



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO
EN INGENIERÍA**

**Modelado y control de un sistema de propulsión
híbrido diesel eléctrico**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

ÁREA: ELÉCTRICA, CAMPO: CONTROL

P R E S E N T A:

JOSÉ LUIS MENDOZA SOTO

TUTOR

Dr. LUIS A. ÁLVAREZ ICAZA LONGORIA



**INSTITUTO
DE INGENIERÍA
UNAM**

2008

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Motivación para el control de potencia en sistemas de propulsión híbridos	1
1.2. Fuente primaria de energía.	2
1.3. Antecedentes	3
1.4. Situación en México	4
1.5. Normatividades para emisiones contaminantes	5
1.6. Estado del arte	6
1.7. Objetivo, alcance y contribución de la tesis	7
1.7.1. Objetivos	9
1.7.2. Limitaciones en el alcance de la tesis	9
1.7.3. Contribuciones	9
1.8. Organización de la tesis	10
2. Modelado	11
2.1. Modelo del motor diesel	11
2.2. Modelo del motor de inducción	18
2.3. Modelo del embrague	21
2.3.1. Modelo de segundo orden	24
2.4. Sistema de engranes planetarios	26
2.5. Modelo de la batería	30
2.5.1. Estado de carga de la batería VS voltaje de circuito abierto	32
3. Control	33
3.1. Ciclos de Manejo	33
3.1.1. Modos de manejo	34
3.2. Dinámica del vehículo	39
3.2.1. Pérdidas por fricción aerodinámica	40

ÍNDICE GENERAL

II

3.2.2.	Pérdidas por fricción de rodamiento	40
3.2.3.	Fuerza por manejo en pendientes	41
3.2.4.	Fuerzas inerciales	41
3.2.5.	Modos de operación del vehículo	41
3.2.6.	Control de velocidad del motor de combustión interna diesel	42
3.2.7.	Control del turbocompresor	44
3.2.8.	Control de la máquina de inducción en modo generador .	48
3.2.9.	Control de la máquina de inducción en modo motor	53
3.2.10.	Control del flujo de potencia en el vehículo	57
4.	Resultados	62
5.	Conclusiones	74

Índice de figuras

1.1. Sistema híbrido	8
2.1. Esquema de un motor diesel con grupo turbocompresor.	12
2.2. Esquema de la línea de transmisión	22
2.3. Sistema de engranes planetarios	26
2.4. Flujo de potencia en el vehículo híbrido paralelo.	27
2.5. Modelos de batería: a) modelo simplificado. b) modelo con resistencias de carga y descarga	30
2.6. Modelo de batería con capacitancia y resistencias de carga y descarga	31
3.1. Ciclo de Manejo de la Ciudad de México (MX1)	34
3.2. Ciclo de Manejo de la Ciudad de México (MX2)	35
3.3. Ciclo de Manejo de la Ciudad de México (MX3)	35
3.4. Zonas de operación del vehículo híbrido	37
3.5. Sistema de propulsión híbrido como autómata finito	43
4.1. Seguimiento del ciclo de manejo MX1	63
4.2. Seguimiento del ciclo de manejo MX2	64
4.3. Seguimiento del ciclo de manejo MX3	64
4.4. Error de seguimiento del ciclo de manejo MX1	66
4.5. Error de seguimiento del ciclo de manejo MX2	66
4.6. Error de seguimiento del ciclo de manejo MX3	67
4.7. Estado de carga durante el ciclo de manejo MX1	67
4.8. Estado de carga durante el ciclo de manejo MX2	68
4.9. Estado de carga durante el ciclo de manejo MX3	68
4.10. Puntos de operación para el motor de combustión interna para el ciclo MX1	69

4.11. Puntos de operación para el motor de combustión interna para el ciclo MX2	69
4.12. Puntos de operación para el motor de combustión interna para el ciclo MX3	70
4.13. Flujo de combustible durante el ciclo MX1	70
4.14. Flujo de combustible durante el ciclo MX2	71
4.15. Flujo de combustible durante el ciclo MX3	71
4.16. Flujo de combustible para un vehículo convencional	72
4.17. Comparación del consumo total de combustible entre un sistema de propulsión híbrido y uno convencional	72
4.18. Fracción de gas quemado en el múltiple de entrada	73
4.19. Regulación de la relación aire combustible y de la apertura de la válvula EGR	73

RESÚMEN

Las emisiones contaminantes en las ciudades y el alto consumo de combustible en los sistemas de transporte son problemas comunes en todo el mundo. Se requiere de vehículos que sean capaces de satisfacer las demandas de potencia del conductor y las normas de emisiones contaminantes utilizando la menor cantidad de combustible posible, por lo que se trata de un problema de optimización de flujos de potencia. En esta tesis se plantea un vehículo híbrido tomando en cuenta los modelos y sus respectivos controladores no lineales de los diferentes subsistemas que componen un vehículo híbrido diesel eléctrico con grupo turbocompresor que tienen la dificultad de ser sistema altamente no lineales y de alto orden.

El propósito es obtener un modelo completo integrado de los modelos no lineales de cada subsistema en el vehículo híbrido y utilizar sus respectivas leyes de control para mejorar el rendimiento del vehículo buscando minimizar consumo de combustible y seguir lo mejor posible una demanda de potencia requerida por el conductor manteniendo un nivel adecuado de carga de las baterías. El trabajo realizado en esta tesis se limita al acoplamiento de los modelos de los subsistemas de un vehículo híbrido.

Se utilizaron modelos y controladores no lineales para cada subsistema encontrados en la literatura de control. La estrategia para el manejo del flujo de potencia se basa en mapas de eficiencia del motor de combustión interna. El trabajo desarrollado se simuló con el programa Matlab utilizando ciclos de manejo para la ciudad de México.

Se consigue acoplar los sistemas para trabajar en conjunto logrando el seguimiento de los ciclos de manejo, manteniendo el estado de carga adecuado de las baterías además de obtener una reducción en el consumo de combustible respecto a un vehículo que utiliza solamente el motor diesel.

El desempeño del motor de combustión interna impacta directamente en el rendimiento del vehículo, una mejora como el agregado de un turbocompresor puede mejorar el rendimiento total del vehículo híbrido.

La estrategia de control usada para el flujo de potencia es simple en este caso y no es óptima, pero consigue la reducción en consumo de combustible y debido a esta reducción también se asume una disminución en emisiones contaminantes.

Capítulo 1

Introducción

Uno de los problemas con el que se enfrentan urbes como la ciudad de México es la congestión de su sistema de transporte urbano, cuyo principal efecto negativo es la dificultad de movilidad de los habitantes y los altos niveles de contaminación que deterioran la calidad del aire y la salud de las personas, y contribuyen al calentamiento global. Es por esto que es necesario reformar el sistema de transporte urbano actual para favorecer su eficiencia e impulsar los beneficios ambientales. Una alternativa es el uso de autobuses urbanos híbridos. En esta tesis se plantea un control para un autobús híbrido diesel-eléctrico en configuración paralelo para favorecer el uso eficiente de la energía y por lo tanto la disminución de los niveles de contaminación y consumo de combustible.

