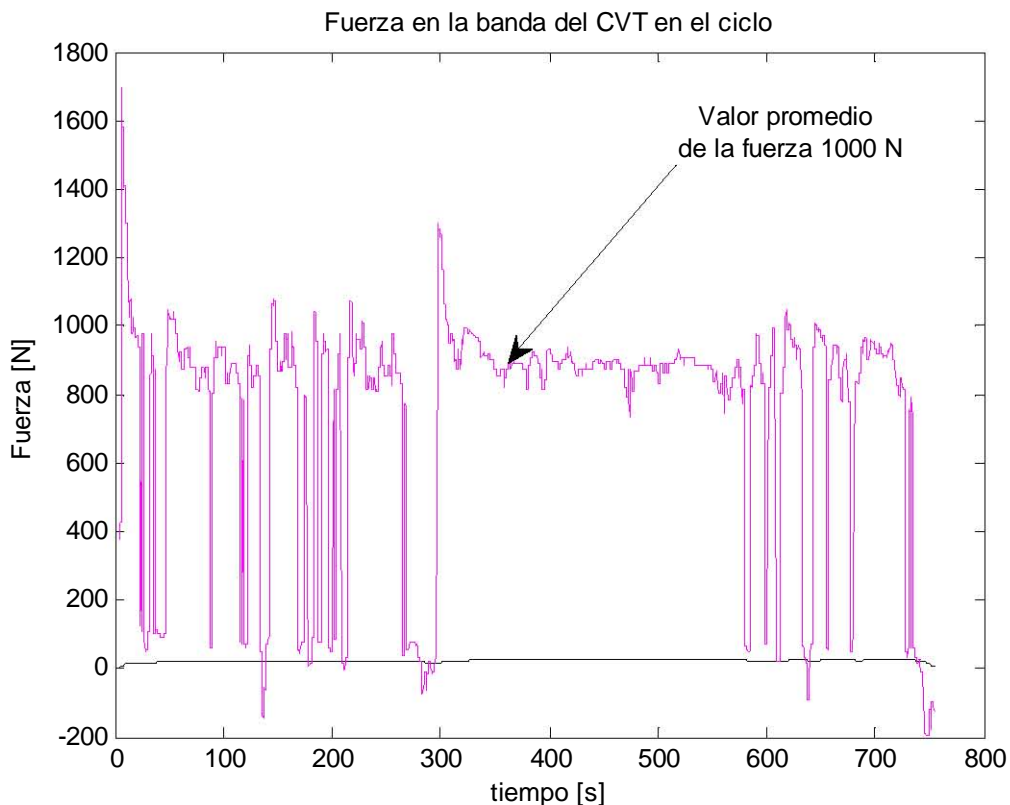


Figura 4.27 La fuerza en la banda del CVT se mantiene en niveles de 1000 a 1700 N. Estos valores están en rango para los CVT's convencionales.

La fuerza que soporta la banda del CVT se denotó como un factor determinante para elegir la configuración de la transmisión. En esta transmisión, sólo parte de la potencia generada en el sistema pasa por el CVT. Con este comportamiento, la fuerza máxima es de 1700 N con promedio de 1000N, ver figura 4.27.

La potencia demandada en las ruedas es equilibrada por la producida en cada motor y entregada también en las ruedas. La figura 4.28 muestra que la suma de las potencias de cada motor (línea verde, la producida por el MCI, línea roja, la producida por el ME, línea azul, la requerida por las ruedas) se equilibra con la requerida por el ciclo. En la subrutina "sim_ciclo" se calcula en tiempo real este equilibrio de potencias, torques y velocidades angulares. El ME complementa el torque demandado con el proporcionado por el MCI. Por medio del CVT se equilibran o compatibilizan las velocidades angulares del MCI y las

ruedas. Al tener en equilibrio esas dos variables se equilibra también la demanda de potencia.

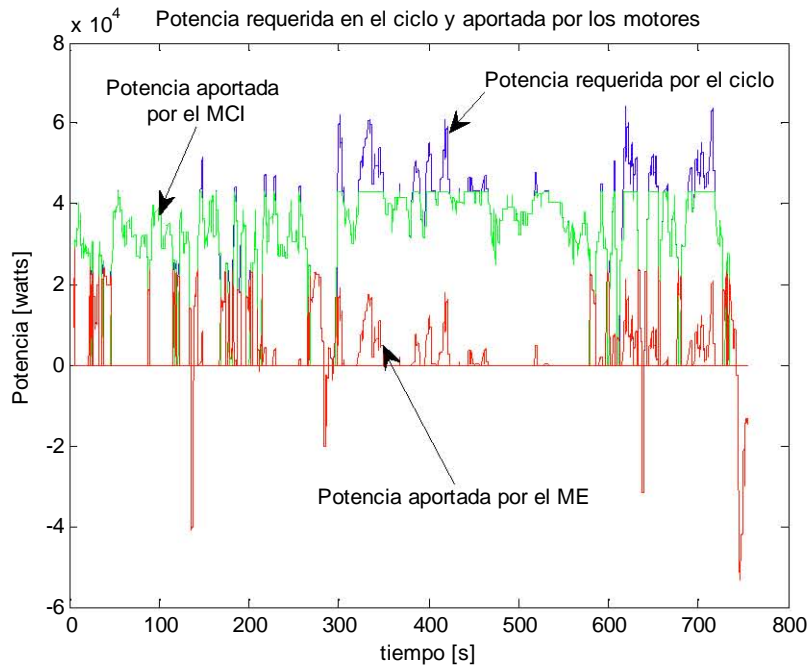


Figura 4.28 Equilibrio de potencias en el sistema.

El ciclo de recarga de las baterías se establece en la estrategia de control y se especifica en el subprograma “inicio”. En este caso las baterías y el generador deben suplir la energía demandada por el ME en el ciclo, de manera que el sistema completo sea de autosostenible. Esto significa que el MCI debe ser capaz de proveer la energía para recargar las baterías de manera que nunca lleguen a descargarse por debajo del 55% de su carga total y a la vez aportar la energía demandada por el ME a través del generador. ‘inicio’ establece que el límite superior de porcentaje de carga de las baterías debe ser del 80% de su carga máxima y el inferior está en el 60% de ésta.

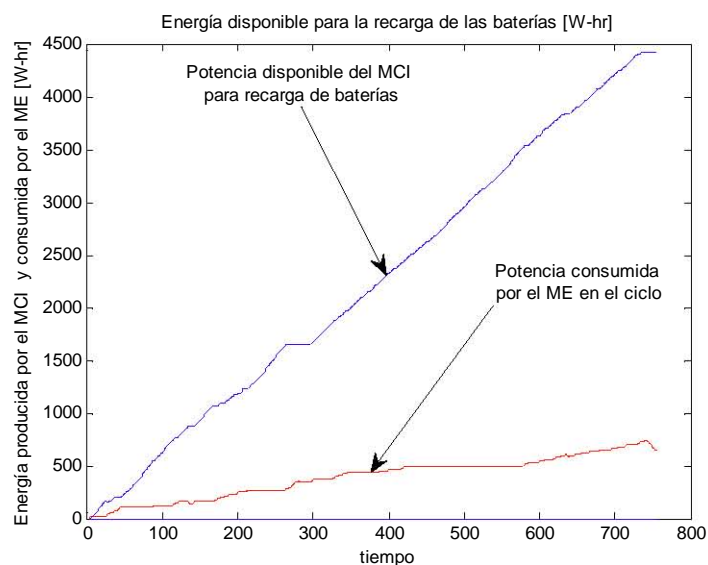


Figura 4.29 Demanda máxima de energía del ME en el ciclo.

Se plantea un valor de 6000 W-h como máximo trabajo que pueden realizar las baterías que indica la demanda máxima de energía del ME en el ciclo. Esto se hace en base al diagrama

de la figura 4.29. Este valor de demanda máxima de energía del ME calculado en la subrutina 'sim_ciclo' es la base para la selección del banco de baterías que se hace posteriormente en la sección 4.7. En la figura 4.30 se ve la frecuencia de recarga en el ciclo donde los límites corresponden con los porcentajes del SOC de las baterías y que el estado inicial de la carga de las baterías es de 4500 w-h. El sistema de baterías es capaz de suministrar la demanda máxima del ME.

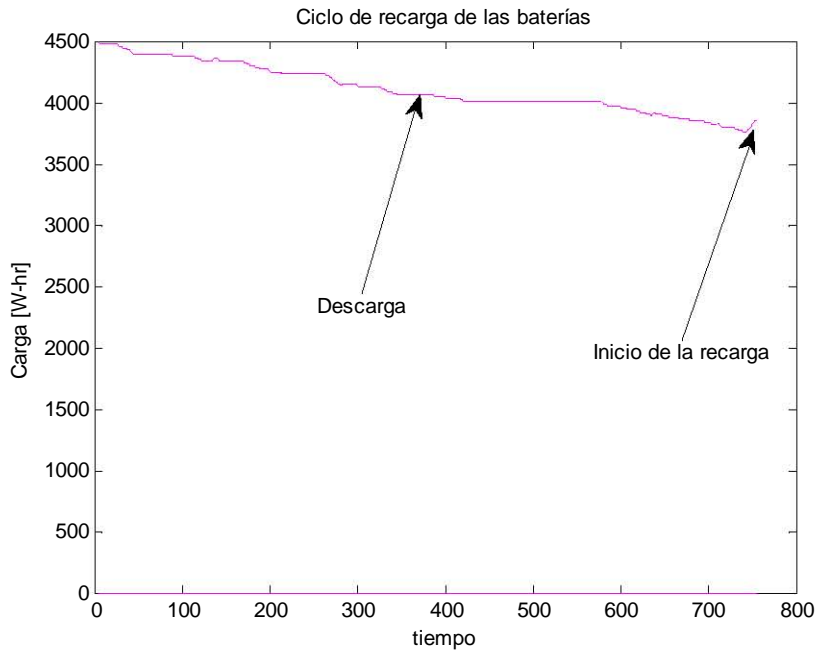


Figura 4.30 Recarga de las baterías en el ciclo

Desde un principio se determinó que este vehículo debería ser autosostenible. De manera que el rango de recorrido del vehículo sólo depende de la cantidad de energía disponible en el tanque de combustible.

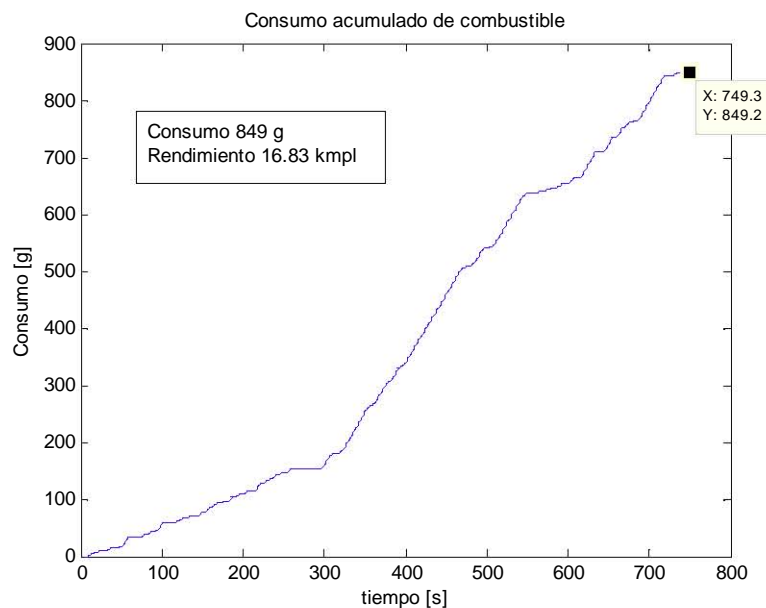


Figura 4.31 Consumo acumulado de combustible en el ciclo

El parámetro principal que muestra el buen desempeño del tren de potencia que ahora se tiene es la economía de combustible. En el ciclo de carretera (HWFET) con la estrategia de control 2, el consumo es de 849.2 g de combustible como se observa en la figura 4.31. Para

el diesel se tiene que su densidad es de 870 g/L. El recorrido en el ciclo es de 16 430 m. Así resulta un rendimiento de 16.83 kmpl.

Al operar con la estrategia de control 1 (rango de potencias de operación del MCI de 20-21 kW) se tiene mayor consumo de combustible, este es de 1318 gramos los cuales corresponden a un rendimiento de 10.84 kmpl.

4.5.3 Desempeño en el ciclo UDDS con la estrategia de control 2

En el ciclo de ciudad se tiene un uso más intensivo del ME como se puede ver en la figura 4.34; en éste, el MCI actúa principalmente para la recarga de baterías. Con esto se tiene un comportamiento del vehículo predominantemente híbrido en serie y eléctrico puro.

Subrutina inicio para este ciclo:

```
inicio('CYC_UDDS','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3','3.611','0.6649','0.60','F
C_CI67','6','18','43000','24000','67000','PM_58','400','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35','0')
La simulación con la estrategia de control 2 (la más eficiente), produce los siguientes resultados:
```

Con la combinación de motores seleccionada: FC_CI67 y PM_58 se cumple el ciclo UDDS al 100%. La velocidad exigida por el ciclo se marca con una línea negra y la obtenida por el vehículo con una línea azul, como se ve en la figura 4.32, ambas se superponen todo el tiempo.

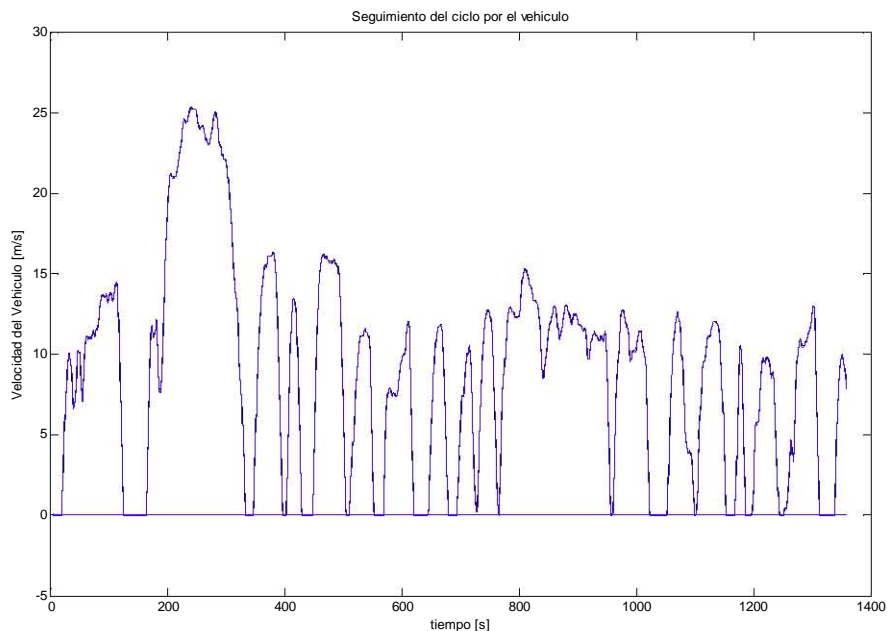


Figura 4.32 Cumplimiento del ciclo de ciudad UDDS.

La demanda de torque y potencia del MCI es menor que en el ciclo de carretera. Con ello también se reduce significativamente la operación del CVT; con esto, se obtienen menores pérdidas en la transmisión. Figura 4.33

Se intensifica el uso del ME para operar el vehículo como eléctrico puro. Se demanda de él más torque y potencia de manera continua. Figura 4.34

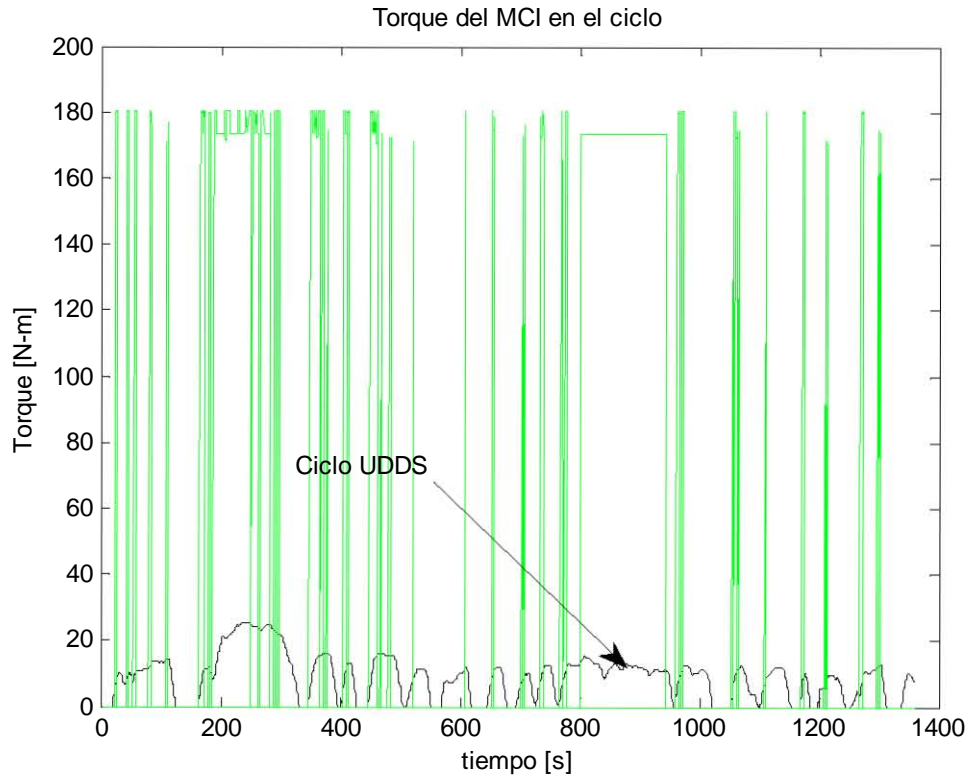


Figura 4.33 En el ciclo urbano se tiene menor demanda de torque del MCI.

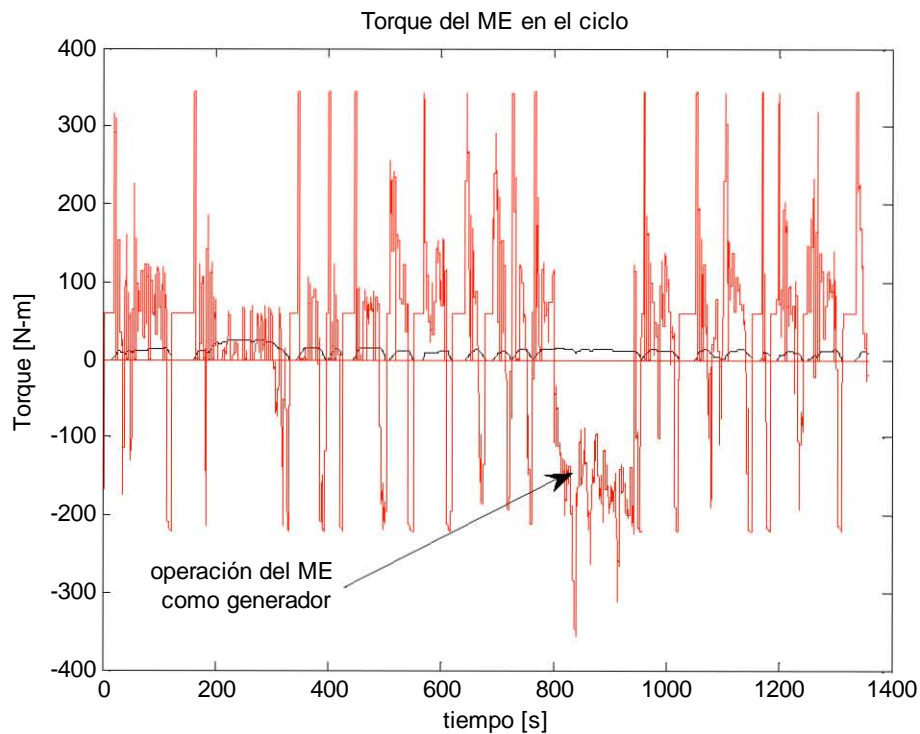


Figura 4.34A En el ciclo urbano se tiene mayor demanda de torque y potencia del ME

Hay mayor dispersión en los puntos de operación del ME en el ciclo ya que trabaja más tiempo y a potencias y velocidades más variadas por los requerimientos en este ciclo. Figura 4.35. Se aprecia que se demanda del ME un torque máximo de 350 N-m con mucha

frecuencia. Los puntos de operación del ME corresponden mayormente a las zonas de máxima eficiencia (0.8 - 0.9).