1.1. Motivación para el control de potencia en sistemas de propulsión híbridos

En los vehículos convencionales la máquina de combustión interna debe elegir el punto de operación correspondiente a la potencia tractiva demandada instantáneamente. Puesto que la máquina de combustión interna (MCI) no proporciona potencia con alta eficiencia en todos los puntos de operación, particularmente no en cargas bajas, es decir, en los puntos de operación en los que se le exige menos potencia al motor de combustión interna, la eficiencia en condiciones de manejo promedio (potencia baja) es relativamente pequeña.

Además, los vehículos convencionales no tienen la posibilidad de evitar los

puntos de carga que tienen una formación de emisiones desventajosas. Por ejemplo, los incrementos de carga repentinos causan transitorios en el consumo de combustible cuando la máquina de combustión interna trata de seguirlos, lo que induce también transitorios en los incrementos de emisiones debidos al aumento repentino de combustible inyectado.

Los vehículos híbridos eléctricos, por otro lado, tienen la ventaja de poder cambiar su fuente de potencia tractiva o escoger la mejor posibilidad para combinarlas. Utilizando el modo eléctrico puro es posible evitar eficiencias bajas del MCI o los puntos de carga que forman grandes cantidades de emisiones contaminantes. Además, la presencia de una batería y el uso de la máquina eléctrica como generador hace posible recuperar energía en modo de frenado.

Además, el frenado ofrece en los vehículos híbridos posibilidades de recuperar energía cinética, que en un vehículo convencional se pierde.

En esta tesis se ha considerado una estructura de vehículo híbrido paralelo tomando en cuenta estudios realizados en [13] que muestran que los autobuses en tránsito pesado que utilizan un sistema de propulsión híbrido en configuración paralelo alcanzan un mejor rendimiento de combustible y menores emisiones contaminantes que los autobuses convencionales diesel, los híbridos que tienen configuración serie y los que usan celdas de combustible.

1.2. Fuente primaria de energía.

Este estudio se ha enfocado a híbridos diesel-eléctricos. Una máquina ordinaria basada en el ciclo Otto tiene una eficiencia de alrededor de 33 %, mientras que la eficiencia de una máquina Diesel es de aproximadamente 42 % (debido a su alta relación de compresión).

El combustible diesel es una fracción de aceite de petróleo más pesado que la gasolina, por lo que el proceso para obtenerlo es un poco más barato. La máquina diesel usa el calor producido por la compresión que es mayor que en una máquina de ignición de chispa para incendiar el combustible diesel inyectado en la cámara de combustión. La carencia de la chispa de un sistema de ignición eléctrico mejora el rendimiento de la máquina.

En las máquinas diesel, la potencia de salida está regulada únicamente con la cantidad de combustible suministrado. La fuerza extra requerida para contener las mayores temperaturas y presiones causan que las máquinas diesel sean más pesadas que las de gasolina a la misma potencia.

El incremento de economía de combustible diesel comparado con las máquinas de gasolina significa que el diesel produce menos dióxido de carbono (CO_2) medido por distancia cubierta. El carbono no quemado en la máquina diesel produce un ollín negro en el escape. Otros problemas asociados con los gases de escape (emisiones de ollín y de NO_x) pueden ser reducidos con un control mejorado de la máquina.

Agregar un turbocargador a la máquina diesel ayuda a economizar combustible e incrementa la potencia de salida. Las máquinas diesel son más comúnmente usadas donde se requieren grandes cantidades de potencia, como camiones pesados, locomotoras y barcos.

La idea en esta tesis es analizar algunas opciones de hibridización paralela de vehículos con motores diesel. La elección de un motor diesel se relaciona con la alta eficiencia que tienen estos motores y también con el hecho de que en los últimos años se ha incrementado el mercado para motores diesel en vehículos convencionales. Debido a que una de las desventajas relacionadas con los motores diesel son las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x), los fabricantes han incluido un dispositivo de recirculación de gases (EGR) para reducirlas, y un sistema turbo compresor para mejorar el desempeño de la máquina diesel.

1.3. Antecedentes

La idea un sistema de propulsión híbrido es muy vieja. Ferdinand Porsche diseñó el primer vehículo híbrido, que fue producido por la compañía austriaca Jacob Lohner and Co. en 1899 [12]. Este vehículo era un automóvil híbrido en configuración serie, con una máquina de combustión interna y un generador que proporcionaba electricidad a los cuatro motores eléctricos montados en las ruedas. A pesar de lo anterior, el interés en este tipo de vehículos sólo ha crecido substancialmente en los últimos veinte años, como puede verificarse en artículos

publicados por IEEE desde 1990 conteniendo las palabras clave “vehículo híbrido.”

Durante el congreso mundial para el transporte público (UITP) celebrado en Helsinki [10] en mayo del 2007, se presentaron los vehículos híbridos de última generación.

Grupo NEOMAN Bus presentó el MAN Lion's City, un autobús urbano que ahorra, según las pruebas, entre un 20 % y un 25 % de combustible en comparación con la propulsión diesel usual. Usa un sistema de propulsión híbrida serial con supercondensadores, un motor de 6 cilindros diesel MAND0836 LOH EEV con calidad de gases de escape según la norma europea, cilindrada de 687.1 cm³ y potencia nominal es de 191 kW (260 CV) a 2300 rpm. Tiene un generador síncrono de 150 kW de potencia de salida y dos motores asíncronos de 75 kW cada uno. Su sistema de acumulación es a partir de 12 módulos de ultracapacitores de alta potencia refrigerados por aire con 200 kW de potencia máxima de carga/descarga y un máximo de 500A de corriente, en un ámbito de tensión de 400 V a 630 V. El par de giro proporcionado por los motores eléctricos es de 800 Nm. Las medidas de este vehículo son 11.950 x 2.500 x 3.15 m, con una distancia entre ejes de 5.875 m, un peso en vacío de 12 460 kg y un peso total admisible de 18 000 Kg.

Scania presentó su propuesta de autobús híbrido con tecnología basada en etanol. Es un autobús de ciudad de piso bajo de gran tamaño que elimina las emisiones fósiles de CO₂, hasta 90 % al ser abastecido con combustible etanol, ahorra al menos 25 % de combustible según datos de Scania. El almacenamiento de la energía se realiza con el empleo de supercondensadores. Otros fabricantes también presentaron sus modelos de autobús, VDL Bus & Coach presentaron el Citea, Daimler Chrysler presentó su Mercedes Benz Citaro (diesel eléctrico), Van Holl, UTC Power, Siemens y Air Liquide también participan con su modelo híbrido.

1.4. Situación en México

En la Expo Transporte 2007 [11], Camiones y Motores Internacional presentó el primer autobús híbrido del mercado mexicano, el Hybrid Power, que combina la tecnología de un motor diesel con un motor eléctrico. En este autobús el motor

eléctrico asume la responsabilidad del arranque de la unidad y provee la fuerza motriz en los recorridos a baja velocidad, y cuando se requiere de una mayor potencia y par, el motor de combustión interna comienza su funcionamiento. Este autobús proporciona una reducción de combustibles que puede llegar a ser hasta del 40 % comparado con un autobús diesel convencional. El motor diesel DT466 cumple además con la certificación de emisiones EPA 2007.

1.5. Normatividades para emisiones contaminantes

Las autoridades han introducido impuestos en un esfuerzo para disminuir las emisiones contaminantes. Los impuestos a menudo son usados como un instrumento de control y están influidos por acontecimientos alrededor del mundo, por ejemplo los acuerdos ambientales. Como resultado de los impuestos, las empresas fabricantes de vehículos buscan cumplir con las normas impuestas por los organismos correspondientes. En Estados Unidos, la dependencia de gobierno que se encarga de vigilar el cumplimiento de este tipo de normas es la Agencia de Protección Ambiental (EPA), que ha definido los ciclos de manejo para evaluar el desempeño de los vehículos en las ciudades de Estados Unidos. La Unión Europea también tiene regulaciones para las emisiones de los vehículos, por ejemplo la directiva 70/220/EEC que especifica las emisiones máximas que deben de tener los nuevos vehículos de pasajeros, que cada vez se van haciendo más estrictas. El ciclo de manejo para evaluar las condiciones de operación en Europa es el Nuevo Ciclo de Manejo Europeo (NEDC).

En México esta normatividad está establecida por la Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT) y establece las siguientes normatividades:

NOM-044-SEMARNAT-1993.- Establece los niveles máximos permisibles de emisión de hidrocarburos, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno, partículas suspendidas totales y opacidad de humo provenientes del escape de motores nuevos que usan diesel como combustible y que se utilizarán para la propulsión de vehículos automotores con peso bruto vehicular mayor de 3,857 kilogramos.

NOM-045-SEMARNAT-1996.- Establece los niveles máximos permisibles de opacidad del humo proveniente del escape de vehículos automotores en circulación que usan diesel ó mezclas que incluyan diesel como combustible.

NOM-077-SEMARNAT-1995.- Establece el procedimiento de medición para la verificación de los niveles de emisión de la opacidad del humo proveniente del escape de los vehículos automotores en circulación que usan diesel como combustible.

PROY-NOM-042-SEMARNAT-2003.- Establece los límites máximos permisibles de emisión de hidrocarburos como metano, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno y partículas provenientes del escape de los vehículos automotores nuevos cuyo peso bruto vehicular no exceda los 3,857 kilogramos, que usan gasolina, gas licuado de petróleo, gas natural y diesel, así como de las emisiones de hidrocarburos evaporativos provenientes del sistema de combustible de dichos vehículos.

1.6. Estado del arte

Existen varias técnicas de control comúnmente utilizadas en vehículos híbridos, algunas están basadas en reglas heurísticas, inspiradas por el comportamiento esperado del sistema de propulsión, como en [16], [17] y [18], donde se utiliza la ecuación dinámica del vehículo para determinar cuándo entra en operación cada motor. También se usan reglas de control similares, mejoradas con estrategias de control formalizadas como reglas difusas o Booleanas como en [17]. En [18] se muestra una comparación entre estos dos métodos para la administración de la energía en un vehículo híbrido en los que se aprecia un desempeño muy similar. Otras estrategias adoptan el uso de las reglas en combinación con métodos de optimización usando funciones objetivo para optimizar alguna variable, por ejemplo el consumo de combustible, estado de carga de la batería o cantidad de emisiones contaminantes como es el caso de [19] y [20].

En [21] se utiliza un método de control adaptable basado en redes neuronales para controlar vehículos híbridos paralelos. En este artículo la potencia suministrada a las llantas por medio del motor de combustión interna y el motor eléctrico, así como la carga de la batería determinan la estrategia de control.

En cuanto al control de motores diesel se usan técnicas basadas en pasividad [28], [4], aplicadas al sistema de tercer orden de un turbocompresor en las que se agrega una variable de control para estabilizar un sistema que resulta ser de fase

no mínima, de la misma forma se agrega otra variable de control para cambiar el grado relativo del sistema de 2 a 1. Con una de las variables de control originales se pasiviza el sistema por retroalimentación. Modos deslizantes [30], para regular la velocidad de un motor diesel turbocargado en el que se estudia el efecto de la variación de los parámetros del modelo en el rendimiento en lazo cerrado del motor diesel y se demuestra la invariancia del sistema utilizando el controlador por modos deslizantes propuesto. En [23] se discute el control para el sistema turbocompresor y el sistema de recirculación de gases bajo el punto de vista de los modos deslizantes en un modelo de orden reducido, utilizando linealización entrada salida para después hacer una extensión de ésta a Modos deslizantes. Otras técnicas usadas comúnmente son control adaptable [24], linealización entrada-salida [29], [3], H_∞ [25], por mencionar algunos ejemplos. Los controladores tradicionales para la regulación de la velocidad de un motor diesel son los PID [26], y ganancias programadas [27]. Debido a que el modelo de un motor diesel es altamente no lineal y de relativamente alto orden, en la mayoría de los casos y suponiendo que algunas condiciones físicas del motor diesel se cumplen, se utiliza un modelo simplificado para el diseño del controlador [1].

Para el control de motores y generadores eléctricos, en este caso particular máquina de inducción, a menudo se utilizan técnicas como linealización entrada-salida [31], [33], [34], [46], control basado en pasividad [36], [47], modos deslizantes [44], [32], lógica difusa [40], [43], solo por citar algunos ejemplos.

1.7. Objetivo, alcance y contribución de la tesis

En la literatura revisada y citada anteriormente no se ha encontrado ningún artículo que haga referencia al acoplamiento de los modelos y las leyes de control no lineales de cada uno de los subsistemas principales para un sistema de propulsión híbrido diesel eléctrico. Las estrategias de control de flujo de potencia encontradas no consideran la complejidad de un sistema híbrido completo.

El sistema híbrido debe recibir las señales de control desde los dispositivos a cargo del conductor (pedales de freno y aceleración) para alcanzar una velocidad deseada. Estas señales deben ser interpretadas por un algoritmo de control de flujo de potencia que a su vez permite la entrada en operación de los diferentes subsistemas para alcanzar el rendimiento de velocidad requerido por el conductor.

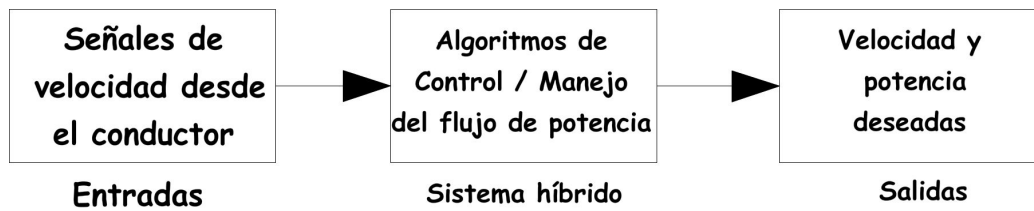


Figura 1.1: Sistema híbrido

La determinación de estas señales se puede lograr con diferentes alternativas de solución ya explicadas en la sección anterior.