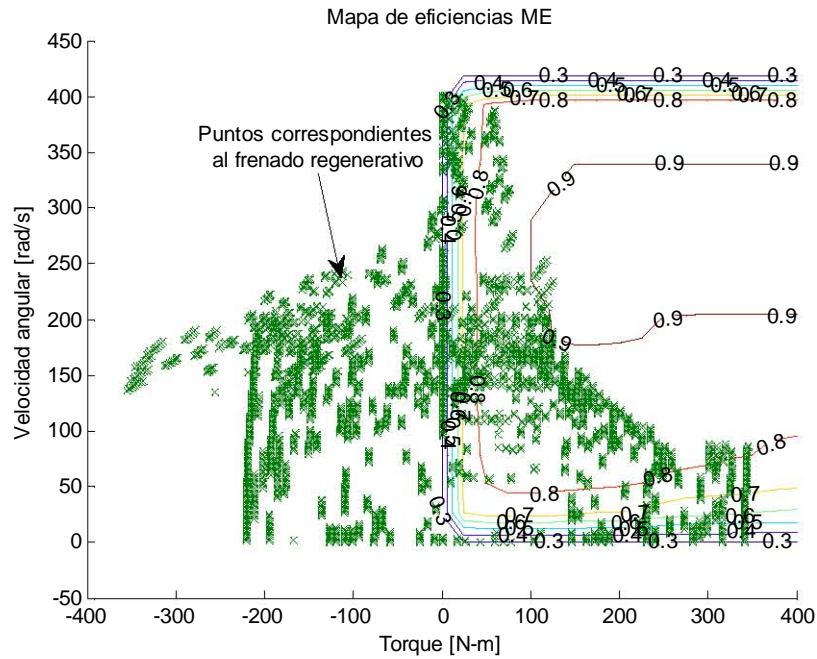


Figura 4.34B Puntos de operación del ME en el ciclo urbano con mayor dispersión. Operación más frecuente.

El MCI sigue operando como un esclavo generador de potencia a velocidad y torque variables en un rango óptimo de potencia. Figura 4.36.

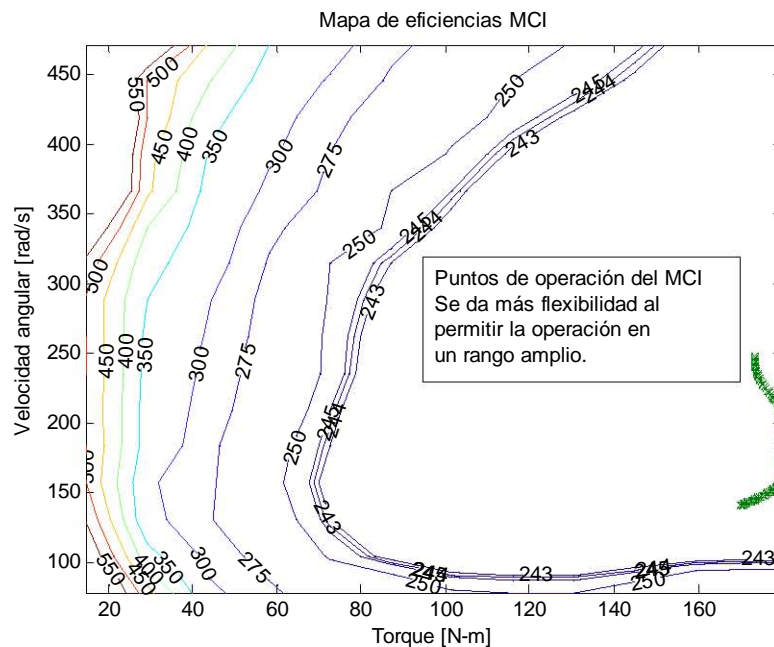


Figura 4.36 El MCI opera como un esclavo generador de potencia.

El grado de hibridización es alto por la forma de operación del tren de potencia que se comporta predominantemente como híbrido en serie y como eléctrico puro. Figura 4.37.

Se tiene un menor consumo de combustible dado que la arquitectura del TTPH favorece el funcionamiento del sistema en forma de VEH en serie y VE. El consumo acumulado de combustible es de 600g. Con ello se produce un desempeño de 17.04 kmpl.

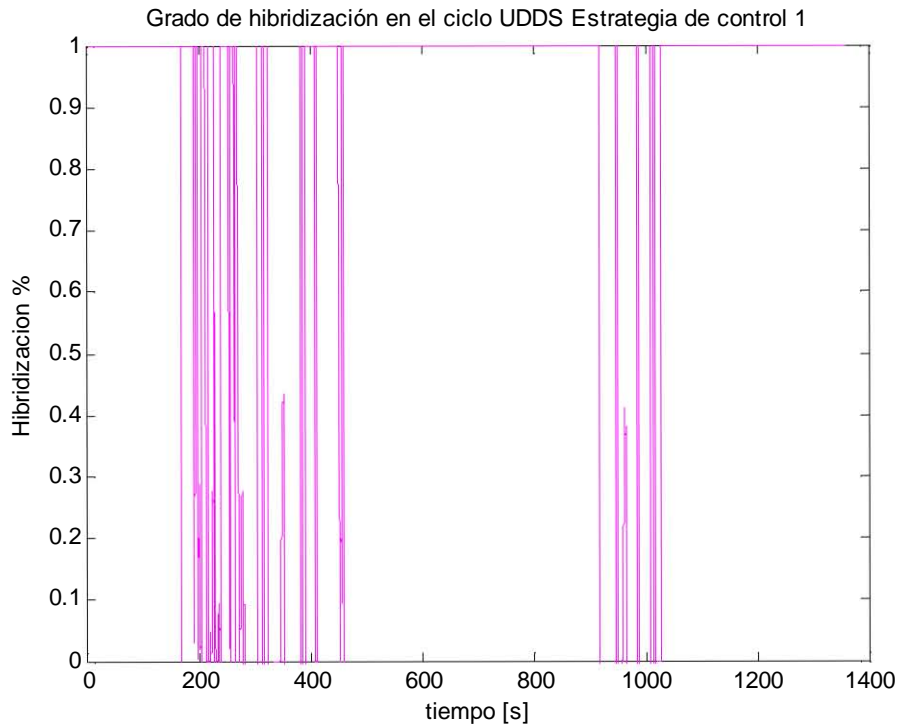


Figura 4.37 El grado de hibridación del TTPH es cercano a uno la mayor parte del tiempo en el ciclo UDDS. Esto se debe a que el TTPH opera en modo eléctrico e híbrido en serie.

Tabla 4.6 Resumen de resultados del desempeño del TTPH con transmisión flexible en los ciclos UDDS y HWFET con la estrategia de control 2.

Ciclo	HWFET	UDDS	
Consumo	849	600	g
Recorrido	16430	11910	m
Rendimiento	16.83	17.04	kmpl
Hibridización	40%	80%	promedio
% de derivación	6%	5%	promedio
Torque MCI	180	180	N-m
			máximo
Torque ME	350	350	N-m
			máximo
Ciclo	Se cumple	Se cumple	
Recarga Baterías	0.25 recargas	1 recargas	por ciclo
ω max ME	420	420	rad/s max
ω max MCI	250	250	rad/s max
CVT variación	2.3 -0.6	2.5 - 0.6	promedio
			1.2
Fuerza en el CVT	1000 N prom	600 N prom	1500 N máx.
Zona eficiencia MCI	243	243	gpkW-h
Zona eficiencia ME	70	80	%

4.5.4 Desempeño en el ciclo CYC_ 0-100

Este ciclo se realizó para calcular el desempeño del vehículo al ir de 0 a 100 kmph. En él, el vehículo va de 0 a 100 kmph en 14 segundos, figura 4.38.

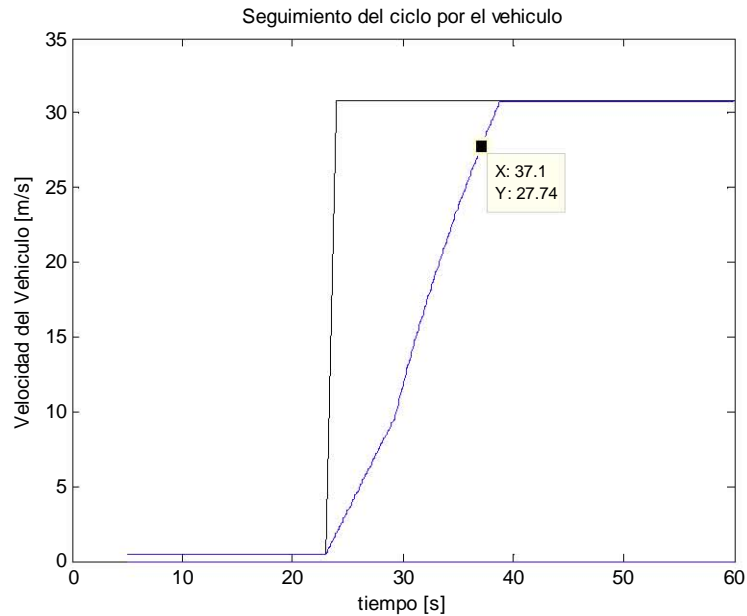


Figura 4.38 Desempeño del vehículo en el ciclo de aceleración CYC_0-100.

La figura 4.39 muestra los mapas de eficiencia de los motores operando a su máxima potencia permitida para alcanzar la velocidad deseada en el mínimo tiempo.

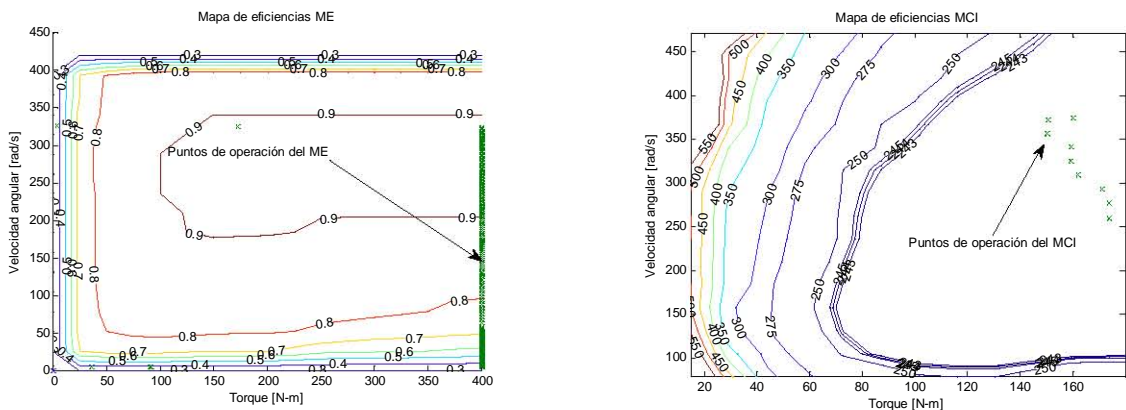


Figura 4.39 Mapas de eficiencia de los motores desarrollando su máxima potencia en el ciclo de aceleración. Torque del ME 400 N-m, velocidad angular de 0 a 350 rad/s. Operación del MCI en zona de alta eficiencia.

Se utiliza el ciclo de aceleración máxima “CYC_0-250” para analizar el desempeño del vehículo para evaluar el resto de los parámetros de PNGV:

El tiempo para ir 40 a 60 mph (17.87 a 26.82 m/s) 4.4 s

El tiempo para llegar a la velocidad máxima (38 m/s)	20 s
La velocidad máxima	38 m/s
Aceleración máxima	3.2 m/s ²
Distancia recorrida a los 5 segundos	27.49 m.

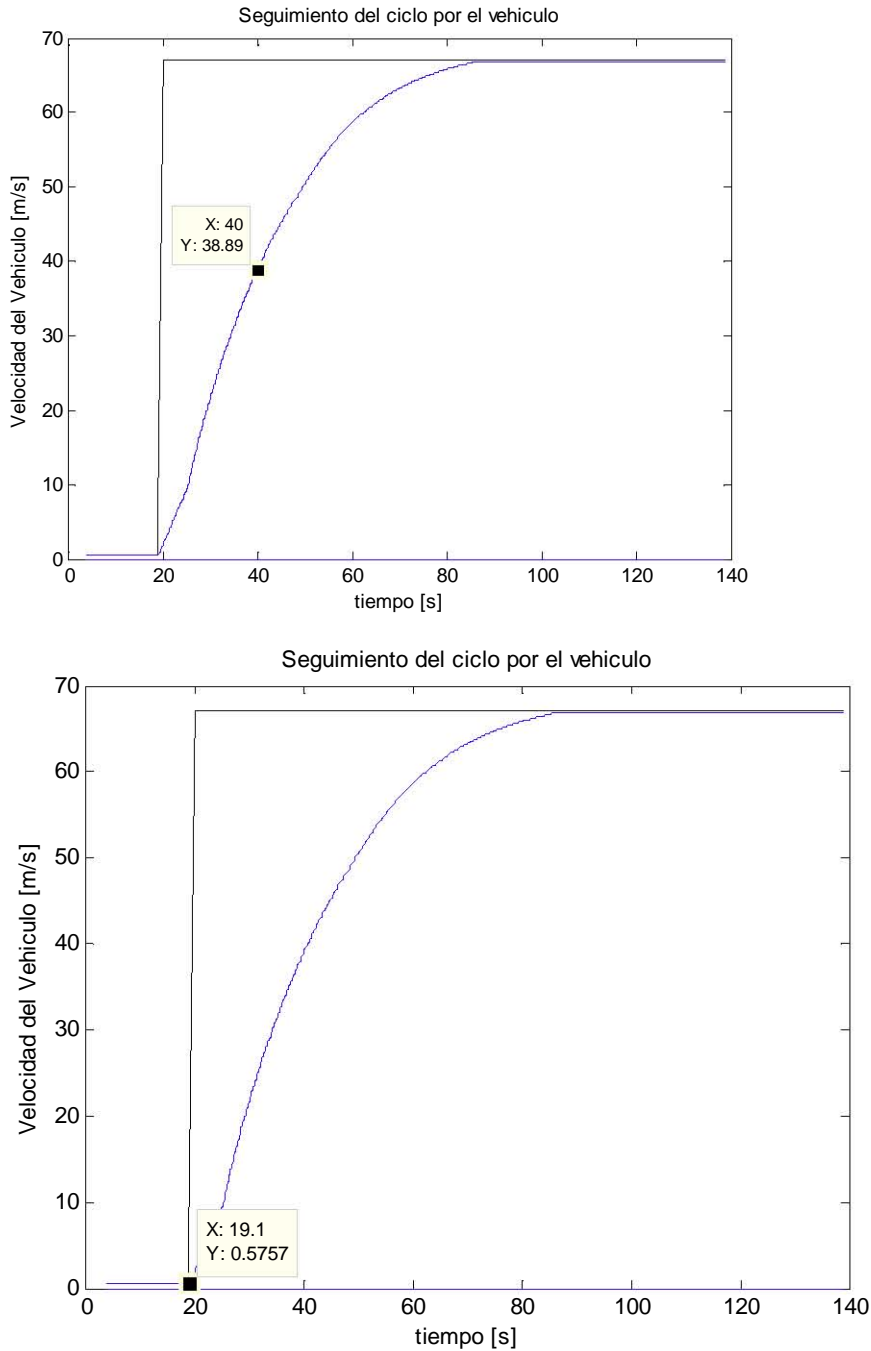


Figura 4.40 Comportamiento del ciclo de máxima velocidad CYC_250 para evaluar el desempeño del vehículo a velocidades intermedias y a máxima velocidad.

En la figura 4.41 se observa que el recorrido en los primeros 5 segundos es de 27.49 m.

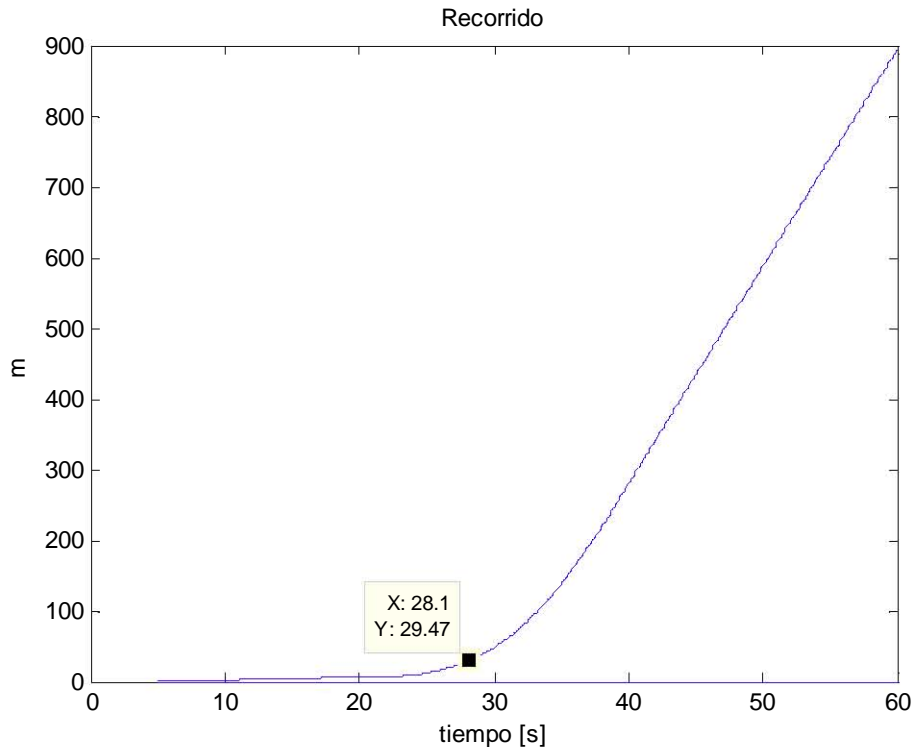


Figura 4.41 Recorrido del vehículo en los primeros 5 segundos en el ciclo cyc_250.

4.6 Simulación del Prius

Existen datos publicados en la literatura sobre estudios que se han llevado a cabo del desempeño del Prius Japan [Duoba Michel et al. 2001] los cuales tomo como referencia para compararlos con los resultados que arroje el modelado del mismo auto en ADVISOR. Estos a su vez serán cotejados con los que nos proporciona el software TTPM (Transmisión de Torque y Potencia Modulada). Esto lo hice con la finalidad de probar la confiabilidad del software TTPM.