La mayor parte de los artículos encontrados que tratan el tema del control de vehículos híbridos, lo hacen tomando en cuenta un motor a gasolina, que como ya se ha mencionado es menos eficiente que uno diesel. Por eso en esta tesis se plantea un controlador que pueda regular la cantidad de combustible que se le inyecta a una máquina de combustión interna diesel, para así obtener una velocidad y un par adecuados a los requerimientos del vehículo de acuerdo a sus puntos de operación más eficientes, que pueda ser usado en vehículos pesados como son los autobuses urbanos para el transporte de personas. Además se busca también mejorar el desempeño que tiene un motor diesel por medio del control de la válvula de recirculación de gases, cuando el vehículo no requiera una gran cantidad de par, con lo que se consigue una disminución en las emisiones contaminantes. Otro objetivo del controlador es regular la posición de la válvula de un sistema turbocompresor que pueda variar la cantidad de aire que entra en el motor de combustión interna y así mejorar la combustión, con lo que se obtiene un par de salida mayor cuando así lo exige el vehículo.

En un vehículo híbrido intervienen varios sistemas que requieren ser controlados además del motor de combustión interna, como es el sistema motor-generador, que deberá proporcionar un par de tracción al vehículo en los puntos de operación en los que el motor de combustión interna sea menos eficiente, además de poder generar corriente en el modo de frenado regenerativo en un nivel adecuado para recargar una batería que proporcione energía eléctrica al sistema eléctrico del vehículo cuando se requiera.

No se han encontrado referencias en la literatura de sistemas híbridos en las que se tome en cuenta el funcionamiento en conjunto de los subsistemas básicos del sistema híbrido para reducir el consumo de combustible, mantener un estado

de carga de las baterías, y mantener el motor de combustión interna operando en un régimen eficiente.

1.7.1. Objetivos

El objetivo que plantea esta tesis es integrar un modelo lo más completo posible de un sistema de propulsión híbrido diesel-eléctrico, utilizando técnicas de control disponibles en la literatura y combinarlas para el funcionamiento del sistema híbrido paralelo con estrategias de manejo del flujo de potencia basadas en mapas de eficiencia y que mantenga el estado de carga de las baterías en un rango predeterminado.

1.7.2. Limitaciones en el alcance de la tesis

Esta tesis no plantea el desarrollo de los algoritmos de control de los subsistemas, ni tampoco se proponen nuevos procedimientos para el control del sistema de propulsión híbrido, pero se considera que el trabajo de integración de los subsistemas y sus respectivos controles es necesario para el desarrollo de una nueva estrategia de control que por ahora sale del alcance de esta tesis, pero que se plantea como un trabajo futuro.

Otra limitante es que el sistema de transmisión de potencia no está apropiadamente representado para que sea eficiente y permita el intercambio de los sistemas de tracción de una manera simple.

1.7.3. Contribuciones

1. Se desarrolló un modelo integrado de un sistema de propulsión híbrido diesel eléctrico y se probó por simulación con controladores encontrados en la literatura.
2. Se analizaron diversas estrategias de control para los subsistemas que componen el sistema de propulsión híbrido.
3. Se incorporó un modelo de transmisión por engranes planetarios para manejar los flujos de potencia principales.

4. Se propuso una estrategia de control de flujo de potencia basada en reglas, en la eficiencia del motor de combustión interna y en el estado de carga de las baterías. La estrategia se implantó a través de reglas heurísticas.
5. Se probó por simulación el funcionamiento del modelo matemático y la estrategia de control del flujo de potencia por medio de ciclos de manejo para autobuses urbanos obteniendo un muy buen desempeño.

1.8. Organización de la tesis

En este capítulo ya se ha proporcionado una breve introducción en la que se describe la situación actual sobre vehículos híbridos, los métodos de control comúnmente usados, y los objetivos que se persiguen en esta tesis. En el capítulo dos se da una descripción de los modelos dinámicos utilizados para cada uno de los sistemas principales del vehículo: el motor de combustión interna diesel que incluye el sistema de recirculación de gases de escape y el grupo turbocompresor, un motor-generator de inducción, un sistema de transmisión de potencia basado en engranes planetarios y una batería. En el capítulo tres se presentan los modos de operación del vehículo, los ciclos de manejo utilizados para verificar el desempeño de los modelos en conjunto, los controles utilizados para cada subsistema y una breve estrategia de control comúnmente utilizada en la literatura basada en reglas y mapas de eficiencia para alcanzar los objetivos. El capítulo cuatro presenta los resultados de las simulaciones hechas a partir de los controles mostrados en el capítulo tres en los que se observan los puntos de operación en los que trabaja el motor de combustión interna, además del estado de carga de la batería durante el seguimiento de los ciclos de manejo utilizados y las señales de interés obtenidas para los diferentes sistemas.

En el capítulo cinco se presentan las conclusiones de la tesis y por último las referencias que se utilizaron para la elaboración de este trabajo.

Capítulo 2

Modelado

2.1. Modelo del motor diesel

Un motor diesel sobrealimentado con un grupo turbocompresor (ver figura 2.1) tiene un mejor rendimiento que un motor diesel atmosférico, pero tiene la desventaja de generar una cantidad mayor de óxidos de Nitrógeno NO_x en los gases de escape. Para poder cumplir con las normas de emisiones contaminantes se ha incluido un sistema de recirculación de gases (EGR), que regresa parte de los gases de escape, desde el múltiple de escape al múltiple de entrada, este procedimiento disminuye los gases NO_x , pero también el rendimiento del motor. Esta dificultad puede contrarrestarse si en el grupo turbocompresor cuenta con una turbina de geometría variable, que puede aumentar o disminuir la presión en el múltiple de escape y por lo tanto se obtiene una mayor potencia mecánica en el compresor, lo que a su vez puede incrementar el gasto másico con el que se inyecta el combustible en el múltiple de entrada, generando mayor potencia mecánica.

El control del turbocompresor es complicado porque en el múltiple de entrada está presente tanto el sistema EGR como el sistema TBC, que introduce grados de complejidad variantes, en el comportamiento total de la planta. La realimentación natural establecida para el sistema TBC está comprometida con la presión alta en el lazo del sistema EGR. Además de la complejidad que implica que el modelo sea altamente no lineal.

Para lograr lo anterior, se cuenta con la válvula que controla el flujo EGR, la válvula de la turbina de geometría variable (VGT) y la válvula para el flujo de

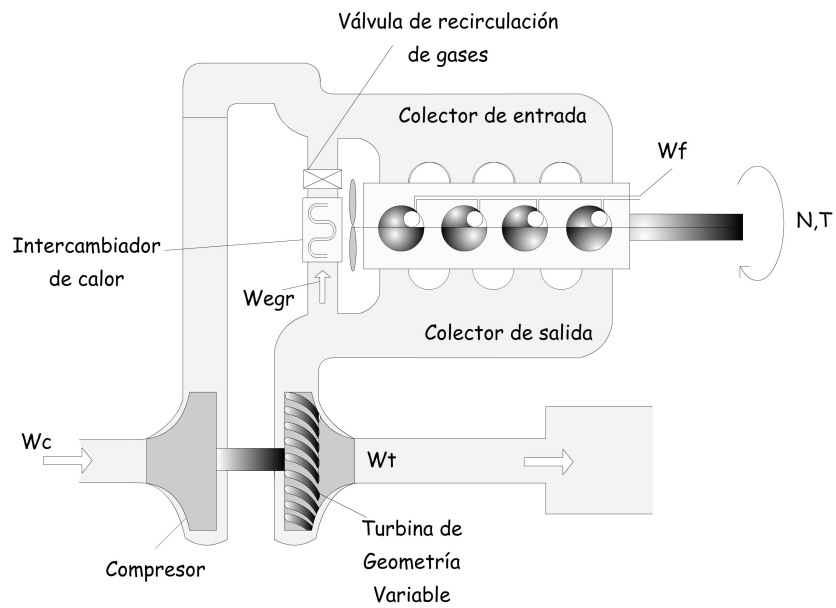


Figura 2.1: Esquema de un motor diesel con grupo turbocompresor.

combustible, con los cuales se controla tanto el rendimiento del motor como las emisiones del mismo.

El modelo dinámico para un motor diesel, que fue tomado de [1] es:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_1 &= W_c + W_{egr} - W_e \\
\dot{m}_2 &= W_e - W_{egr} - W_t + W_f \\
\dot{p}_1 &= \frac{\gamma R}{V_1} (W_c T_c + W_{egr} T_{egr} - W_e T_1) \\
\dot{p}_2 &= \frac{\gamma R}{V_2} ((W_e + W_f) T_e + W_{egr} T_2 - W_t T_2) \\
\dot{F}_1 &= \frac{W_{egr} (F_2 - F_1) - W_c F_1}{m_1} \\
\dot{F}_2 &= \frac{W_e [15,6 (1 - F_1) + (AF + 1) F_1] / (AF + 1) - W_e F_2}{m_2} \\
\dot{\omega}_{tc} &= \frac{1}{J_{tc} \omega_{tc}} (\eta_m P_t - P_c)
\end{aligned} \tag{2.1}$$

donde m_1 y m_2 son las masas de aire en el múltiple de entrada y salida respectivamente, W_c es flujo de aire en el compresor, W_{egr} es el flujo de gases de recirculación, W_e es el flujo que entra en la cámara de combustión, W_t es el flujo a través de la turbina, W_f es el flujo de combustible, p_1 y p_2 son las presiones en el múltiple de entrada y de salida respectivamente, T_c es la temperatura en el compresor, T_1 y T_2 son las temperaturas en los múltiples de entrada y de escape, F_1 y F_2 son las fracciones de gas quemado en los múltiples de entrada y de escape, P_c y P_t son las potencias del compresor y de la turbina, J_{tc} y ω_{tc} son el momento de inercia y la velocidad del turbocompresor, AF es la relación aire combustible, V_1 y V_2 son el volúmen de los múltiples de entrada y de escape, γ es la relación de calores específicos, R es la constante de gas.

La temperatura del gas en los múltiples se calcula con la ley de gases ideales:

$$p_i V_i = m_i R T_i, \quad i = 1, 2; \tag{2.2}$$

La temperatura de escape de la máquina está dada por

$$T_e = T_1 + T_r;$$

donde T_r (incremento de temperatura de la máquina) puede ser modelado a partir de los datos de la máquina como función del flujo de combustible, de la relación aire-combustible y de la fracción de gas quemado en el colector de entrada F_1 .

El flujo a través de la válvula EGR está modelada por la ecuación de flujo del orificio estándar:

$$W_{egr} = \begin{cases} C_{egr} (\kappa_{egr}) \frac{p_2}{\sqrt{RT_2}} \psi \left(\frac{p_1}{p_2} \right) & \text{si } p_1 < p_2 \\ 0 & \text{si } p_1 = p_2 \\ C_{egr} (\kappa_{egr}) \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) & \text{si } p_1 > p_2 \end{cases} \quad (2.3)$$

donde C_{egr} es el área de flujo efectiva de la válvula EGR expresada como una función de la apertura de la válvula EGR normalizada $\kappa_{egr} \in [0, 1]$ y donde el factor de corrección de la razón de presión está dado por:

$$\psi \left(\frac{p_i}{p_j} \right) = \begin{cases} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} & \text{si } \frac{p_i}{p_j} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_i}{p_j} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} & \text{si } \frac{p_i}{p_j} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (2.4)$$

Para modelar el flujo de la turbina se usó:

$$W_t = C_{vgt} (\kappa_{vgt}) \sqrt{\frac{2}{\mu} p_2 \frac{m_2}{V_2} \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{2}{\gamma_2}} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\mu} \right]} \quad (2.5)$$

El área de flujo efectiva de la turbina C_{vgt} depende de la apertura normalizada de la geometría variable del turbocompresor $\kappa_{vgt} \in [0, 1]$

W_c se determina de las características del compresor proporcionadas por el fabricante como una función de la relación de presión en el múltiple de entrada, la presión atmosférica y la velocidad del turbocompresor

$$W_c = W_c((p_1/p_a), \omega_{tc})$$

Y lo mismo puede ser hecho para determinar la eficiencia isotrópica η_c del compresor.

El flujo que entra a la máquina se calcula mediante:

$$W_e = \eta_v \frac{p_1}{T_1 R} \frac{\omega_e V_d}{60 \cdot 2}$$

si se define:

$$k_e = \frac{\eta_v}{T_1 R} \frac{\omega_e V_d}{60 \cdot 2}$$

$$W_e = k_e p_1 \quad (2.6)$$

La razón de bombeo a la máquina es una función lineal de la presión en el múltiple de entrada con k_e (coeficiente de proporcionalidad que puede ser obtenido de los datos estáticos de la máquina) que depende de la velocidad de la máquina y la temperatura en el múltiple de entrada.

Para obtener la potencia de una turbina ideal se usa:

$$P_t = W_t c_p (T_2 - T_s) \quad (2.7)$$

con c_p el calor específico a presión constante, p_a la presión atmosférica, T_s la temperatura en la salida de una turbina isotrópica, y las relaciones:

$$\frac{T_s}{T_2} = \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^\mu$$

$$\mu = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

Para calcular la potencia de una turbina real, se obtiene la eficiencia de:

$$\eta_t = \frac{T_2 - T_b}{T_2 - T_s} \quad (2.8)$$

con T_b la temperatura en la salida de la turbina que es diferente de T_s , la potencia en la turbina se obtiene de:

$$P_t = W_t c_p \eta_t T_2 \left(1 - \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^\mu \right) \quad (2.9)$$

Para calcular la potencia en el compresor se utiliza:

$$P_c = W_c c_p \frac{1}{\eta_c} T_a \left(\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^\mu - 1 \right) \quad (2.10)$$

en donde η_c es la eficiencia del compresor y T_a es la temperatura ambiente.