4.6.1 Simulación Prius Japan en ADVISOR

Al realizar la simulación se obtienen los siguientes datos

Tabla 4.7 Resultados de la simulación del Prius Japan en ADVISOR

Datos Prius_Japan ADVISOR	Rendimiento Combustible kmpl	Tiempo de 0 a 96.6 kmph s	Tiempo de 64.4 a 100 kmph s	Tiempo de 0 a 137 kmph s	Acel Máxima m/s ²	Distancia en 5 s	Vel máxima kmph	Pendiente máx. a 88.5 kmph
HWFET	27.7	15.3 s	7	30.4	3.4	35.4	163	7.4%
UDDS	20.4	15.3 s	7	30.4	3.4	35.4	163	7.4%

4.6.2 Simulación Prius en el software TTPM con transmisión flexible propia

Al realizar la simulación se obtienen los siguientes datos

Tabla 4.8 Resultados de la simulación del Prius Japan en el software TTPM

Datos Prius_Japan COC	Rendimiento Combustible kmpl	Tiempo de 0 a 96.6 kmph	Tiempo de 64.4 a 100 kmph	Tiempo de 0 a 137 kmph	Acel máxima m/s ²	Distancia en 5 s	Vel máxima kmph	Máx pendiente a 88.5 kmph
HWFET	23.17	12.5	4.4	21.4	5	58	163	3.4%
UDDS	26.3	12.5	4.4	21.4	5	58	163	3.4%

El ciclo que nos permite establecer una comparación en este análisis es el HWFET ya que es el que menciona Duoba [Duoba Michel et al. 2001]. Él reporta un rendimiento del vehículo en el ciclo mencionado de 51.1 MPG equivalente a 21.722 kmpl en pruebas hechas en forma experimental con un vehículo Prius comercial. Al hacer la simulación del mismo vehículo en ADVISOR da como resultado en ese ciclo un rendimiento de 27.7 kmpl lo cual da una desviación del 27% respecto de lo reportado por Duoba. Al realizar la simulación con el software TTPM, con la estrategia de control 1 y la transmisión flexible con los parámetros reportados en el apéndice obtenemos un rendimiento de 20.53 kmpl como se observa en la figura 4.42. Esto representa una desviación de 6.67% respecto del cálculo experimental en lo referente al rendimiento en el consumo de combustible.

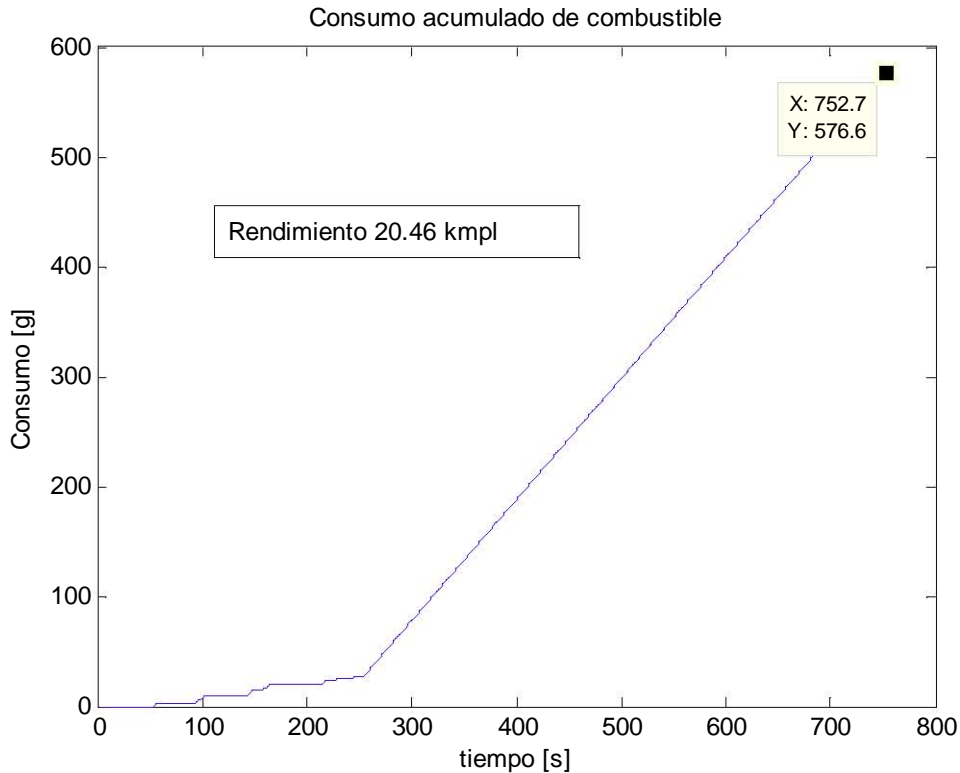


Figura 4.42 Rendimiento de combustible del Prius en el ciclo HWFET con la estrategia de control 1. La potencia varía de 20 000 a 21000 watts.

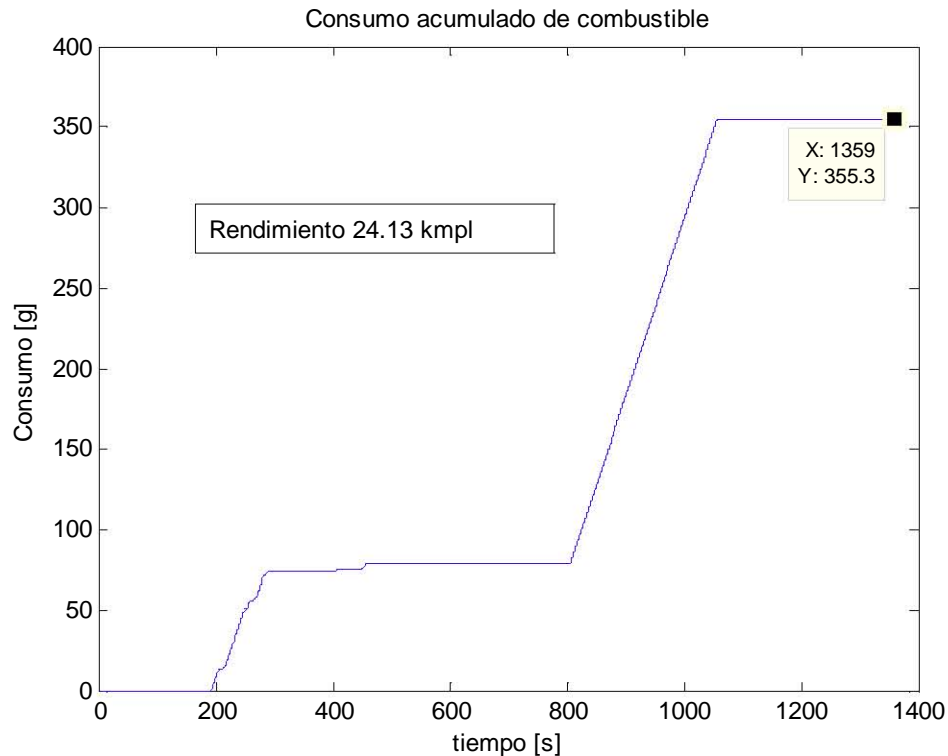


Figura 4.43 Rendimiento de combustible del Prius en el ciclo UDDS con la estrategia de control 1. La potencia varía de 21 a 20 000 watts.

La figura 4.43 muestra el rendimiento del Prius en el ciclo UDDS con la estrategia de control1, la cual manifiesta un rendimiento mayor y más parecido al reportado por ADVISOR.

Al comparar ADVISOR con TTPM se ve que ambos difieren de los resultados experimentales. ADVISOR es ampliamente aceptado por los investigadores en el tema de los vehículos híbridos y eléctricos por lo cual los resultados obtenidos con este software los considero con alto grado de confiabilidad. El resultado arrojado por el software TTPM se acerca más al resultado experimental pero debo mencionar que en éste, a diferencia de ADVISOR, no se consideraron pérdidas en el sistema de engranajes. Si esto se hubiera tomado en cuenta tal vez estaríamos por debajo del rendimiento de 21.722 kmpl. Estamos ante una realidad que implica que el software, en general, deberá mejorarse para acercarse a los resultados experimentales y así llegar a tener un instrumento cada vez más confiable.

4.7 Hallazgos obtenidos de este estudio

Los resultados del análisis del comportamiento del vehículo bajo estudio en el formato de PNGV se presentan en la tabla resumen 4.9a y 4.9b. Se establece el alcance y confiabilidad del software en predecir el desempeño de las diferentes arquitecturas del tren de potencia.

Tabla 4.9a Resultados comparativos de los datos del fabricante del vehículo convencional y de las simulaciones en ADVISOR del vehículo convencional equivalente.

Datos fabricante VC	Rendimiento Comb kmpl	Tiempo de 0 a 96.6 kmph	Tiempo de 64.4 a 100 kmph	Tiempo de 0 a 137 kmph	Acel máxima	Distancia en 5 s	Vel. máxima kmph	Pend máx. kmph
HWFET	8	18.2	9.1	n/d	3.5	29.47	145.8	5.4
UDDS	5.9	18.2	9.1	n/d	3.5	29.47	145.8	5.4

Datos Ram conv en ADVISOR	Rendimiento Comb kmpl	Tiempo de 0 a 96.6 kmph	Tiempo de 64.4 a 100 kmph	Tiempo de 0 a 137 kmph	Acel máxima	Distancia en 5 s	Vel máxima kmph	Pendiente máx. a 88.5 kmph
HWFET	8.4	10.4	5.3	22.1	5.9	50.3	170	14.2
UDDS	5.37	10.4	5.3	22.1	5.9	50.3	170	14.2

Tabla 4.9b Resultados comparativos de los datos de la simulación del vehículo hibridizado bajo estudio con TA de 4 velocidades en ADVISOR y de las simulaciones del vehículo equivalente con la transmisión flexible en TTPM.

Datos Ram Híbrida ADVISOR	Rendimiento Comb kmpl	Tiempo de 0 a 96.6 kmph	Tiempo de 64.4 a 96.6 kmph	Tiempo de 0 a 137 kmph	Acel máxima	Distancia en 5 s	Vel máxima kmph	Pendiente máx a 88.5 kmph
HWFET	16.12	17.4	9.1	35.4	5.9	46.1	170	5.4
UDDS	11.49	17.4	9.1	35.4	5.9	46.1	170	5.4

Datos Ram híbrida TTPM	Rendimiento Comb kmpl	Tiempo de 0 a 96.6 kmph	Tiempo de 64.4 a 96.6 kmph	Tiempo de 0 a 137 kmph	Acel máx/prom m/s ²	Distancia en 5 s m	Vel máxima kmph	Pendiente máx. a 88.5 kmph
HWFET	16.83	12.8	9.0	20	2.5	69.73	140	4
UDDS	17.00	12.8	9.0	20	2.5	69.73	140	4

Como puede observarse de la tabla 4.9a, los resultados respecto del rendimiento en kmpl coinciden fuertemente en el modelo de ADVISOR y los datos reportados por el fabricante del vehículo convencional. Los demás datos arrojados por la simulación indican que el modelo de ADVISOR trabaja con una aceleración mayor que la reportada por el fabricante por lo cual los tiempos de aceleración son menores y mayor la distancia en los primeros 5 segundos. En el modelo de ADVISOR se tuvo que escalar el MCI y la masa del vehículo; sin embargo, las proporciones de los resultados del modelo son aceptables ya que varían casi en forma lineal con la aceleración, la cual es mayor en el modelo de ADVISOR. Se tiene certeza de que lo que se simula en ADVISOR en ese nivel es aceptable según lo reportado en la literatura especializada. Seguramente al afinar el modelo éste debe coincidir con mayor precisión respecto de las pruebas experimentales.

La tabla 4.9b corresponde a la comparación del vehículo híbrido simulado en ADVISOR con transmisión automática y la del vehículo híbrido con transmisión flexible simulada en el software TTPM ambos con los motores iguales. Los consumos de combustible denotan que el comportamiento en ciudad es mejor (40%) para el vehículo equipado con el sistema TTPM. En el ciclo de carretera el comportamiento del mismo vehículo con la transmisión flexible es mejor en 4.4% en lo concerniente al consumo de combustible. Respecto a los demás datos de la simulación, se tiene que, el equipado con la transmisión flexible es un

vehículo más rápido, con mayor capacidad de aceleración. De hecho así se planteó en la misión del vehículo.

En el estudio en general, se ha percibido, desde la selección en base a combinaciones presentada en la sección 4.5 tabla 4.5 que el torque del ME es de vital importancia ya que, como se planteó desde el principio, la función principal del ME es proporcionar torque cuando el tren de potencia funciona como híbrido en paralelo y proveer toda la energía para mover al vehículo cuando funciona en formato de VE y VEH en serie. En el caso de la operación del tren de potencia como eléctrico puro, el torque sigue siendo primordial ya que se tiene que iniciar la marcha del vehículo desde cero. Se tiene entonces una alta dependencia de la capacidad de torque del ME. Para llegar a la velocidad máxima en un tiempo razonable también se requiere la entrega del máximo torque del ME. Los motores eléctricos que no proporcionaron el torque suficiente para estas dos funciones ($T_{MEmax}=400N\cdot m$) no permitieron al tren de potencia cumplir con el ciclo (ver apéndice 3 del desempeño de las 10 combinaciones de tren de potencia analizadas).

Con la selección de los parámetros de la transmisión se logró hacer operar al CVT en rangos cercanos a uno. Este comportamiento puede servir como un índice de desempeño de la transmisión. Como se ve en la gráfica del comportamiento del CVT, figura 4.22, se logra este objetivo ampliamente con la contribución de los parámetros de diseño de la transmisión y la operación los motores en sus rangos predeterminados.

La eficiencia del tren de potencia es casi similar en ambos ciclos de manejo desde el punto de vista del consumo de combustible (17 para el UDDS y 16.83 para el HWFET) ya que se aplicó para ambos la estrategia de control 2 la cual permite funcionar al MCI en un rango de operación amplio. Con ello se logra que el sistema de control haga funcionar al MCI en una amplia variedad de combinaciones de torque y velocidad angular con el objetivo de producir a cada momento la potencia necesaria con el mayor rendimiento de combustible. Esto se pudo comprobar cuando se aplicó la estrategia de control 1 al ciclo de carretera y se dejó que el MCI tuviera un rango de potencia de operación muy reducida lo cual ofrecía un intervalo de combinaciones de torque y velocidad angular del MCI muy reducida. En el apéndice 3 se puede revisar esta simulación para comprobar que con esa estrategia se consume un 30% más de combustible en el ciclo.

Al momento de arranque, desde velocidad cero del vehículo, todo el torque lo proporciona el ME. A la velocidad de conexión, V_c , la carga la toma el MCI con el CVT en posición de máxima reducción. En este momento todo el torque necesario lo proporciona el MCI y si el ciclo requiere mayor torque, se activa el ME y proporciona el torque y potencia adicionales como se ve en las figuras 4.20 y 4.28. Después de pasar por la transmisión cada torque se multiplica y finalmente se entrega el torque resultante a las ruedas para mover al vehículo de acuerdo a la demanda solicitada por el ciclo. Esto se observa en la figura 4.21.

En la simulación del Prius en el TTPM se notó que su rendimiento en el ciclo de carretera HWFET es mejor con la estrategia de control 1 con rango de potencia de 20 a 21 kW. Esto parece ser diferente a lo observado en el VHE tipo pick-up analizado. La diferencia fundamental entre los dos trenes de potencia radica en el tipo motor térmico, uno a gasolina y el otro a diesel, TDI. Es probable que el comportamiento del motor a gasolina responda mejor en un rango de operación de potencia reducido en sus zonas de eficiencia máxima. En cambio el motor diesel responde mejor en rangos de operación a potencia más amplia ya que, como se observa en su mapa de eficiencias, las zonas de alta eficiencia son más amplias. Entonces se ve que podemos obtener buenas eficiencias con combinaciones de torque y potencia más variadas a bajos consumos de combustible, teniendo, sin embargo, buena respuesta para cumplir la misión preestablecida del vehículo.

4.8 Selección de los componentes eléctricos

4.8.1 Características del ME.

El ME se utiliza para el manejo de la carga dinámica como son la aceleración y el ascenso de pendientes, de acuerdo con la sección 3.3.2 y la tabla 3.3. Este inicia el movimiento del vehículo desde velocidad cero hasta la velocidad de conexión de aproximadamente 26 kmph. Posteriormente auxilia al MCI cuando a éste se le demanda mayor potencia a su capacidad óptima. Participa también con el MCI para alcanzar la velocidad máxima. La especificación del ME de imán permanente, de acuerdo a un catálogo de equipo estándar, se muestra en la tabla 4.10.

Tabla 4.10 Especificaciones del ME y el inversor

Motor	
Tipo	Imán permanente sin escobillas
Potencia continua	58 kW
Potencia pico	110 kW
Torque máximo	400 N-m
Torque continuo	200 N-m
Velocidad máxima/velocidad base	3800 /2000
Ciclo de torque máximo/continuo	25% (ejemplo: 1 min./4 min.)
Inversor	
Rango nominal de entrada de las baterías	270 a 336 Vcd
Voltaje de entrada para alto rendimiento	250 a 400 Vcd
Voltaje mínimo	180 Vcd
Límite para la corriente de entrada	300 A
Corriente aplicada máxima	475 A pico
Frecuencia de switcheo	20 Khz.

4.8.2 Determinación de la capacidad de las baterías

Las baterías plomo-ácido, BPA, son 97% reciclables, de hecho, son el producto más reciclable en el mundo. Son de bajo costo pero tienen baja densidad de energía [D.A.J. Rand 1998].

Una alternativa viable para almacenamiento de energía en los VEH son las baterías del tipo NiMH (Níquel-metal-hidruro).

Estas pesan menos para la misma cantidad de potencia. Las baterías NiMH pesan aproximadamente 50% menos que las BPA, tienen más potencia específica (potencia por unidad de peso). La durabilidad de alcanza hasta 10 años en el uso continuo en un VEH comparada con los 3 años máximo de vida de las BPA [Menahem Anderman et al 2000].

El tipo de baterías propuesto para ser utilizado en este vehículo es un paquete de NiMH. De acuerdo a la potencia pico requerida (110 kW), y el voltaje de trabajo del ME (250~400 V), las especificaciones para las baterías seleccionadas para este vehículo aparecen en la tabla 4.11.

Se puede apreciar que, la energía nominal propuesta en la tabla 4.11, coincide con la potencia demandada por el ME en ciclo de operación, figura 4.29.

Tabla 4.11 Especificaciones de un paquete de baterías de 28 Ah de NiMH

Datos de un solo módulo

Masa	2.4 kg.
Voltaje nominal	12 V
Capacidad nominal (C/3)	8.8 Ah
Energía Nominal (C/3)	108 W-h
Potencia pico (pulso de 10 s @50% DOD* @ 35 °C)	2.4 kW

*Depth of discharge

Datos del paquete de baterías

Número de módulos	50
Potencia máxima/masa	120 kW/120 kg.
Energía nominal	5.4 kW-h
Rango de voltaje	225~400 V

Resumen del capítulo

En este capítulo se ha presentado el caso de estudio del diseño del tren de potencia híbrido para un vehículo tipo pick-up. Para ello se ha seguido la metodología presentada en el capítulo 3 y se ha configurado un TTPH como el mostrado en la figura 4.44.

Se definió la misión del vehículo y la estrategia de control tentativa. En base a esto se hizo la caracterización de la transmisión para tener los parámetros de mejor desempeño y con ello equilibrar el flujo de torque y potencia en el TTPH. Se establecieron los valores de las reducciones en el tren simple, en el planetario, en el diferencial y los diferentes intervalos críticos de reducción en el CVT (a velocidad de conexión, a velocidad cruceo y a máxima velocidad del vehículo). Posteriormente se inicia el análisis combinatorio de los MCI con los ME y se llega a determinar el mejor arreglo de los mismos.

Se tiene entonces el dimensionamiento del sistema en base al procedimiento propuesto.

Los resultados obtenidos son de alto grado de confiabilidad ya que las comparaciones realizadas en la tabla 4.9 parten de la realidad de los datos proporcionados por el fabricante; se prosigue con lo reportado con ADVISOR lo cual también resulta comparable por lo reportado en la literatura [Duoba Michel et al. 2001]. Finalmente se presentan los datos obtenidos por nuestro simulador TTPM los cuales coinciden bastante con los datos obtenidos del desempeño del TTPH de ADVISOR. Se termina haciendo una simulación del TTPH del Prius con los métodos propios y se llega a resultados muy cercanos a los reportados por The Argon National Laboratory sobre el vehículo mencionado en el ciclo HWFET.

Se cumplió, entonces, el objetivo planteado: Lograr la configuración del TTPH para un vehículo específico, constituido por el MCI con la asistencia del ME, ambos conectados a la transmisión. Se diseñó para mínimo consumo de combustible y la satisfacción de las demandas establecidas en la misión del vehículo.

De manera preponderante, el diseño se enfocó a la arquitectura y dimensionamiento de la transmisión que facilita el flujo adecuado y oportuno del torque y la potencia en el sistema.

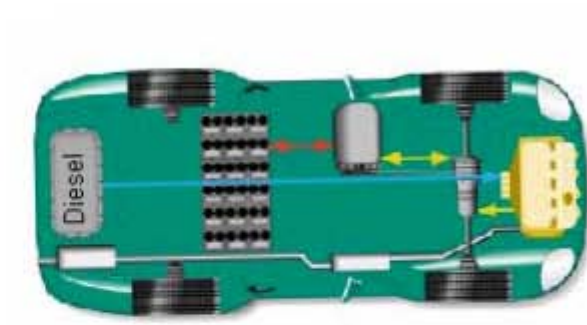


Figura 4.44 Arquitectura resultante del vehículo del caso de estudio analizado

Finalmente concluimos que la metodología permitió seleccionar la mejor combinación de los motores del TTPH los cuales operan en sus zonas de máxima eficiencia, cumpliendo con las metas mencionadas en la misión del vehículo.

CAPITULO 5

CONCLUSIONES

5.1 Introducción

Los VEH por el día de hoy son la respuesta a la demanda de vehículos más eficientes, amigables con el medio ambiente y de accesibilidad a la mayoría de los consumidores. Las configuraciones del tren de potencia de estos vehículos se pueden hacer de muchas formas. Para la selección de la mejor arquitectura del mismo, se toma en cuenta el desempeño esperado por el usuario al cual se le ha llamado *la misión del vehículo* la cual, por lo general, está por encima de los requerimientos medioambientales del mismo. Los vehículos híbridos son de alta complejidad en su diseño, desde la parte meramente mecánica y eléctrica hasta el sistema de control con el cual se organiza la forma de operación de cada componente de manera eficaz y oportuna. Se han estado mejorando los MCI, los ME de manera general; el reto fundamental está en la selección y combinación de estas fuentes de energía con una transmisión y una estrategia de control que permita lograr los objetivos planteados al establecer la misión del vehículo con la mejor economía de combustible y menor grado de contaminación.

A través del estudio de caso ilustrativo presentado en capítulo 4 se puede apreciar el valor de la metodología para el diseño del tren de potencia de un VEH propuesta en este trabajo. El ingeniero de diseño puede utilizar esta herramienta para configurar el mejor arreglo del tren de potencia, incluida la transmisión, para lograr el mejor desempeño de un vehículo específico con alta eficiencia en el consumo de combustible produciendo el menor grado de contaminación. A lo largo de este trabajo se ha confirmado que el mejor desempeño del sistema depende del desempeño individual de cada componente operando en el rango adecuado (mapas de eficiencia y curvas de desempeño óptimo) y en el momento oportuno (sistemas de control). De esta manera se obtiene el mejor desempeño global. El siguiente paso en este proceso será la comprobación de los resultados de las simulaciones mediante prototipos físicos para llegar a óptimos locales reales.

En este trabajo se tomó a la transmisión como el agente básico de la generación y distribución de la energía en el sistema. Para ello se propuso una transmisión flexible en la que se desacopla totalmente el torque de la velocidad angular con lo cual se puede regular cada una de estas variables por separado de manera eficaz. Se caracterizó y diseñó el tren de potencia a la medida del vehículo con la premisa de la mejor economía de combustible. Posteriormente se llevó a cabo la selección de las fuentes de energía. Se estableció para el MCI una función de velocidad angular- torque que, de acuerdo a su mapa de eficiencia, nos permite seleccionar la mejor velocidad del MCI para el torque requerido en base a la eficiencia. Los requerimientos de velocidad angular específicos son alcanzados con el uso del CVT en la transmisión y los requerimientos extras de torque los suple el ME a través del tren planetario de engranes cuando se opera en el modo híbrido en paralelo. De esta manera se logra la armonía de potencia en el sistema. El MCI opera como esclavo productor de potencia en zonas de alta eficiencia, el ME es otro esclavo productor de torque según lo solicite el sistema. Todo esto regulado por la estrategia de control.

Varios autores, mencionado en el capítulo 2, proponen soluciones a la integración del tren de potencia pero descuidan el correcto dimensionamiento de la transmisión de la cual

depende el obtener mejores rendimientos de las fuentes de potencia y, por lo mismo, el desempeño del vehículo.

A través de este trabajo se señala que la contribución de cada componente tiene una naturaleza distinta que hay que considerar al momento de integrar a todos ellos para lograr los objetivos planteados.

El MCI desarrolla su potencia de mejor manera en un rango de operación amplio, de acuerdo a la velocidad del vehículo, plena carga y rpm moderadamente altas. Para mayor eficiencia del tren de potencia se procura reducir su tamaño al mínimo posible. La estrategia de control debe mantenerlo en las zonas de eficiencia máxima independientemente de la velocidad del vehículo.

El ME es fundamental para alcanzar el torque máximo requerido a altas velocidades del vehículo y en el momento del arranque. Se constató, de acuerdo a los mapas de eficiencia, que a altas rpm su desempeño es mejor.

La transmisión tiene tres elementos que influyen fuertemente en la reducción: el tren simple, el diferencial y el CVT. El CVT tiene la limitante de la necesidad de reducir su rango de operación a valores cercanos a uno, por lo que los otros dos elementos deben ajustarse, por un lado, para compatibilizar torque y velocidad angular de los motores a los de las ruedas y, por otro, a mantener los valores óptimos de la reducción del CVT. El otro elemento básico es el tren planetario que permite la intervención del torque del ME de manera oportuna, suave y eficaz como respuesta a las demandas continuamente variables de torque por parte del vehículo.

En la configuración del TTPH, el diseñador deberá dimensionar las variables de la transmisión de acuerdo a los requerimientos del vehículo. Los motores se podrán seleccionar de acuerdo a la mejor combinación de elementos existentes de acuerdo a sus características de desempeño que se obtienen de sus mapas de eficiencias.

5.2 Conclusiones acerca de las preguntas de investigación e hipótesis

En el capítulo 1 propuse tres hipótesis y tres preguntas de investigación las cuales ahora respondo en base a los resultados del capítulo 4.

Hipótesis

- Una transmisión formada por CVT y un tren planetario de engranes TPE proporciona la suficiente flexibilidad para operar a las fuentes de energía de un VEH: MCI y ME en sus zonas de máxima eficiencia bajo cualquier condición de demanda del camino.

En el procedimiento para la selección de los componentes del tren de potencia se tomó como parámetro el comportamiento y desempeño en los ciclos de manejo (UDDS y HWFET). Aún cuando las condiciones de demanda del camino son muy cambiantes, ambos motores operaron en sus zonas preestablecidas gracias a la acción del CVT; éste reguló la relación de velocidad entre el MCI y el ciclo. El torque que proporciona el MCI en su zona de máxima eficiencia se complementó en todo momento con proporcionado por el ME, también operando éste último en su zona de alta eficiencia como puede verse en la sección 4.5, ciclos de manejo, figuras 4.23, 4.24 y 4.28.

- Al caracterizar los parámetros de la transmisión se pueden seleccionar éstos y adaptarlos al comportamiento de los demás componentes del TTPH para cumplir con las condiciones de desempeño del vehículo establecidas de acuerdo a su misión preestablecida.

Se definieron los parámetros de reducción que fueron el del tren simple g_c , y el del diferencial d_{g_r} los cuales propiciaron que el CVT operara siempre con su reducción cercana a uno. Con ello se obtuvo un rendimiento alto del tren de potencia del VEH como se observó en las tablas 4.4 y 4.8. En el capítulo 2 se vio que varios diseñadores sólo consideran de manera somera las reducciones mínimas que se requieren en la transmisión. En esta parte se ve cómo, la reducción mínima y máxima en la transmisión tiene que ver con la velocidad a la cual los motores entregan la potencia. El Motor Eléctrico se comporta mejor a altas rpm. Con alta reducción en el diferencial y en el tren simple, se puede aumentar la velocidad de producción de potencia en este componente. Más aún, se implementó un reductor entre el ME y el brazo del tren planetario. Con ello se buscó incrementar las rpm de operación del ME figura 4.23 y además se logró que este mismo motor fuera visto desde la transmisión como un ME de alto torque haciendo que el MCI se viera aliviado en condiciones de demanda máxima de potencia figura 4.28.

- Con una estrategia de control bien diseñada para operar el TTPH se puede obtener el mejor rendimiento de cada componente y alcanzar un óptimo global del sistema.

Como planteamiento inicial se supuso que la estrategia de control 1, la cual mantiene al MCI operando en rango reducido de potencia, torque y velocidad angular era la más adecuada para el ciclo de ciudad y que la estrategia 2, la cual propone una relación más amplia de torques, potencias y velocidades angulares del MCI, era la más viable para el ciclo de carretera.

Al correr los ciclos de manejo, se comprobó que la mejor de ellas es la estrategia 2 para ambos casos desde el punto de vista de la economía de combustible.

Se probó entonces, que la consideración más acertada es que el MCI es un esclavo productor de torque y velocidad en sus zonas de máxima eficiencia que brinden gran variedad de combinaciones de torque y velocidad angular y que la transmisión y la estrategia de control tienen la función de adaptar la potencia de ese MCI a los requerimientos del camino en todo momento de manera óptima.

La contribución de este trabajo se puede resumir en la respuesta a las siguientes preguntas:

- ¿La transmisión y su desempeño rigen el adecuado funcionamiento del TTPH?

Como se presenta en la tabla 4.4, la caracterización de la transmisión establece que, al variar los sistemas de reducción de la misma, se afecta principalmente el comportamiento del ME: el torque demandado, su ω y por lo tanto la potencia requerida del mismo. Se pudo subir el conjunto de puntos de respuesta del ME en su mapa de eficiencias al agregar un reductor simple entre el ME y el brazo, figura 4.23. En el caso del ME seleccionado esta reducción aplicada fue del 30%. Con ello se obtuvo mejor torque total, y menor fuerza en la banda del CVT.

- Si el diseñador utiliza a la transmisión como el componente central del TTPH, ¿Cuáles son las características y variables de ésta que influyen de manera decisiva en el dimensionamiento de los demás componentes del TTPH para que éste opere con la mayor eficiencia en un vehículo específico?

Las tres etapas de reducción importantes en esta transmisión son el CVT, el tren simple y el diferencial. El CVT tiene la limitante que su rango debe ser corto por cuestiones de eficiencia. Entonces, el tren simple y el diferencial definen el rango de la velocidad de

operación de los motores para cumplir con el ciclo y la misión. Un valor alto en el diferencial (hasta de 3.5) combinado con uno pequeño del tren simple (de 0.7) produce la combinación más adecuada para la operación de los motores en zonas de alta eficiencia y se tiene a la vez cubierta la buena respuesta del vehículo, tabla 4.4.

- Al definir la misión del vehículo y probarla en un ciclo de manejo se establecen las prestaciones solicitadas a la transmisión. ¿Con ello se puede seleccionar el MCI y el ME que se desempeñen mejor para el suministro del torque y la potencia en zonas de mayor eficiencia definida por sus mapas?

Los ciclos de manejo son estándares para juzgar el desempeño de un vehículo equipado con diferentes componentes que integran el tren de potencia. Los ciclos utilizados sirvieron como herramienta para valorar si los motores tenían las características adecuadas para formar el tren de potencia. En el caso de estudio, varias combinaciones de motores fueron desechadas por no cumplir con alguno de los ciclo, de manera que sí fue decisivo el cumplimiento de éstos. Se seleccionó finalmente una pareja de motores (CI_67/PM_58) la cual cumplió con los dos ciclos de manejo, con la misión y al mismo tiempo logró la mejor economía de combustible. Una observación sobresaliente en esta parte es que el torque requerido en el ciclo es la variable crítica para la selección del ME.

5.3 Conclusiones sobre el problema de investigación

El problema de investigación fue determinar la influencia de una transmisión flexible en el desempeño del vehículo eléctrico híbrido y en la economía de combustible.

En la revisión de la literatura del capítulo 2 se observó que si bien, se considera a la transmisión como pieza fundamental en el tren de potencia de un vehículo, no se le da la importancia que se debe. Algunos autores sólo señalan reducciones necesarias sin detallar en la arquitectura de la misma.

En este trabajo se resalta la importancia que tiene este componente, en especial cuando el tren de potencia tiene dos o más fuentes de energía como son los sistemas híbridos, en particular en la configuración en paralelo y serie-paralelo.

Como aportaciones principales de este trabajo se tienen las siguientes:

- Se propone una arquitectura de la transmisión, se definen sus variables y se establece la influencia de cada una de ellas en el desempeño del vehículo y la economía de combustible.
- Se analiza el comportamiento de la transmisión la cual desacopla de manera simple el torque de la velocidad angular proporcionada por los motores para entregar torque y velocidad angular de manera óptima de acuerdo a la demandada del vehículo.
- Se resuelve el problema de relacionar los parámetros de la transmisión con la selección de los motores y la estrategia de control para lograr un tren de potencia óptimo.
- Se establece una estrategia de control para regular la operación de la transmisión y cada uno de los motores para lograr el objetivo señalado.
- Se utiliza ADVISOR, un software reconocido por la comunidad científica para el análisis y simulación de vehículos y sus trenes de potencia con diferentes configuraciones, como primera etapa para el diseño de otro software especialmente dedicado al estudio del comportamiento del TTPH propuesto.

- Se diseña un software utilizando Matlab® para la simulación del TTPH llamado TTPM. Por medio de él se instrumenta la estrategia de control y monitorea el comportamiento de la transmisión y el de cada componente durante ciclos de manejo como el UDDS, el HWFET y otros más para el análisis de la aceleración y prestaciones del vehículo. Este software es una herramienta que le permite al ingeniero de diseño conjuntar los compromisos asociados con los cambios en el tamaño de los componentes con respecto al desempeño del sistema y la economía de combustible del vehículo.
- Este software se valida simulando el comportamiento del Prius (vehículo comercial) con los resultados del mismo Prius simulado en ADVISOR. Los resultados obtenidos han mostrado ser relativamente similares, con un diferencial de entre 5 y 6 %. Esto es aceptable por las condiciones de la estrategia de control la cual es ligeramente diferente en cada software. Esto se considera un aporte relevante en la literatura especializada.
Esta plataforma es coherente y versátil; se espera poder utilizar este software para otras investigaciones.
- Se comprueba la utilidad de estos instrumentos de simulación en un estudio de caso.
- Se utilizan los mapas de eficiencia de los motores como herramienta fundamental para analizar la respuesta de cada uno de ellos en todo su rango de operación ante cambios propuestos en el diseño de la estrategia de control o en los parámetros de la transmisión.
- Se plantea el objetivo de mejorar el desempeño global del vehículo con la mejor economía de combustible y se relaciona con las variables de la transmisión, el MCI y el ME para lograr el mejor dimensionamiento de cada componente de manera exitosa.
- Se desarrolla un modelo en Working Model para ver el comportamiento de la transmisión el cual proporciona información al diseñador en tiempo real de manera gráfica.
- Se destaca el ajuste de la reducción global en la transmisión para que la operación del CVT esté siempre cercana a 1 como lo recomienda Mantriota [G. Mantriota 2000] para evitar tener pérdidas importantes en el tren de potencia ya que el CVT es el componente menos eficiente de la transmisión.

Otro logro de esta investigación fue el haber publicado un artículo en inglés y en español sobre este mismo tema de investigación.

5.4 Implicaciones para la teoría.

Las implicaciones que se desprenden de los hallazgos del capítulo 4 se enumeran a continuación.

En la integración de un TTPH, el torque del ME es muy importante para cumplir los requerimientos del ciclo. Normalmente se complementa bien con el del MCI. Un ME de bajo torque impide el cumplimiento del ciclo aunque se tenga un MCI de alta potencia.

Se debe desarrollar una estrategia de control que considere todas las posibilidades de interacción de los componentes y aún ser redundantes en la espera de las respuestas del

sistema ya que las situaciones no contempladas llevan por lo general a comportamientos impredecibles. Todo esto se debe implementar en el diseño del software.

No hay reportes en la literatura del comportamiento de un TTPH equipado con esta transmisión, por lo cual resulta ser de mucha utilidad este nuevo software que permite tener información en tiempo real del desempeño del TTPH como son el funcionamiento de cada motor, de la transmisión y de sus respuestas a las demandas del camino.

Las personas involucradas en el control trabajan con datos o premisas del comportamiento de los motores como los incluidos en ADVISOR pero no hay un modelo o método para analizar un TTPH como el utilizado por lo que lo propuesto en este trabajo resulta ser muy valioso.

5.6 Trabajo a futuro

Para generalizar los hallazgos de este trabajo se necesita poder comprobarlos realizando análisis en prototipos físicos.

Un primer paso es hacer un laboratorio con un banco de pruebas que incorpore el motor térmico con un dinamómetro; todo esto bien instrumentado, para poder obtener los mapas de eficiencia y verificar el comportamiento de este motor bajo diferentes circunstancias.

Posteriormente, incluir e instrumentar los componentes eléctricos y la transmisión. Adicionalmente se involucra el sistema de control con su estrategia para empezar a obtener las respuestas del sistema de acuerdo a cambios en los componentes y rangos de operación.

Es importante hacer estudios más profundos respecto al tipo de baterías y alternadores para tener un conocimiento más claro de la influencia de éstos en el TTPH. Con ello se puede entender e instrumentar el sistema del frenado regenerativo.

Del banco de pruebas se deberá pasar a la fabricación de un prototipo propiamente dicho, el vehículo eléctrico híbrido, del cual se podrá obtener información más real de la influencia de las variables en el desempeño global del mismo.