Las interacciones entre los dos actuadores y el comportamiento no lineal del sistema hace difícil de manejar el problema de regulación de las variables de interés usando métodos de diseño clásico. Además, el sistema descrito por el modelo (2.1) es un sistema de fase no mínima, por lo que es necesario estabilizar una dinámica remanente del sistema. El controlador debe alcanzar un rendimiento deseado en presencia de un nivel significativo de incertidumbres.

De acuerdo con [15] la velocidad de la máquina ω_e está gobernada por la dinámica rotacional de la flecha como sigue:

$$J \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_f - T_d \quad (2.11)$$

donde J es el momento efectivo de inercia de la máquina, ω_e es la velocidad de la máquina, T_e es el par generado por la máquina, T_f es el par debido a la fricción, y T_d es la perturbación por el par de carga. El par por fricción T_f es una función no lineal de la velocidad de la máquina y para la máquina usada en [15] esta función puede ser ajustada a una curva de acuerdo a datos experimentales con la expresión que sigue:

$$T_f = \frac{\omega_e^2}{\alpha\omega_e^2 + \beta\omega_e\sqrt{\omega_e} + \gamma} \quad (2.12)$$

con $\alpha = -0,0106$, $\beta = 0,71248$, $\gamma = -1680,5$, y donde ω_e es la velocidad de la máquina en rpm. El par generado T_e se asume proporcional a la entrada de combustible, que es:

$$T_e(t) = K_1 f(t - \tau_1) \quad (2.13)$$

donde $K_1 = 5,102$ y la entrada de combustible f tiene un retraso τ_1 de transporte variable como sigue:

$$\tau_1(N) = 0,0029996 + \frac{29,166}{\omega_e} \quad (2.14)$$

En [7] se presenta un modelo de tercer orden para el que se propone un controlador no lineal para la velocidad del motor diesel y que se mostrará en el capítulo 3:

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= \omega_e \\ \frac{d\omega_e}{dt} &= h_1\dot{m}_f + h_2 + \frac{h_3}{\dot{m}_f} \\ \frac{dp_1}{dt} &= \frac{T_1 r \dot{m}_{ai}}{V_1} - \frac{V_{cy} n}{4V_1 \pi} \eta_v \omega_e p_1 \end{aligned} \quad (2.15)$$

ω_e , la velocidad angular del motor diesel, m_f el flujo de combustible, θ la posición angular del eje, p_1 y T_1 la presión y la temperatura en el múltiple de entrada, r la constante de gases ideales, m_{ai} el flujo de aire que entra en el múltiple de entrada, V_{cy} el volumen de los cilindros, n el número de cilindros, V_1 el volumen del múltiple de entrada, η_v la eficiencia volumétrica del motor diesel y:

$$\begin{aligned} h_1 &= p_{th} \frac{a_\lambda}{J \omega_e} \\ h_2 &= \frac{1}{J \omega_e} \left(\frac{p_{th} b_\lambda V_{cy} n \omega_e \eta_v p_1}{4r T_1 \pi} - P_b \right) \\ h_3 &= \frac{p_{th} c_\lambda V_{cy}^2 n^2 \eta_v^2 p_1^2 \omega_e}{16 J r^2 T_1^2 \pi^2} \end{aligned} \quad (2.16)$$

donde p_{th} es el valor calorífico neto para el combustible diesel, J es el momento de inercia del motor diesel, P_b es la potencia de carga del motor diesel, los coeficientes a_λ , $b_\lambda > 0$ y $c_\lambda < 0$, definen la relación aire combustible $\lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}$, mediante el polnomio $\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2$, donde \dot{m}_{ao} es el flujo de aire que entra en la cámara de combustión desde el compresor y \dot{m}_f es el flujo de combustible entrando en la cámara de combustión.

2.2. Modelo del motor de inducción

Las ecuaciones para el motor de inducción expresadas en los ejes de referencia $a - b$ fijados al estator, obtenidas por medio de una transformación de tres a dos fases para obtener un modelo en variables de estado se muestran a continuación:

$$\begin{aligned}
R_s i_{sa} + \frac{d\psi_{sa}}{dt} &= u_{sa} \\
R_s i_{sb} + \frac{d\psi_{sb}}{dt} &= u_{sb} \\
R_r i_{ra} + \frac{d\psi_{ra}}{dt} + n_p \omega_m \psi_{rb} &= 0 \\
R_r i_{rb} + \frac{d\psi_{rb}}{dt} - n_p \omega_m \psi_{ra} &= 0
\end{aligned} \tag{2.17}$$

donde R , i , ψ , u_s , denotan resistencia, corriente, flujo y la entrada de voltaje al estator de la máquina; los subíndices s y r indican cantidades que pertenecen al estator y al rotor de la máquina, (a, b) denotan las componentes de un vector con respecto a un eje de referencia fijado al estator; n_p denota el número de pares de polos de la máquina de inducción y ω_m la velocidad del rotor.

Las ecuaciones para el flujo magnético son:

$$\begin{aligned}
\psi_{sa} &= L_s i_{sa} + M i_{ra} \\
\psi_{sb} &= L_s i_{sb} + M i_{rb} \\
\psi_{ra} &= L_r i_{ra} + M i_{sa} \\
\psi_{rb} &= L_r i_{rb} + M i_{sb}
\end{aligned} \tag{2.18}$$

donde L_s , L_r , son las autoinductancias y M es la inductancia mutua. Sustituyendo (2.18) en (2.17) se obtiene:

$$\begin{aligned}
R_s i_{sa} + \frac{M}{L_r} \frac{d\psi_{ra}}{dt} + \left(L_s - \frac{M^2}{L_r} \right) \frac{di_{sa}}{dt} &= u_{sa} \\
R_s i_{sb} + \frac{M}{L_r} \frac{d\psi_{rb}}{dt} + \left(L_s - \frac{M^2}{L_r} \right) \frac{di_{sb}}{dt} &= u_{sb} \\
\frac{R_r}{L_r} \psi_{ra} - \frac{R_r}{L_r} M i_{sa} + \frac{d\psi_{ra}}{dt} + n_p \omega_m \psi_{rb} &= 0 \\
\frac{R_r}{L_r} \psi_{rb} - \frac{R_r}{L_r} M i_{sb} + \frac{d\psi_{rb}}{dt} + n_p \omega_m \psi_{ra} &= 0
\end{aligned} \tag{2.19}$$

El par producido por la máquina de inducción se expresa en términos de los flujos de rotor y las corrientes de estator como:

$$T = \frac{n_p M}{L_r} (\psi_{ra} i_{sb} - \psi_{rb} i_{sa}) \tag{2.20}$$

Por lo que la dinámica del rotor es:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{n_p M}{J L_r} (\psi_{ra} i_{sb} - \psi_{rb} i_{sa}) - \frac{T_L}{J} \tag{2.21}$$

donde J es el momento de inercia del rotor y cualquier herramienta sujeta a él y T_L es el par de carga.