Es necesario conjuntar un equipo de investigación multidisciplinario tipo mecatrónico que incluya ingenieros de las ramas mecánica, industrial, de sistemas y electrónica para llevar a cabo este proyecto multifacético para poder resolver problemas inherentes al TTPH.

REFERENCIAS

- [**ADVISOR 3.2**], <http://www.ctts.nrel.gov/analysis>, Vehicle Systems Analysis, June 2001.
- [**An Feng 2001**] An, Fen., Vyas, Anant., Anderson, John., and Santini, Danilo.; *Evaluating Commercial and Prototype HEVs.*, SAE Paper 2001-01-0951.
- [**Anderson Jhon A 1999**] *Designing and Modeling a Torque and Speed Control Transmission (TSCT)*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering. Thesis for Master of Science in Mechanical Engineering. West Virginia.
- [**Automotive Handbook**] Robert Bosch Gmbh, 1993
- [**CAFE**] Corporate Average Fuel Economy
<http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/rulings/CAFE05-07/Index.html>
- [**Chu Liang 2001**] Chu Liang and Wang Qingnian *Energy Management Strategy and Parametric Design for Hybrid Electric Family Sedan*. College of Automotive Eng., Jilin University. SAE paper # 2001 – 01 – 2506.
- [**Csaba Tóth-Nagy 2000**] Csaba Tóth-Nagy *Investigation and Simulation of the Planetary Combination Hybrid Electric Vehicle*. Thesis for MS in Mechanical Engineering. West Virginia University. 2000.
- [**cvt.com.sapo.pt**] <http://cvt.com.sapo.pt/performances/performances.htm>
- [**Delagramaticas 2001**] Delagramaticas, George John, *A design optimization methodology for advanced and hybrid, diesel-based, automotive power trains*. PhD Thesis. Mechanical Engineering University of Michigan, 2001.
- [**D.A.J. Rand1998**] D.A.J. Rand et al. Batteries for Electric Vehicles Research Studies Press England.
- [**DIESELNET**] <http://www.dieselnet.com>
- [**Duoba Michel et al. 2001**] Duoba Michel, Henry NG and Robert Larsen. *Characterization and Comparison of Two Hybrid Electric Vehicles (HEVs) – Honda Insight and Toyota Prius*. Argonne National Laboratory. 2001. SAE paper 2001 – 01- 1335.
- [**EPA**] Environmental Protection Agency <http://www.epa.gov>
- [**Figueroa Luis et al. 2001**] Figueroa Luis and Fauvel Owen R. *Optimization of Automotive Applications of the Sterling Engine Employing Simulation Tools*. University of Calgary, Canada. SAE paper # 2001-01-0951.
- [**Fuel Economy Guide 2006**] Model Year 2006 <http://www.fueleconomy.gov>
- [**Gerhard Wagner 2002**] Gerhard Wagner 2002 *Transmission options* Automotive Engineering International Online.

- [**Gillespie, T.D. 1992**] Gillespie, T.D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE, ISBN 1-56091-199-9. 1992
- [**Hellgren Jonas et al. 2000**] Hellgren Jonas and Jacobson Bengt. *A Systematic Way of Choosing Driveline Configuration and Sizing Components in Hybrid Electric Vehicles*. Chalmers University of Technology. SAE paper # 2000-01-3098.
- [**IEAHEV**] IEA, Implementing Agreement for Hybrid and Electric Vehicles Technologies and Programmes <http://www.ieahev.org/>
- [**Iqbal Husain 2003**] Iqbal Husain. *Electric and Hybrid Vehicles. Design Fundamentals*. CRC Press. 2003.
- [**J Brace 1998**] J Brace BEng *Integrated Powertrain Design and Control* University of Bath
- [**Kluger Michel 2000**] Kluger Michel A. *Gearing up for CVTs* Technology Today, SWRI summer 2000.
- [**G. Mantriota 2000**] G.Mantriota, *Power split continuously variable transmission systems with high efficiency*, Università della Basilicata, Potenza, Italy. 2000.
- [**Menahem Anderman et al 2000**] Menahem Anderman, Fritz R. Kalhammer & Donald Mac Artur *Advanced Batteries for Electric Vehicles: An Assesment of Performance, Cost and Availability* 2000.
- [**Milkins & Watson 1974**] Automobile engineering meeting; 21 Oct 1974; Toronto, Canada; Paper No. 741034
- [**Z. Rahman, et al 1999**]. *A Study of Design Issues on Electrically Peaking Hybrid Electric Vehicle for Diverse Urban Driving Patterns* Texas A&M University. SAE paper #1999-01-1151.
- [**Reilly Donald J. et al. 1991**] Reilly Donald J. et al. *Saturn DOHC and SOHC Four Cylinder Engines*. SAE paper # 910676, 1991
- [**Santoro Marco et al. 2000**] Santoro Marco and Martellucci Leone, *Hibrid-Propulsion Powertrain with Planetary Gear Set: Simulation, Results and a Design Approach*, Dresden University of Technology, Germany, University of Rome I , Italy. A. 2000.
- [**Unigraphics**] Versión NX3 2006
- [**Vitor Barata**] <http://cvt.com.sapo.pt/>
- [**Westbrook Michael H.2001**] Westbrook Michael H. *The Electric and Hybrid Electric Car*. SAE . ISBN 0 7680 0897 2 2001
7th LuK Symposium 11./12. April 2002
- [**Walters Jim el al. 2001**] Walters Jim, Harry Husted & Kaushik Rajashekara *Comparative Study of Hybrid Powertrain Strategies*. SAE paper # 2001-01-2501

APÉNDICE 1

MEMORIA DE CÁLCULOS Y OBTENCIÓN DE GRÁFICAS EN EES®

- 1.- Ecuaciones de equilibrio de la transmisión en forma simbólica

- 2.- Ecuaciones de equilibrio de la transmisión con comentarios del uso específico de cada una

- 3.- Diagrama de cuerpo libre del tren de transmisión de potencia que da origen a las ecuaciones de torque y fuerza

- 4.- Hoja de resultados de las ecuaciones

- 5.- Gráficas de interacción entre las variables
 - Influencia de la reducción en el diferencial sobre la posición del CVT a velocidad crucero
 - Influencia de la reducción en el diferencial sobre la posición del CVT a velocidad de acoplamiento
 - Influencia de la reducción en el diferencial sobre la posición del CVT a velocidad máxima
 - Influencia de la reducción en el diferencial sobre el torque máximo demandado al ME
 - Influencia de la variable g_c sobre el torque demandado al ME
 - Valor adecuado de la reducción en el diferencial en función de la reducción en el diferencial g_{fd} y el tren simple g_c

- 6.- Tabla paramétrica de la interdependencia de las variables de la transmisión, el torque, la velocidad angular y la potencia demandados al ME

Equations

$$V_{cx} = \omega_{wheelcx} \cdot r_{wheel} \quad (1)$$

$$\omega_{wheelcx} = \omega_{fdincx} / g_{fd} \quad (2)$$

$$\omega_{fdincx} = \omega_{ringcx} \quad (3)$$

$$\omega_{ringcx} = g_c \cdot \omega_{cutoutcx} \quad (4)$$

$$\omega_{cutoutcx} = \omega_{cutincx} / g_{cutcx} \quad (5)$$

$$\omega_{cutincx} = \omega_{icecx} \quad (6)$$

$$\omega_{icecx} = \omega_{ice} \quad (7)$$

$$F_{tractcx} = F_{accx} + F_{aircx} + F_{roll} + F_{slope} \quad (8)$$

$$F_{accx} = m \cdot a_{cx} \quad (9)$$

$$F_{aircx} = C_d \cdot A_p \cdot \rho \cdot V_{cx}^2 \quad (10)$$

$$F_{roll} = C_r \cdot N \quad (11)$$

$$N = m \cdot g \quad (12)$$

$$F_{slope} = m \cdot g \cdot \sin(\text{alfa}) \quad (13)$$

$$P_{demcx} = F_{tractcx} \cdot V_{cx} + P_{aux} \quad (14)$$

$$\text{Torque}_{icecx} = P_{demcx} / \omega_{ice} \quad (15)$$

$$V_{cx} = 30.55 \quad (16)$$

$$r_{wheel} = 0.4 \quad (17)$$

$$g_{fd} = 3.526 \quad (18)$$

$$a_{cx} = 0 \quad (19)$$

$$m = 2800 \quad (20)$$

$$A_p = 3.2 \quad (21)$$

$$\rho = 1.225 \quad (22)$$

$$Cr = 0.013 \quad (23)$$

$$Cd = 0.29 \quad (24)$$

$$g = 9.81 \quad (25)$$

$$alfa = 0 \quad (26)$$

$$P_{aux} = 10000 \quad (27)$$

$$\omega_{ice} = 300 \quad (28)$$

$$g_c = 0.7368 \quad (29)$$

$$P_{demac} = F_{tractac} \cdot Vac + P_{aux} \quad (30)$$

$$Vac = \omega_{wheelac} \cdot r_{wheel} \quad (31)$$

$$\omega_{wheelac} = \omega_{fdinac} / g_{fd} \quad (32)$$

$$\omega_{fdinac} = \omega_{ringac} \quad (33)$$

$$\omega_{ringac} = \omega_{emac} / g_{em} \quad (34)$$

$$T_{emac} = P_{demac} / \omega_{emac} \quad (35)$$

$$F_{tractac} = F_{accac} + F_{airac} + F_{roll} + F_{slope} \quad (36)$$

$$F_{accac} = m \cdot a_{ac} \quad (37)$$

$$F_{airac} = Cd \cdot Ap \cdot \rho \cdot Vac^2 \quad (38)$$

$$P_{ac} = \frac{E_{cinac}}{\delta_{tac}} \quad (39)$$

$$E_{cinac} = .5 \cdot m \cdot (Vac^2 - V_{in}^2) \quad (40)$$

$$\delta_{tac} = t_{ac} - t_{in} \quad (41)$$

$$V_{in} = 0 \quad (42)$$

$$t_{in} = 0 \quad (43)$$

$$t_{ac} = 3 \quad (44)$$

$$a_{ac} = \frac{P_{ac}}{m \cdot Vac} \quad (45)$$

$$g_{em} = 1 \quad (46)$$

$$V_{ac} = 6.9444 \quad (47)$$

$$\omega_{ringac} = g_c \cdot \omega_{cvtoutac} \quad (48)$$

$$\omega_{cvtoutac} = \omega_{cvtinac} / g_{cvtunder} \quad (49)$$

$$\omega_{cvtinac} = \omega_{iceac} \quad (50)$$

$$\omega_{iceac} = \omega_{ice} \quad (51)$$

$$V_{max} = \omega_{wheelmax} \cdot r_{wheel} \quad (52)$$

$$\omega_{wheelmax} = \omega_{fdinmax} / g_{fd} \quad (53)$$

$$\omega_{fdinmax} = \omega_{ringmax} \quad (54)$$

$$\omega_{ringmax} = g_c \cdot \omega_{cvtoutmax} \quad (55)$$

$$\omega_{cvtoutmax} = \omega_{cvtinmax} / g_{cvtover} \quad (56)$$

$$\omega_{cvtinmax} = \omega_{icemax} \quad (57)$$

$$\omega_{icemax} = \omega_{ice} \quad (58)$$

$$P_{vmax} = \frac{E_{cinvmaz}}{\delta_{tvmax}} \quad (59)$$

$$E_{cinvmaz} = .5 \cdot m \cdot (V_{max}^2 - V_{cx}^2) \quad (60)$$

$$\delta_{tvmax} = t_{vmax} - t_{in} \quad (61)$$

$$V_{max} = 38.88 \quad (62)$$

$$t_{vmax} = 20 \quad (63)$$

$$a_{max} = \frac{P_{vmax}}{m \cdot V_{max}} \quad (64)$$

$$P_{demac} + P_{demcx} = P_{tot} \quad (65)$$

$$P_{demmaz} = F_{tractmaz} \cdot V_{max} + P_{aux} \quad (66)$$

$$F_{tractmaz} = F_{accmaz} + F_{airmaz} + F_{roll} + F_{slope} \quad (67)$$

$$F_{accmaz} = m \cdot a_{max} \quad (68)$$

$$F_{airmaz} = C_d \cdot A_p \cdot \rho \cdot V_{max}^2 \quad (69)$$

$$\omega_{emmaz} / g_{em} = \omega_{icemax} \cdot AA/B \quad (70)$$

$$AA = 1 + \frac{g_c \cdot g_{rs}}{g_{cvtover}} \quad (71)$$

$$B = 1 + g_{cvtover} \quad (72)$$

$$g_{rs} = 3 \quad (73)$$

$$P_{avaice} = \omega_{icemax} \cdot Torque_{icemax} \quad (74)$$

$$Torque_{icecz} = Torque_{icemax} \quad (75)$$

$$P_{emmaxreq} = P_{demmax} - P_{avaice} \quad (76)$$

$$P_{emmaxreq} = \omega_{emmax} \cdot T_{emmaxreq} \quad (77)$$

$$P_{accmax} = \frac{E_{cinaccmax}}{\delta_{taccmax}} \quad (78)$$

$$E_{cinaccmax} = .5 \cdot m \cdot (V_{accmax}^2 - V_{in}^2) \quad (79)$$

$$\delta_{taccmax} = t_{accmax} - t_{in} \quad (80)$$

$$V_{accmax} = 30 \quad (81)$$

$$t_{accmax} = 12 \quad (82)$$

$$a_{accmax} = \frac{P_{accmax}}{m \cdot V_{accmax}} \quad (83)$$

$$P_{demaccmax} = F_{tractaccmax} \cdot V_{accmax} + P_{aux} \quad (84)$$

$$F_{tractaccmax} = F_{accaccmax} + F_{airaccmax} + F_{roll} + F_{slope} \quad (85)$$

$$F_{accaccmax} = m \cdot a_{accmax} \quad (86)$$

$$F_{airaccmax} = Cd \cdot A_p \cdot \rho \cdot V_{accmax}^2 \quad (87)$$

$$\omega_{emaccmax}/g_{em} = \omega_{iceaccmax} \cdot AA/B \quad (88)$$

$$P_{avaicemacc} = \omega_{iceaccmax} \cdot Torque_{iceaccmax} \quad (89)$$

$$Torque_{icecz} = Torque_{iceaccmax} \quad (90)$$

$$\omega_{iceaccmax} = \omega_{ice} \quad (91)$$

$$P_{emmaxacreq} = P_{demaccmax} - P_{avaicemacc} \quad (92)$$

$$P_{emmaxacreq} = \omega_{emaccmax} \cdot T_{emmaxacreq} \quad (93)$$

{Vcx = velocidad crucero}
 {Velocidad angular del MCI}

Vcx=omega_wheelcx*r_wheel
 omega_wheelcx=omega_fdincx/g_fd
 omega_fdincx=omega_ringcx
 omega_ringcx=g_c*omega_cvtoutcx
 omega_cvtoutcx=omega_cvtincx/g_cvtcx
 omega_cvtincx=omega_icecx
 omega_icecx=omega_ice
 {Potencia demandada por el vehiculo @ Vcx}

F_tractcx=F_accx+F_aircx+F_roll+F_slope
 F_accx=m*a_cx
 F_aircx=Cd*Ap*rho*Vcx^2
 F_roll=Cr*N
 N=m*g
 F_slope=m*g*sin (alfa)
 P_demcx=F_tractcx*Vcx+P_aux

{Torque demandado al MCI@Vcx }

Torque_icecx=P_demcx/omega_ice

Vcx=30.55
 r_wheel=0.4
 g_fd=3.526

a_cx=0
 m=2800
 Ap=3.2
 rho=1.225
 Cr=0.013
 Cd=0.29
 g=9.81
 alfa=0
 P_aux=10000
 omega_ice=300
 g_c=0.7368
 {Velocidad de acoplamiento Vac}

P_demac=F_tractac*Vac+P_aux

Vac=omega_wheelac*r_wheel
 omega_wheelac=omega_fdinac/g_fd
 omega_fdinac=omega_ringac
 omega_ringac=omega_emac/g_em
 eficiencia
 T_emac=P_demac/omega_emac

F_tractac=F_accac+F_aircac+F_roll+F_slope
 F_accac=m*a_ac
 F_aircac=Cd*Ap*rho*Vac^2
 P_ac=E_cinac/delta_tac

{ velocidad angular de las ruedas @Vcx }
 {g_fd: reducción de engranaje en el diferencial }

{g_c: reducción de engranaje en el tren simple}
 {g_cvtcx: reducción en el cvt requerida a Vcx}

{omega_icecx podría ser diferente a omega_ice}

{Potencia demandada del MCI @ Vcx}

{Torque demandado al MCI@Vcx }

{Velocidad crucero}
 {radio de las ruedas}
 {reducción de engranaje en el diferencial}

{aceleración a velocidad crucero}
 {masa del vehiculo}
 {Area frontal proyectada del vehiculo}
 {Densidad del aire}
 {Coeficiente de resistencia a la rodadura}
 {Coeficiente de arrastre aerodinámico}
 {aceleración de la gravedad}
 {Pendiente en grados}
 {Potencia auxiliar consumida por el vehiculo}
 {omega_ice para máxima eficiencia del MCI}
 {Reducción de engranaje en el tren simple}

{Potencia demandada del EM @Vac}

{g_em es una reduccion de engranaje para operar al ME a mayor

{ T_emac Torque demandado del ME a la velocidad de acoplamiento}

$E_{cinac} = .5 * m * (Vac^2 - V_{in}^2)$
 $\Delta t_{ac} = t_{ac} - t_{in}$
 $V_{in} = 0$
 $t_{in} = 0$
 $t_{ac} = 3$
 $a_{ac} = P_{ac} / (m * Vac)$
 $g_{em} = 1$
 $Vac = 6.9444$

{Calculo de $g_{cvtunder}$ cuando la carga es tomada por el MCI @ Vac}

$\omega_{ringac} = g_c * \omega_{cvtoutac}$
 $\omega_{cvtoutac} = \omega_{cvtinac} / g_{cvtunder}$
 $\omega_{cvtinac} = \omega_{iceac}$
 $\omega_{iceac} = \omega_{ice}$ *{ ω_{iceac} podría ser diferente de ω_{ice} }*
{Potencia a máxima velocidad}

$V_{max} = \omega_{wheelmax} * r_{wheel}$
 $\omega_{wheelmax} = \omega_{fdinmax} / g_{fd}$
 $\omega_{fdinmax} = \omega_{ringmax}$
 $\omega_{ringmax} = g_c * \omega_{cvtoutmax}$
 $\omega_{cvtoutmax} = \omega_{cvtinmax} / g_{cvtover}$
 $\omega_{cvtinmax} = \omega_{icemax}$
 $\omega_{icemax} = \omega_{ice}$ *{ ω_{icemax} podría ser diferente de ω_{ice} }*

$P_{vmax} = E_{cinvmax} / \Delta t_{vmax}$
 $E_{cinvmax} = .5 * m * (V_{max}^2 - V_{cx}^2)$
 $\Delta t_{vmax} = t_{vmax} - t_{in}$

$V_{max} = 38.88$
 $t_{vmax} = 20$
 $a_{max} = P_{vmax} / (m * V_{max})$
{ P_{ice} @ velocidad máxima}

$P_{demac} + P_{demcx} = P_{tot}$ *{ P_{tot} es la potencia mas alta si esa potencia es la máxima demandada por el ciclo}*

$P_{demmax} = F_{tractmax} * V_{max} + P_{aux}$

$F_{tractmax} = F_{accmax} + F_{airmax} + F_{roll} + F_{slope}$
 $F_{accmax} = m * a_{max}$
 $F_{airmax} = C_d * A_p * \rho * V_{max}^2$

{Omega del ME @ V_{max} }

$\omega_{emmax} / g_{em} = \omega_{icemax} * AA / B$ *{ ω_{emmax} = Omega del ME @ V_{max} }*
 $AA = 1 + (g_c * g_{rs}) / g_{cvtover}$
 $B = 1 + g_{cvtover}$
 $g_{rs} = 3$

{ g_{rs} es el valor seleccionado para obtener la máxima velocidad rotacional del ME}

$P_{avaice} = \omega_{icemax} * Torque_{icemax}$
 $Torque_{icecx} = Torque_{icemax}$

{Se requiere conocer el torque proporcionado por los motores que se aplica a las ruedas para saber el torque adicional requerido del ME por el camino}

$$P_{emmaxreq} = P_{demmax} - P_{avaice}$$

*P_{emmaxreq} = omega_{emmax} * T_{emmaxreq} {T_{emmaxreq} debe ubicarse en la zona de máxima eficiencia del mapa del ME}*

{acel max : v= 100 km/h in 12 sec}

$$P_{accmax} = E_{cinaccmax} / \Delta t_{accmax}$$

$$E_{cinaccmax} = .5 * m * (V_{accmax}^2 - V_{in}^2)$$

$$\Delta t_{accmax} = t_{accmax} - t_{in}$$

$$V_{accmax} = 30$$

$$t_{accmax} = 12$$

$$a_{accmax} = P_{accmax} / (m * V_{accmax})$$

$$P_{demaccmax} = F_{tractaccmax} * V_{accmax} + P_{aux}$$

$$F_{tractaccmax} = F_{accaccmax} + F_{airaccmax} + F_{roll} + F_{slope}$$

$$F_{accaccmax} = m * a_{accmax}$$

$$F_{airaccmax} = C_d * A_p * \rho * V_{accmax}^2$$

{Omega del ME @Vaccmax}

$$\omega_{emaccmax} / g_{em} = \omega_{iceaccmax} * AA/B \quad \{ \omega_{emaccmax} = \text{Omega del ME @Vccmax} \}$$

$$P_{avaicemacc} = \omega_{iceaccmax} * \text{Torque}_{iceaccmax}$$

$$\text{Torque}_{icecx} = \text{Torque}_{iceaccmax}$$

$$\omega_{iceaccmax} = \omega_{ice}$$

$$P_{emmaxaccreq} = P_{demaccmax} - P_{avaicemacc}$$

*P_{emmaxaccreq} = omega_{emaccmax} * T_{emmaxaccreq} {T_{emmaxaccreq} debe ubicarse en la zona de máxima eficiencia del mapa del ME}*

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[C]/[MPa]/[kg]/[degrees]

AA = 4.427

 $a_{ac} = 1.157 \text{ [m/s}^2\text{]}$ $a_{max} = 0.3719 \text{ [m/s}^2\text{]}$

Cr = 0.013

 $\delta_{ivmax} = 20$ $E_{cinvmax} = 809693$ $F_{aoccx} = 0$ $F_{airaccmax} = 1023 \text{ [N]}$ $F_{roll} = 357.1 \text{ [N]}$ $F_{tractaoccx} = 4880 \text{ [N]}$

g = 9.81

 $g_{cvtover} = 0.6449$ $g_{fd} = 3.526$

N = 27468

 $\omega_{cvtinmax} = 300$ $\omega_{cvtoutmax} = 465.2$ $\omega_{demmax} = 807.4$ $\omega_{fdinmax} = 342.7$ $\omega_{iceoccx} = 300$ $\omega_{ringac} = 61.21$ $\omega_{wheelac} = 17.36$ $P_{ac} = 22505 \text{ [W]}$ $P_{avaice} = 53322$ $P_{demacoccx} = 156406$ $P_{emmaxacreq} = 103084$ $P_{vmax} = 40485$ $\text{Torque}_{iceoccx} = 177.7$ $t_{ac} = 3$ $T_{emmaxacreq} = 127.7$ $t_{vmax} = 20$ $V_{cx} = 30.55$

alfa = 0 [%]

 $a_{accmax} = 1.25 \text{ [m/s}^2\text{]}$

B = 1.645

 $\delta_{tac} = 3$ $E_{cinac} = 67515 \text{ [w-h]}$ $F_{aoccx} = 3241 \text{ [N]}$ $F_{aocmax} = 1041$ $F_{aircx} = 1061$ $F_{slope} = 0 \text{ [N]}$ $F_{tractcx} = 1418$ $g_c = 0.7368$ $g_{cvtunder} = 3.611$ $g_{rs} = 3$ $\omega_{cvtinac} = 300 \text{ [Rad/sec]}$ $\omega_{cvtoutac} = 83.08$ $\omega_{emac} = 61.21$ $\omega_{fdinac} = 61.21$ $\omega_{ice} = 300$ $\omega_{icecx} = 300$ $\omega_{ringcx} = 269.3$ $\omega_{wheelcx} = 76.38$ $P_{accmax} = 105000$ $P_{avaiceacc} = 53322$ $P_{demcx} = 53322$ $P_{emmaxacreq} = 77860$ $\rho = 1.225$ $\text{Torque}_{icecx} = 177.7$ $t_{accmax} = 12$ $T_{emmaxacreq} = 96.43$ $V_{ac} = 6.944$ $V_{max} = 38.88$ $A_p = 3.2 \text{ [m}^2\text{]}$ $a_{cx} = 0 \text{ [m/s}^2\text{]}$

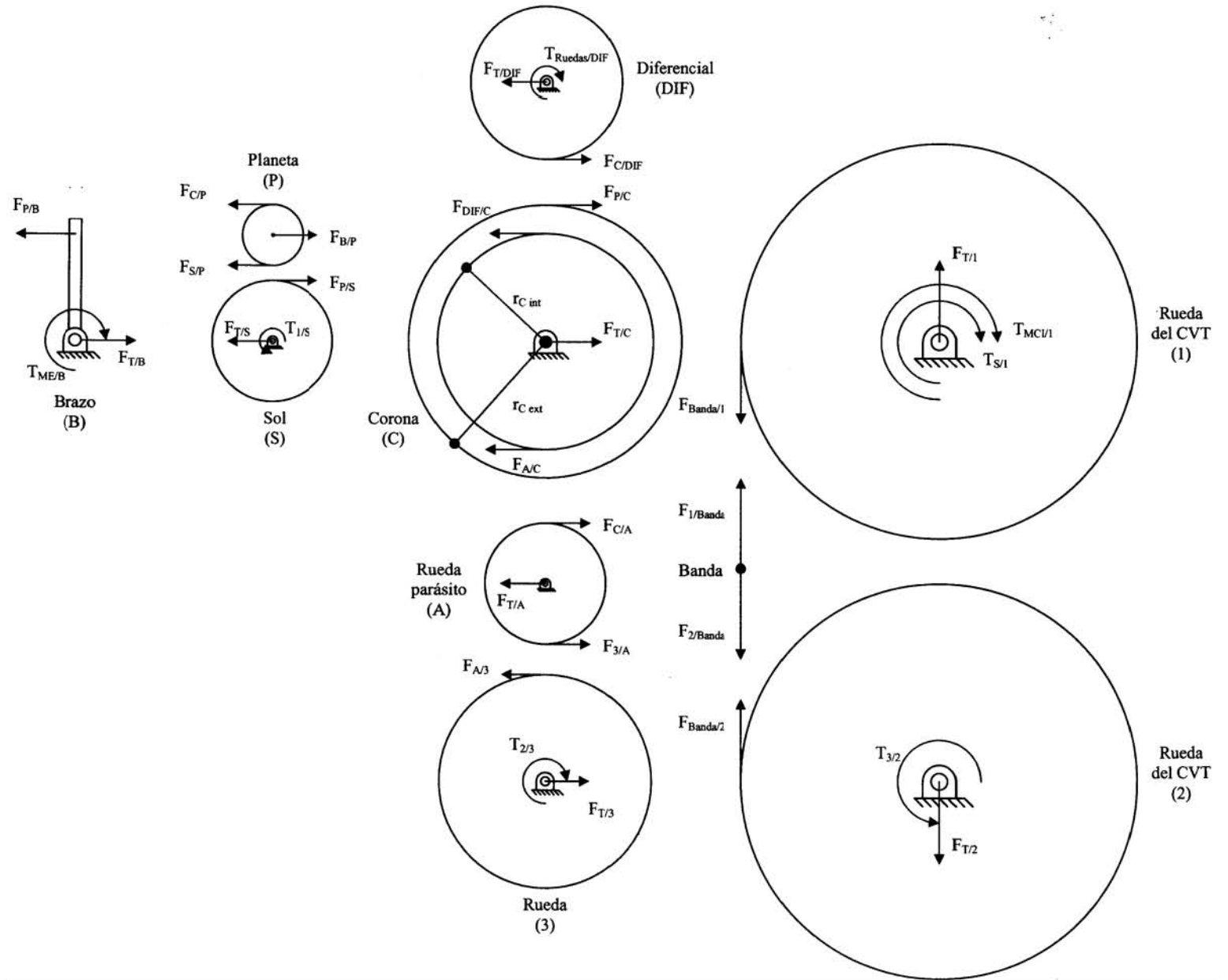
Cd = 0.29

 $\delta_{taoccx} = 12 \text{ [m/s}^2\text{]}$ $E_{cinaccmax} = 1.260\text{E}+06 \text{ [w-h]}$ $F_{aoccx} = 3500 \text{ [N]}$ $F_{airac} = 54.82 \text{ [N]}$ $F_{airmax} = 1718$ $F_{tractac} = 3653 \text{ [N]}$ $F_{tractmax} = 3117$ $g_{cvtcx} = 0.8208$ $g_{em} = 1$

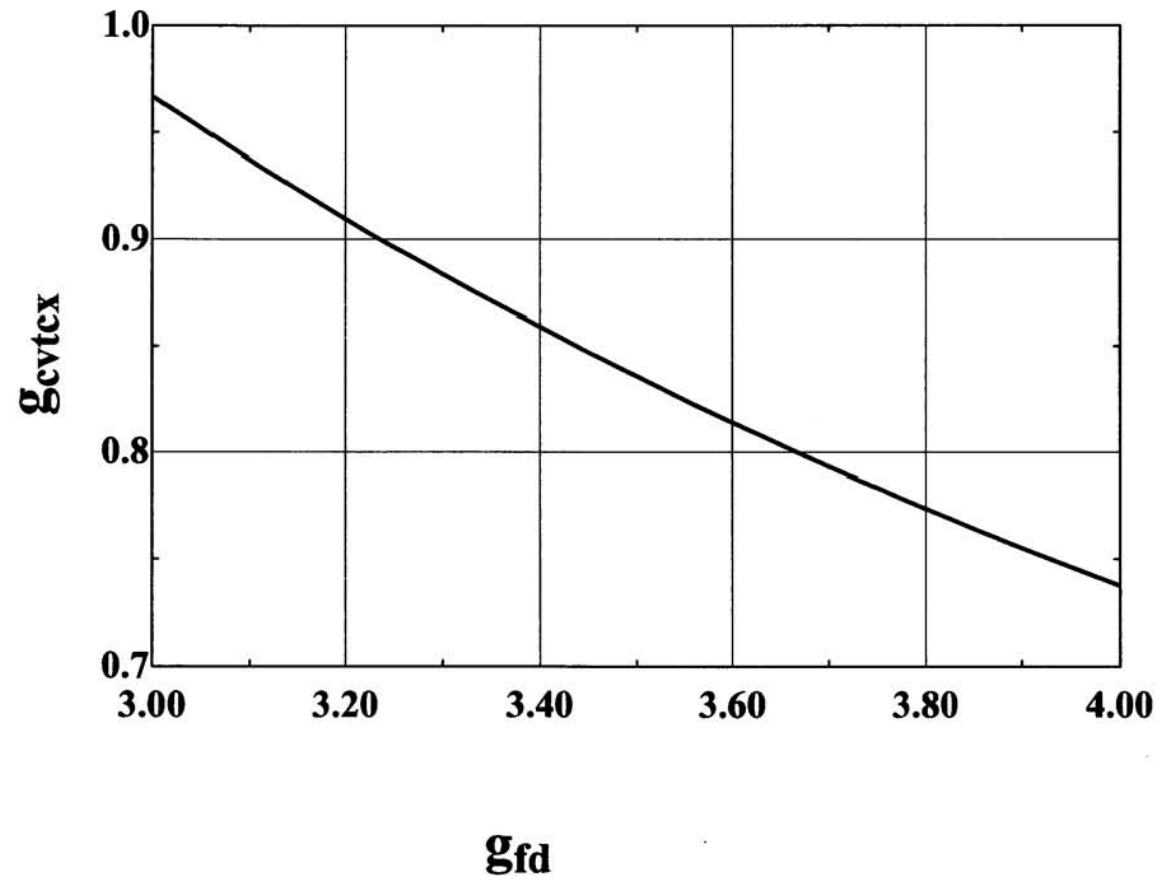
m = 2800

 $\omega_{cvtinac} = 300$ $\omega_{cvtoutcx} = 365.5$ $\omega_{emacoccx} = 807.4$ $\omega_{fdinac} = 269.3$ $\omega_{iceac} = 300$ $\omega_{icemax} = 300$ $\omega_{ringmax} = 342.7$ $\omega_{wheelmax} = 97.2$ $P_{aux} = 10000$ $P_{demac} = 35365$ $P_{demmax} = 131181$ $P_{tot} = 88687$ $r_{wheel} = 0.4$ $\text{Torque}_{iceoccx} = 177.7$ $T_{emac} = 577.7$ $t_{in} = 0$ $V_{accmax} = 30$ $V_{in} = 0$

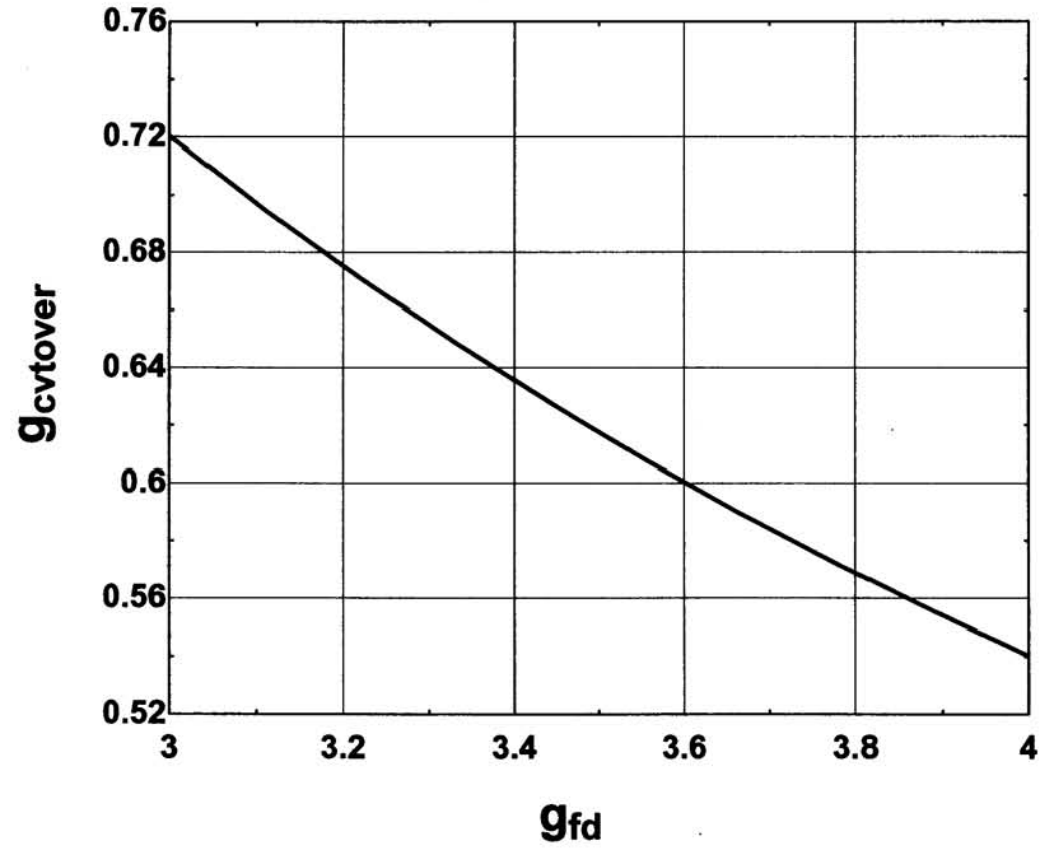
24 potential unit problems were detected.