Sumando (2.21) a (2.19) y reordenando el sistema en forma de ecuaciones de estado se obtiene:

$$\begin{aligned}
\frac{d\omega_m}{dt} &= \frac{n_p M}{J L_r} (\psi_{ra} i_{sb} - \psi_{rb} i_{sa}) - \frac{T_L}{J} \\
\frac{d\psi_{ra}}{dt} &= -\frac{R_r}{L_r} \psi_{ra} - n_p \omega_m \psi_{rb} + \frac{R_r}{L_r} M i_{sa} \\
\frac{d\psi_{rb}}{dt} &= n_p \omega_m \psi_{ra} - \frac{R_r}{L_r} \psi_{rb} + \frac{R_r}{L_r} M i_{sb} \\
\frac{di_{sa}}{dt} &= \frac{M R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{ra} + \frac{n_p M}{\sigma L_s L_r} \omega_m \psi_{rb} - \left(\frac{M^2 R_r + L_r^2 R_s}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sa} + \frac{1}{\sigma L_s} u_{sa} \\
\frac{di_{sb}}{dt} &= -\frac{n_p M}{\sigma L_s L_r} \omega_m \psi_{ra} + \frac{M R_r}{\sigma L_s L_r^2} \psi_{rb} - \left(\frac{M^2 R_r + L_r^2 R_s}{\sigma L_s L_r^2} \right) i_{sb} + \frac{1}{\sigma L_s} u_{sb}
\end{aligned} \tag{2.22}$$

donde:

$$\sigma = 1 - \left(\frac{M^2}{L_s L_r} \right)$$

2.3. Modelo del embrague

En los sistemas automotrices el embrague es un sistema muy importante para un buen rendimiento del sistema de transmisión. El embragado se debe controlar con el fin de satisfacer diferentes objetivos: pérdidas pequeñas por fricción, un tiempo mínimo para el embragado y conservar la comodidad del conductor. Estas metas deben ser alcanzadas aplicando una fuerza conveniente normal al plato del embrague controlado.

En la figura 2.2 se muestra un esquema típico de un sistema de transmisión. El par producido por la máquina de combustión interna se transmite a las llantas mediante el embrague. Durante el cambio de las relaciones de engranes la fuerza aplicada al disco del embrague separa el disco de la máquina de combustión interna y determina el par transmitido a la línea de transmisión. Los elementos, de fricción y elásticos en la figura 2.2 se usan para modelar el comportamiento mecánico de la transmisión. El modelo dinámico total se obtiene aplicando un balance de par en los diferentes nodos de la estructura presentada en la figura 2.2

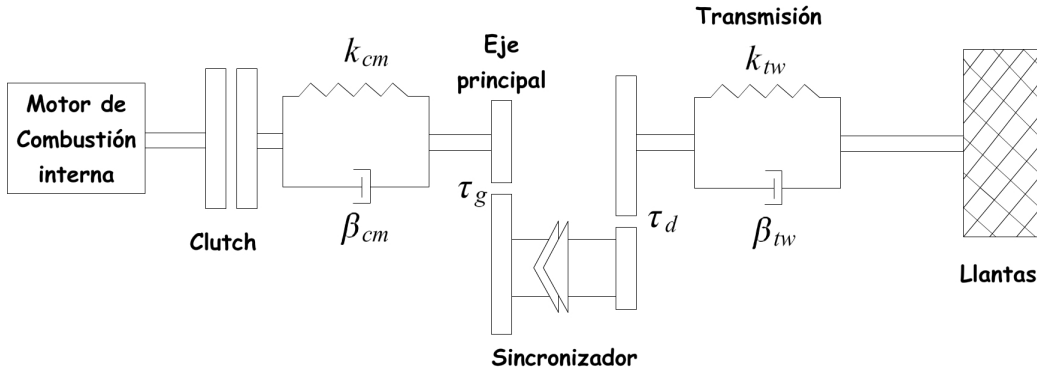


Figura 2.2: Esquema de la línea de transmisión

[50], y recordando que si un par opera como un par de carga en un subsistema dado, actuará como un par de empuje en el siguiente subsistema. La ecuación dinámica de la velocidad del eje ω_e puede ser escrita como:

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - \beta_e \omega_e - T_{ec} \quad (2.23)$$

donde los subíndices e y c se usan para los términos de la máquina de combustión interna y del embrague respectivamente, J_e es la inercia de la máquina, T_e es el par de la máquina, β_e es el coeficiente de fricción del eje, T_{ec} es el par transmitido por el embrague (actuando como carga para el subsistema mecánico de la máquina de combustión interna). De la misma forma, la ecuación dinámica para la velocidad del plato del embrague ω_c puede ser escrita como:

$$J_c \dot{\omega}_c = T_{ec} - k_{cm}(\theta_c - \theta_m) - \beta_{cm}(\omega_c - \omega_m) \quad (2.24)$$

donde el subíndice m indica el eje principal y la variable θ indica las posiciones angulares de los ejes.

Aplicando un balance de par en la flecha principal se puede escribir:

$$\begin{aligned}
J_{eq}(\tau_g, \tau_d)\dot{\omega}_m &= k_{cm}(\theta_c - \theta_m) + \beta_{cm}(\omega_c - \omega_m) - \tau_g\tau_d[k_{tw}(\tau_g\tau_d\theta_m - \theta_w) \\
&\quad + \beta_{tw}(\tau_g\tau_d\omega_m - \omega_w)]
\end{aligned} \tag{2.25}$$

con $J_{eq}(\tau_g, \tau_d) = J_m + \tau_g^2(J_{s1} + J_{s2} + \tau_d^2 J_t)$, los subíndices s y t denotan al sincronizador y la flecha de transmisión respectivamente, J_{s1} y J_{s2} son las inercias de los dos discos conectados al sincronizador, τ_g es la relación de engranaje, τ_d es la relación de engranaje. Finalmente, se tiene la siguiente condición de equilibrio en la llanta:

$$J_w\dot{\omega}_w = k_w(\tau_g\tau_d\theta_m - \theta_w) + \beta_{tw}(\tau_g\tau_d\omega_m - \omega_w) - \beta_w\omega_w - T_{load} \tag{2.26}$$

donde el subíndice w se usa para la llanta, J_w es la inercia que toma en cuenta las llantas y el resto de las partes del vehículo, y T_{load} es el par de carga.