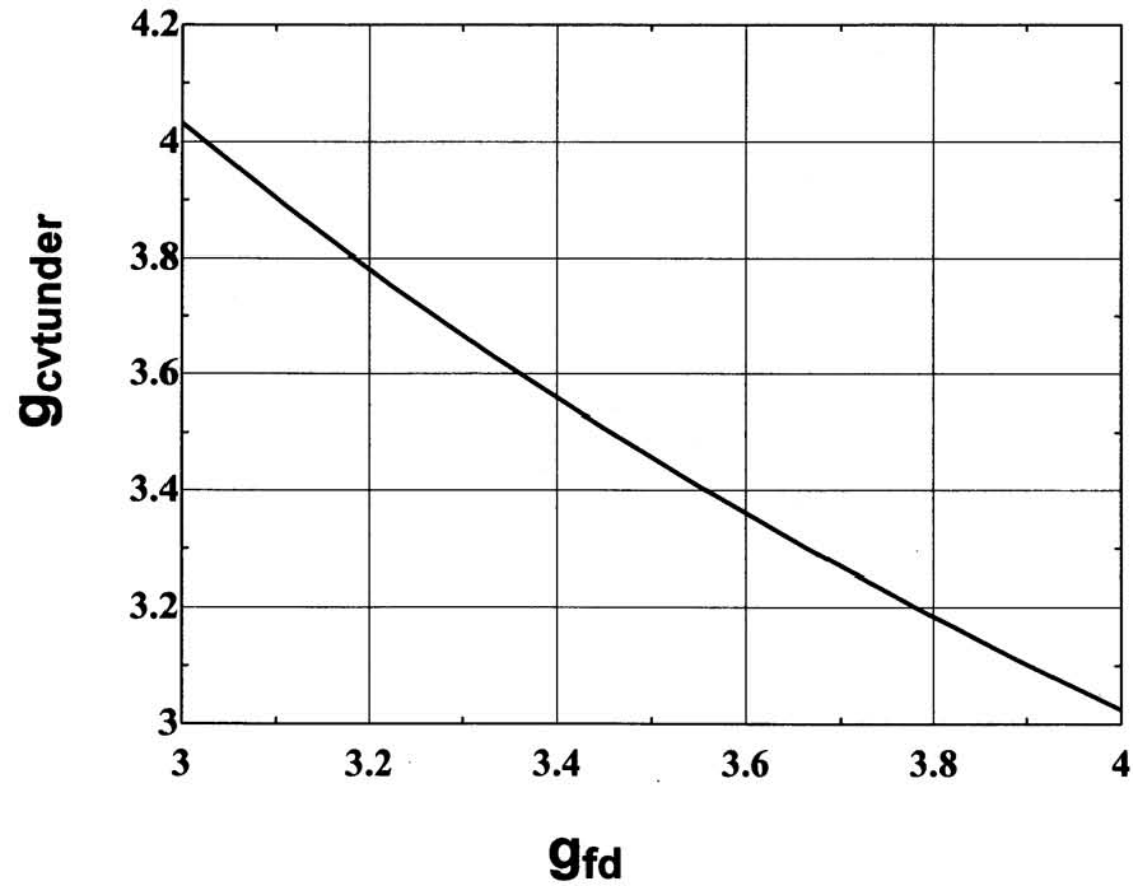
Influencia de la reduccion en el diferencial vs posicion del CVT a velocidad crucero



Influencia de la reducion en el diferencial vs posicion del CVT a velocidad de acoplamiento

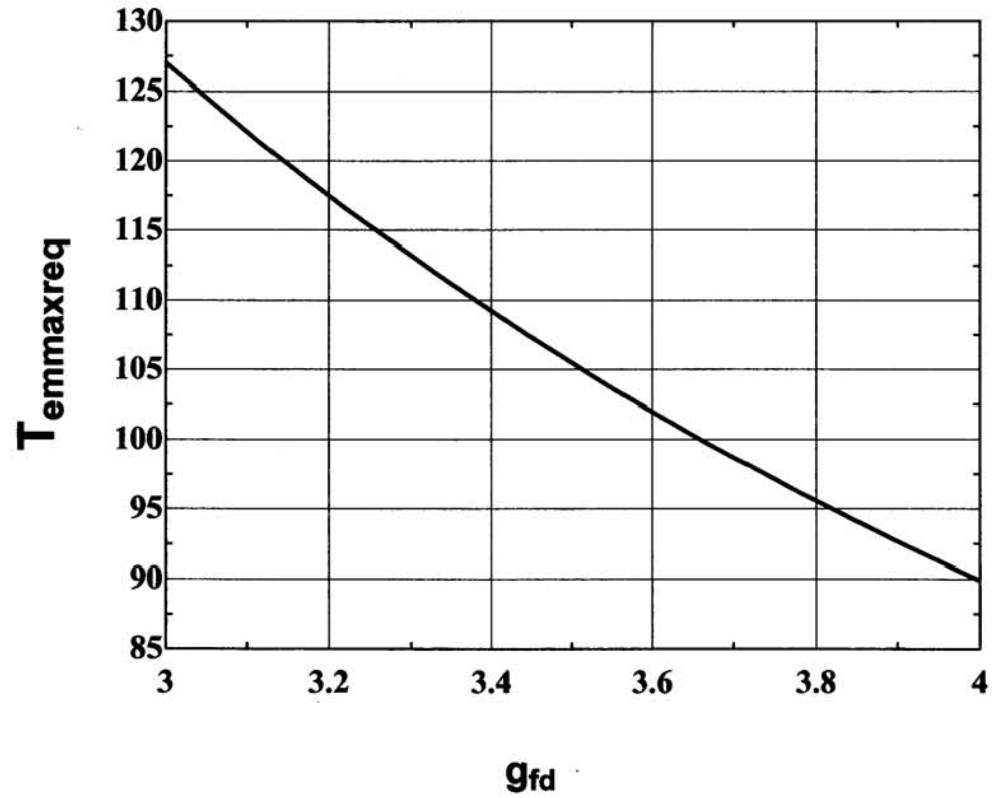


Influencia de la reducion en el diferencial vs posicion del CVT a velocidad maxima

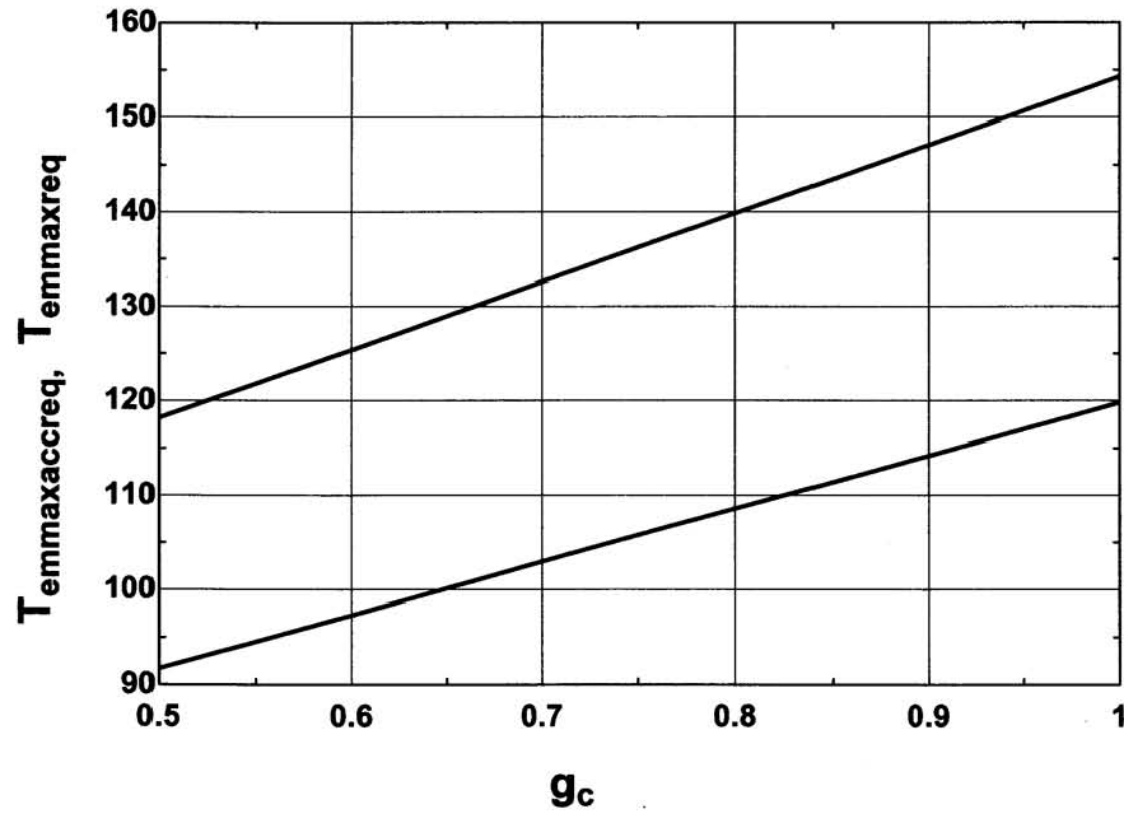


Influencia de la reducción en el diferencial vs torque máximo requerido en el ME

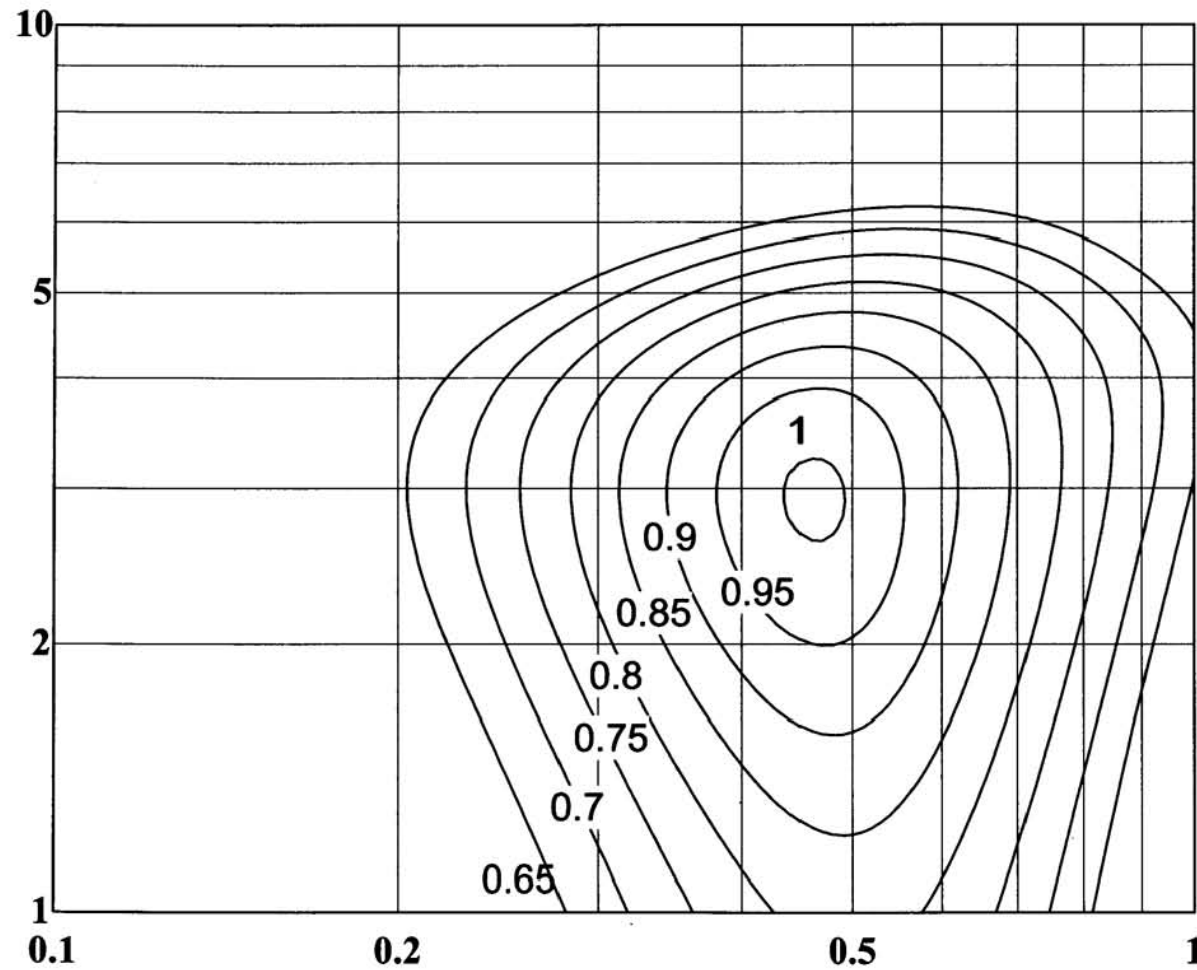
Influencia de la reducción en el diferencial vs torque maximo demandado al ME



Influencia de g_c sobre el torque requerido del ME



gfd



Parametric Table: Table 1

	g_{fd}	g_{cvtcx}	$g_{cvtover}$	$g_{cvtunder}$	$T_{emmaxreq}$	g_c	$P_{emmaxreq}$	ω_{emmax}
Run 1	3	1.309	1.029	5.76	187	1	108274	579.1
Run 2	3.053	1.253	0.9845	5.512	180.5	0.9737	108274	599.7
Run 3	3.105	1.198	0.9416	5.272	174.4	0.9474	108274	620.9
Run 4	3.158	1.146	0.9002	5.04	168.5	0.9211	108274	642.5
Run 5	3.211	1.095	0.8601	4.816	162.9	0.8947	108274	664.6
Run 6	3.263	1.045	0.8214	4.599	157.6	0.8684	108274	687.1
Run 7	3.316	0.9976	0.7839	4.389	152.5	0.8421	108274	710.2
Run 8	3.368	0.9513	0.7475	4.185	147.6	0.8158	108274	733.8
Run 9	3.421	0.9065	0.7123	3.988	142.9	0.7895	108274	757.8
Run 10	3.474	0.863	0.6781	3.796	138.4	0.7632	108274	782.4
Run 11	3.526	0.8208	0.6449	3.611	134.1	0.7368	108274	807.5
Run 12	3.579	0.7798	0.6127	3.431	130	0.7105	108274	833.1
Run 13	3.632	0.7401	0.5815	3.256	126	0.6842	108274	859.3
Run 14	3.684	0.7014	0.5511	3.086	122.2	0.6579	108274	886
Run 15	3.737	0.6639	0.5216	2.921	118.6	0.6316	108274	913.3
Run 16	3.789	0.6274	0.493	2.76	115.1	0.6053	108274	941.1
Run 17	3.842	0.5919	0.4651	2.604	111.7	0.5789	108274	969.5
Run 18	3.895	0.5573	0.4379	2.452	108.4	0.5526	108274	998.4
Run 19	3.947	0.5237	0.4115	2.304	105.3	0.5263	108274	1028
Run 20	4	0.491	0.3858	2.16	102.3	0.5	108274	1058

APÉNDICE 2 RESULTADO DE LAS COMBINACIONES DE MOTORES TERMICOS Y ELECTRICOS

- Combinaciones no exitosas en el seguimiento del ciclo por Torque insuficiente de acuerdo a la tabla del capítulo 4

Número	COMBINACION	SEGUIMIENTO CICLO	CONSUMO COMBUSTIBLE ADECUADO	TORQUE
1	SI41/AC59	NO		
2	CI67/PM49	NO		
3	SI63/30	NO		
4	SI41/AC30	NO		
5	CI67/AC59	NO		
6	MCI102/PM32	NO		
7	SI63/AC59	NO		
8	MCI95/PM49	NO		
9	SI63/PM49	NO		
10	MCI102/PM58	SI	NO	SI
11	SI63/PM58	SI	NO	SI
12	SI41/PM58	SI	NO	NO
13	CI67/PM58	SI	SI	SI

1.- SI_41/AC59

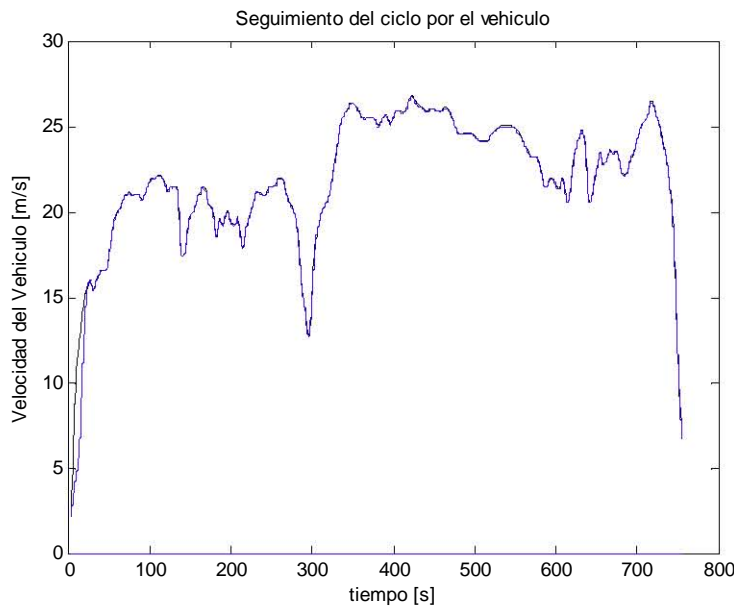


Figura A2.1 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia SI_41/AC59

inicio('CYC_HWFET','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','0.7','
FC_SI41','6','12','21000','9000','41000','AC_59','200','6000','4500','0.6','0.8','0.55','0.0','0.35','0')
NO CUMPLE CON EL CICLO, NO HAY SUFICIENTE TORQUE

2.- FC_CI67 PM_49

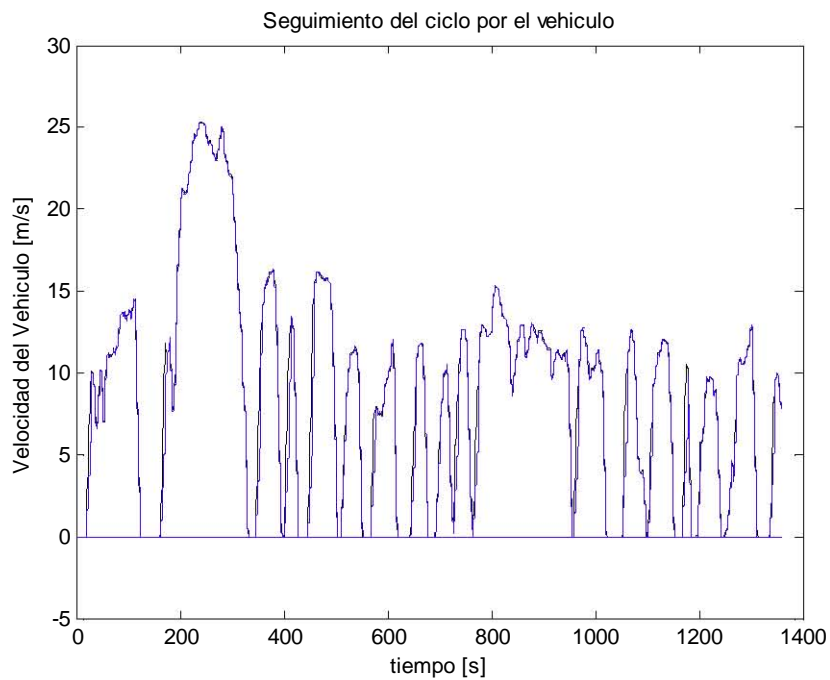


Figura A2.2 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia 'FC_CI67 PM_49

inicio('CYC_UDDS','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7','F
C_CI67','6','18','42300','40000','67000','PM_49','274','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35','2.
5') No cumple el ciclo falta Torque ME.

3.- SI63/30

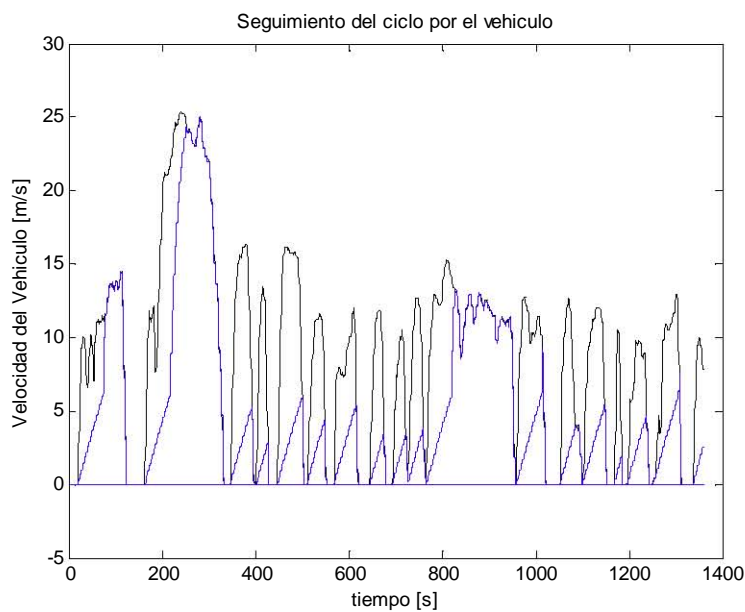


Figura A2.3 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia SI63/30

inicio('CYC_UDDS','2800','0.8','3.2','0.013','3.5','0.29','0.66','3.5','3.5','1','FC_SI63','6','2450
0','23500','63000','MC_AC30','125','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.05')

4.- SI41/30

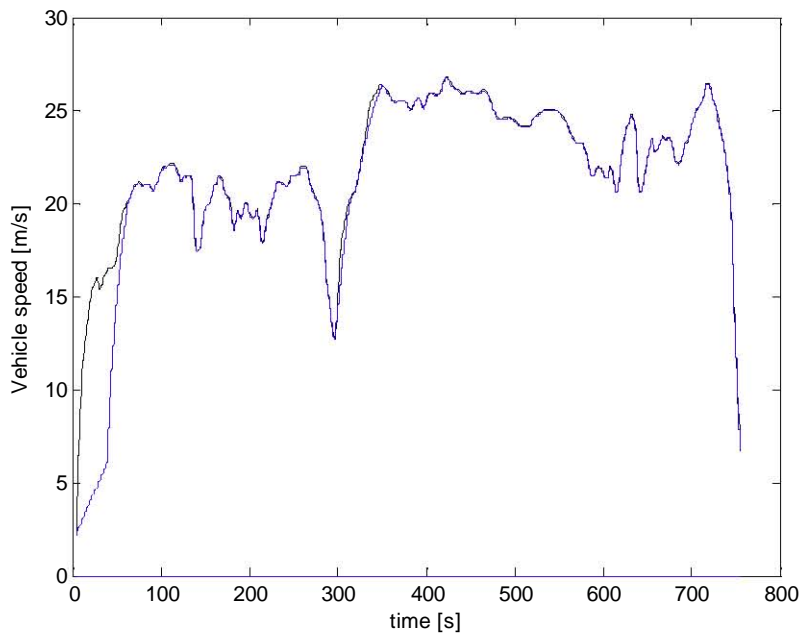


Figura A2.4 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia SI41/30

inicio('CYC_HWFET','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7','
FC_SI41','6','12','21000','9000','41000','MC_AC30','125','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35'
,0') NO CUMPLE CON LOS CICLOS

5.- CI67/AC59

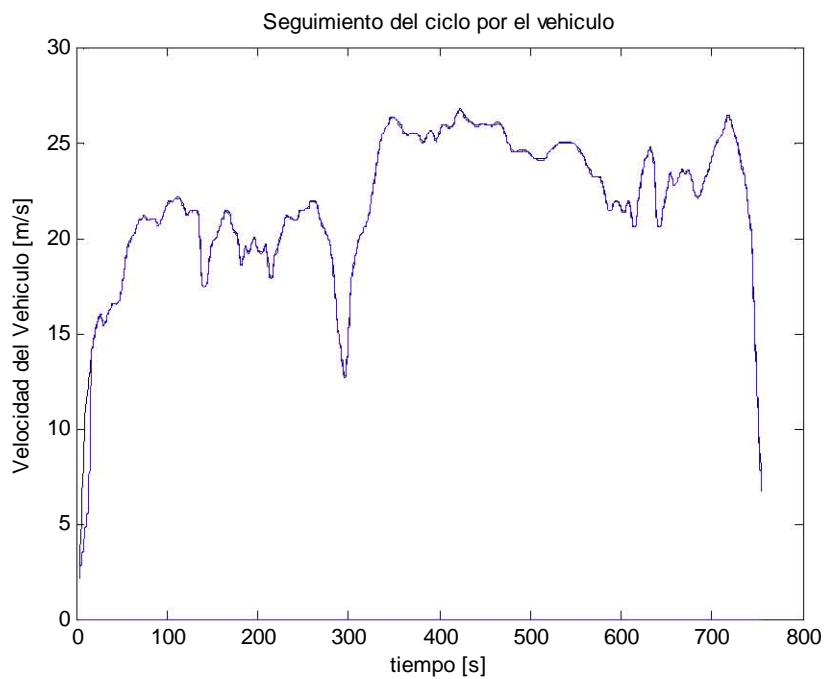


Figura A2.5 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia CI67/AC59

inicio('CYC_HWFET','2800','0.8','3.2','0.013','3.5','0.29','0.66','3.5','3.5','1','FC_CI67','6','60
000','39000','67000','AC_59','200','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.05')

6.- MC_102/PM32

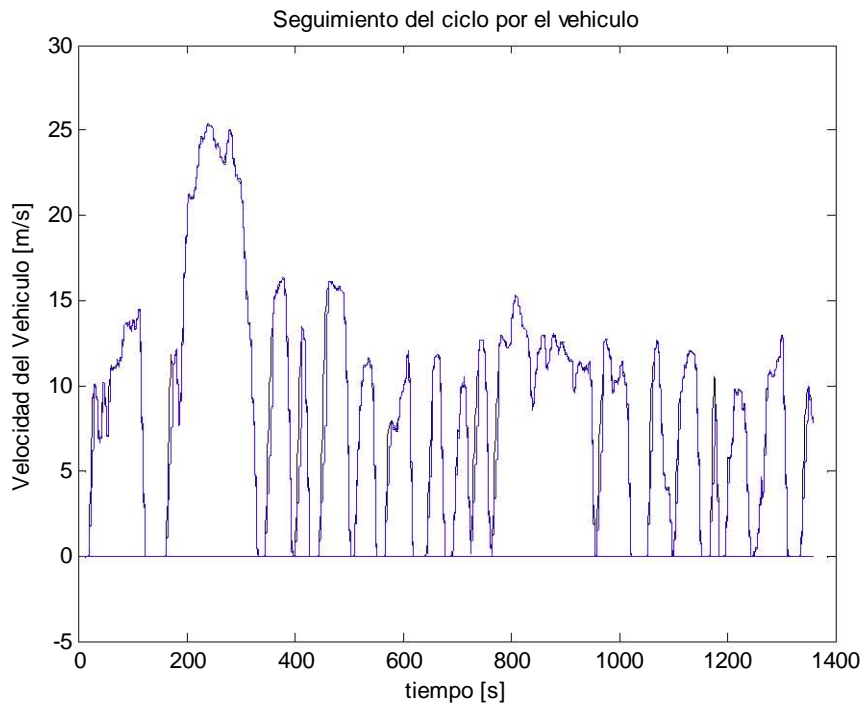


Figura A2.5 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia MC_102/PM32

inicio('CYC_UDDS','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7','
MCI_102','6','18','44000','43000','102000','PM_32','225','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35','
2.5') NO CUMPLE EL CICLO POR FALTA DE TORQUE DE ME

7.- SI63/AC59

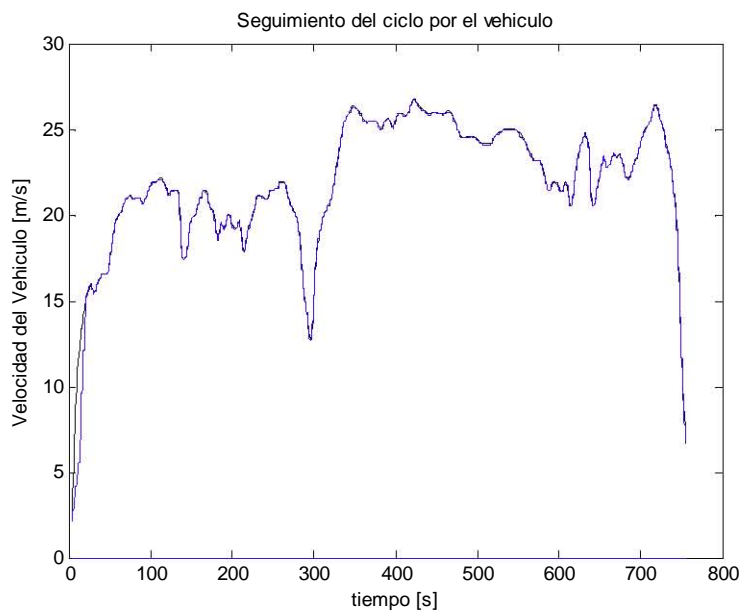


Figura A2.6 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia SI63/AC59

inicio('CYC_HWFET','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7','
FC_SI63','6','18','33000','24000','63000','AC_59','200','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35','2.
5') NO CUMPLE CON EL CICLO FALTA TORQUE EN ME

8.- MCI_95 PM_49

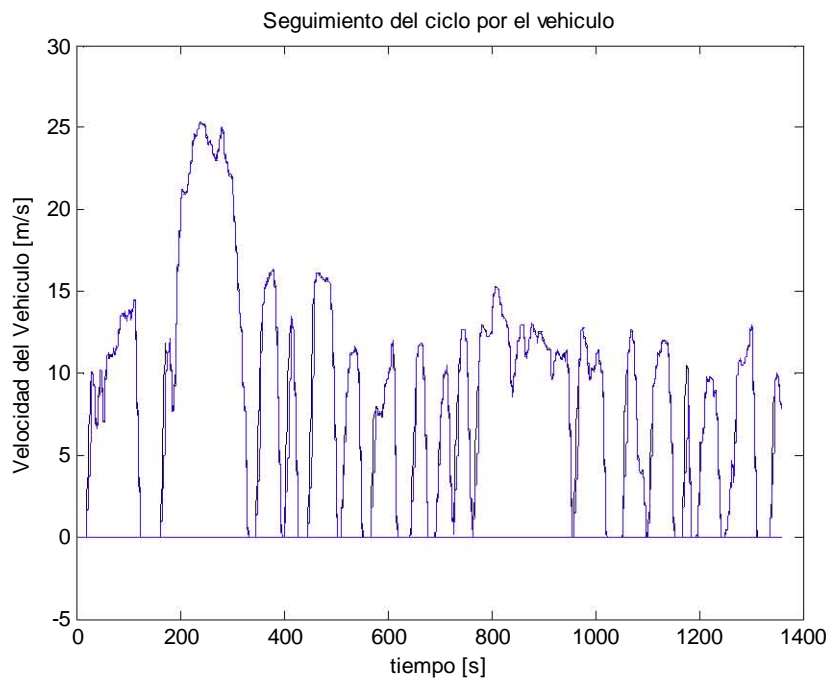


Figura A2.6 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia MCI_95 PM_49

inicio('CYC_UDDS','2800','0.8','3.2','0.013','3.5','0.29','0.723','3','3.5','0.6','1','MCI_95','6','4
4000','43000','95000','PM_49','274','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.30') NO CUMPLE
COPN EL CICLO LE FALTA TORQUE ME

9.- SI63/PM49

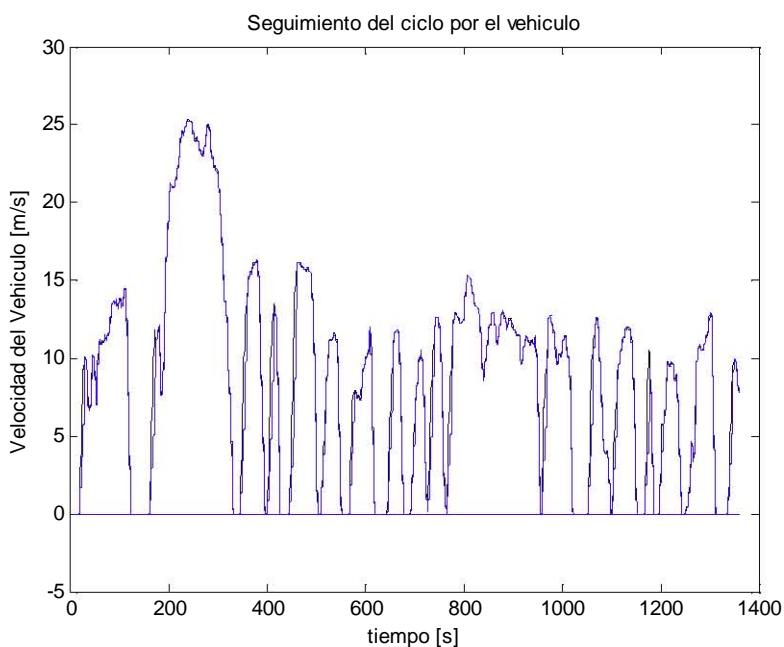


Figura A2.7 Seguimiento del ciclo por el tren de potencia SI63/PM49

inicio('CYC_UDDS','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7','F
C_SI63','6','18','24000','23500','63000','PM_49','274','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35','0')
NO CUMPLE EL CICLO FALTA TORQUE DEL ME

- Combinaciones no exitosas por alto consumo de combustible de acuerdo a la tabla del capítulo 4

10.-MCI_102/PM_58

inicio('CYC_HWFET','2800','0.8','3.2','0.013','3.523','0.29','0.7368','3.5','3.611','0.6649','.7','
MCI_102','6','18','44000','43000','102000','PM_58','400','6000','4500','.6','.8','.55','0.0','0.35','
2.5')

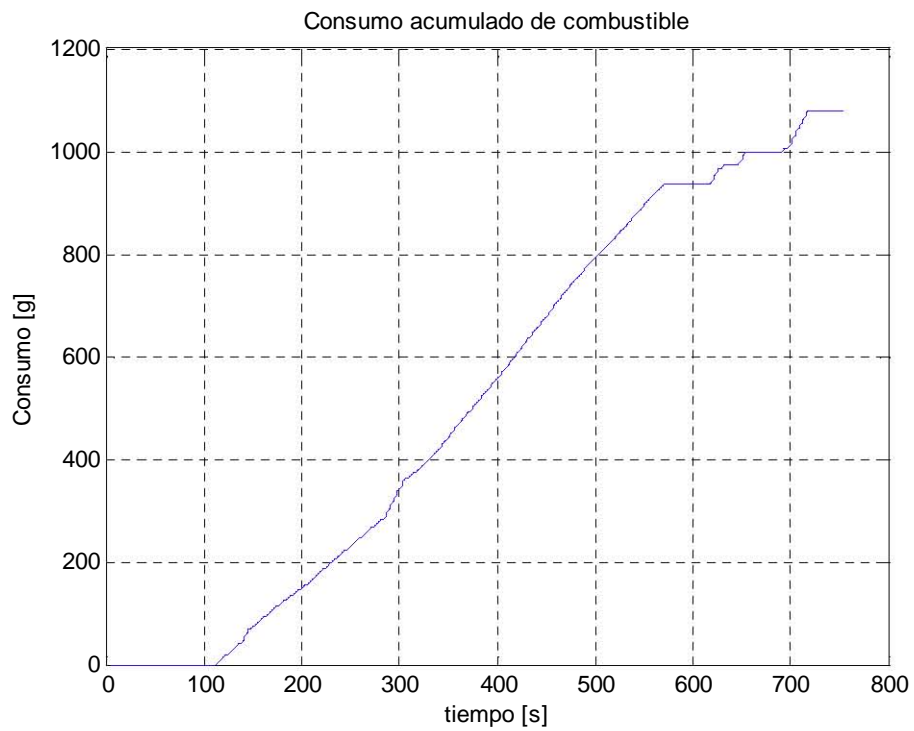


Figura A2.8 Consumo excesivo de combustible en el ciclo por el tren de potencia MCI_102/PM_58

11.- SI63/PM58

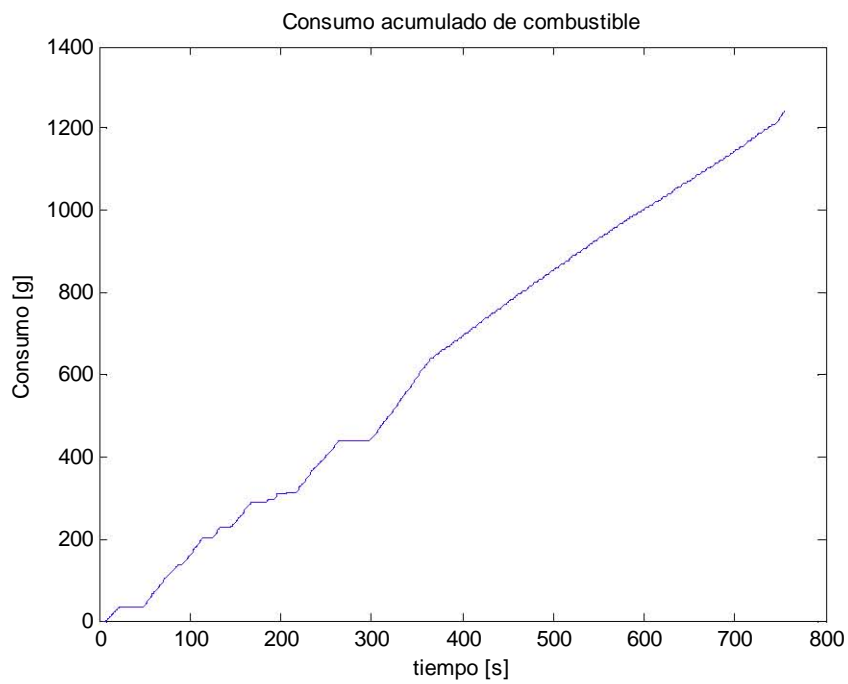


Figura A2.8 Consumo excesivo de combustible en el ciclo por el tren de potencia SI63/PM_58

12.- SI41/PM58

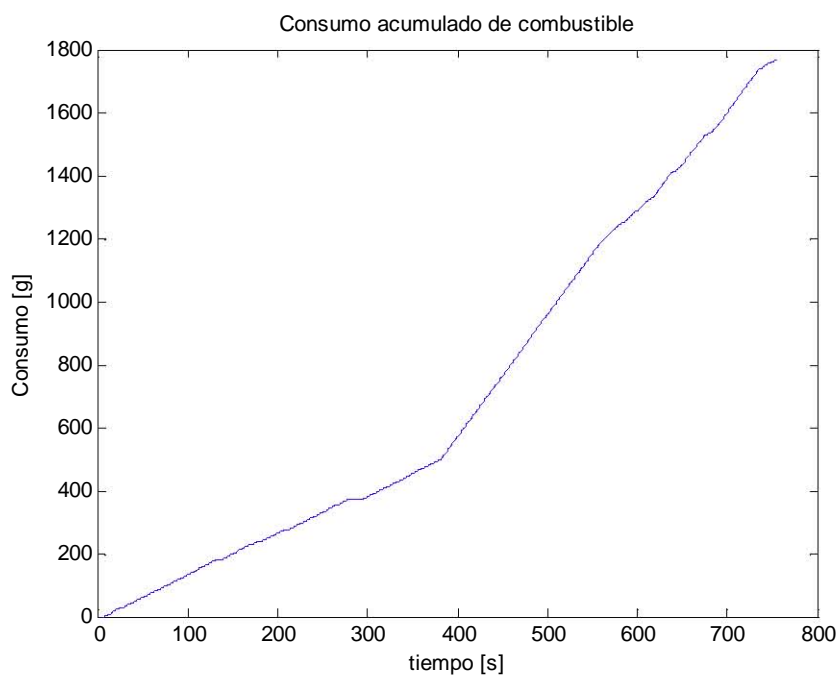


Figura A2.9 Consumo excesivo de combustible en el ciclo por el tren de potencia SI63/PM_58

NOMENCLATURA

ADVISOR	Advanced vehicle simulator
BPA	Batería de plomo-ácido
CAFE	Corporate average fuel economy
CVT	Continuously variable transmission
DOC	Depth of discharge
EPA	Environmental protection agency
GH	Grado de hibridización
HWFET	High way fuel economy test
MCI	Motor de combustión interna
ME	Motor eléctrico
NiMH	Níquel-metal-hidruro
NREL	National renewable energy laboratory
PNGV	Partners for a new generation of vehicles
SOC	State of charge
TA	Transmisión automática
TM	Transmission manual
TTP	Tren de transmisión de potencia
TTPE	Tren de transmisión de potencia eléctrico
TTPH	Tren de transmisión de potencia híbrido
TTPM	Transmisión de torque y potencia modulada
UDDS	Urban dynamometer driving schedule
UGS	Unigraphics
VC	Vehículo convencional
VE	Vehículo eléctrico
VEH	Vehículo eléctrico híbrido