El modelo de la transmisión se puede representar de tal forma que queden remarcados los términos de inercia y de amortiguamiento. En particular, mediante la definición del vector θ de las posiciones angulares de las flechas y el vector de control $u = (T_e, T_{cc})^T$, el modelo (2.23) -(2.26) queda como:

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + K\theta = Gu - DT_{load} \tag{2.27}$$

donde:

$$J = \begin{pmatrix} J_e & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{eq}(\tau_g) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_w \end{pmatrix} \tag{2.28}$$

$$B = \begin{pmatrix} \beta_e & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \beta_{cm} & -\beta_{cm} & 0 \\ 0 & -\beta_{cm} & \beta_{cm} + \tau_g^2 \tau_d^2 \beta_{tw} & -\tau_g \tau_d \beta_{tw} \\ 0 & 0 & -\tau_g \tau_d \beta_{tw} & \beta_{tw} \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

$$K = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{cm} & -k_{cm} & 0 \\ 0 & -k_{cm} & k_{cm} & -\tau_g^2 \tau_d^2 k_{tw} \\ 0 & 0 & -\tau_g \tau_d k_{tw} & k_{tw} \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

$$G^T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

$$D^T = (0 \ 0 \ 0 \ 1) \quad (2.32)$$

2.3.1. Modelo de segundo orden

La posibilidad de usar un modelo simplificado es un paso muy importante para el diseño del controlador del embrague. Con este objetivo [50], se supone que:

$$\omega_w = \tau_g \tau_d \omega_m = \tau_g \tau_d \omega_c \quad (2.33)$$

Sustituyendo (2.33) en (2.23)-(2.26) y sumando las ecuaciones resultantes, el sistema de transmisión total desde el embrague hasta las llantas puede ser aproximado con el sistema de primer orden:

$$J_v(\tau_g, \tau_d) \dot{\omega}_v = T_{ec} - \beta_v(\tau_g, \tau_d) \omega_v - T_L \quad (2.34)$$

donde $J_v = J_c + J_{eq}(\tau_g, \tau_d) + \tau_g^2 \tau_d^2 J_w$, $\beta_v(\tau_g, \tau_d) = \tau_g^2 \tau_d^2 \beta_w$, $T_L = \tau_g \tau_d T_{load}$ y

ω_v es la velocidad del plato del embrague. La ecuación (2.23) modela la rotación del eje, mientras que (2.34) modela la rotación del plato del embrague, después de suponer una línea de transmisión rígida. Aunque las ecuaciones (2.23) y (2.34) no modelan en detalle el sistema de transmisión total, capturan las dinámicas principales del sistema bajo investigación y son suficientemente simples para diseñar un controlador con procedimientos analíticos.

A partir de las ecuaciones anteriores se puede representar un modelo continuo a tramos lineal en invariante en el tiempo que representa en forma compacta el sistema de transmisión, durante las fases de embrague y desembrague. En particular cuando el plato está embragado, la suma de (2.23) y (2.34) conduce a:

$$(J_e + J_v(\tau_g, \tau_d))\dot{\omega} = T_e - (\beta_e + \beta_v(\tau_g, \tau_d))\omega - T_L \quad (2.35)$$

donde $\omega = \omega_e = \omega_v$. Entonces el cambio del modelo de deslizamiento (2.23), (2.34) al modelo de embrague (2.35) está determinado por la condición $\omega_e = \omega_v$.

Para propósitos del diseño del control, un modelo de deslizamiento diferente se puede obtener usando como variables de estado la velocidad de la máquina y la llamada velocidad de deslizamiento $\omega_{sl} = \omega_e - \omega_v$. En particular, de (2.23) y (2.34) es simple obtener el siguiente modelo dinámico para la fase de deslizamiento:

$$\dot{\omega}_e = -\frac{\beta_e}{J_e}\omega_e + \frac{1}{J_e}T_e - \frac{1}{J_e}T_{ec} \quad (2.36)$$

$$\dot{\omega}_{sl} = \left(-\frac{\beta_e}{J_e} + \frac{\beta_v}{J_v}\right)\omega_e - \frac{\beta_v}{J_v}\omega_{sl} + \frac{1}{J_e}T_e - \left(\frac{1}{J_e} + \frac{1}{J_v}\right)T_{ec} + \frac{1}{J_e}T_L \quad (2.37)$$

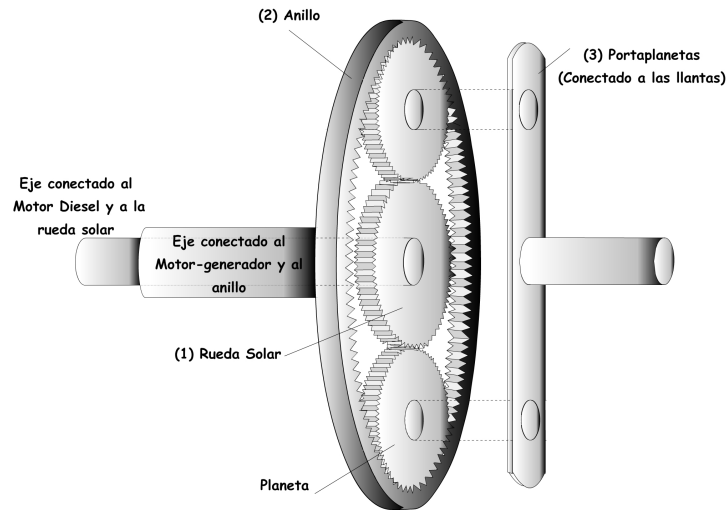


Figura 2.3: Sistema de engranes planetarios

2.4. Sistema de engranes planetarios

Los conjuntos de engranes planetarios son ampliamente utilizados en transmisiones automáticas. Los engranes planetarios también se encuentran en muchos vehículos híbridos para combinar la potencia mecánica desde varias fuentes (usualmente dos) de potencia a varias cargas mecánicas. El sistema de transmisión de potencia híbrido basado en engranes planetarios (PGHP por sus siglas en inglés), se considera una de las configuraciones más eficientes para vehículos híbridos. El sistema controla la velocidad y el par de cada componente por lo que puede producir velocidades de entrada y salida para la operación óptima del sistema total. El sistema de engranes planetarios reduce las pérdidas de energía en la transmisión. En este caso se considera la estructura en paralelo mostrada en la figura 2.4 que se describe a continuación. El motor de combustión interna se conecta por medio de un reductor mecánico y un sistema de freno-embague con la rueda planetaria solar (rueda 1 en la figura 2.3). El motor-generator está conectado con la rueda de la corona (rueda 2). El portaplanetas (rueda 3) transmite la suma (con signo positivo a negativo dependiendo del modo de operación) de la potencia generada por el motor eléctrico y por el de combustión interna a través de un sistema de engranes diferenciales.

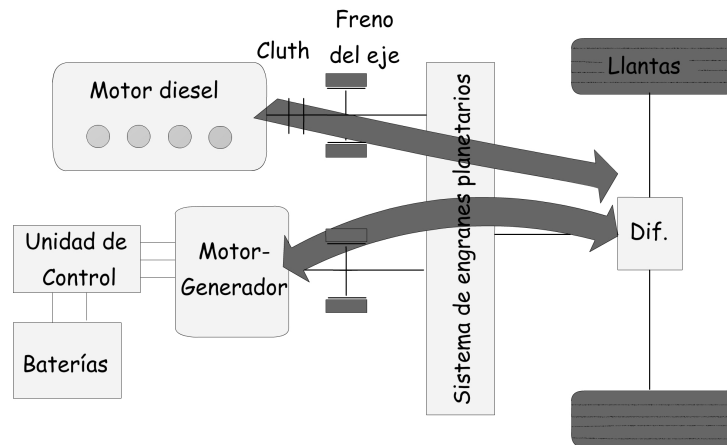


Figura 2.4: Flujo de potencia en el vehículo híbrido paralelo.

Esta transmisión tiene un conjunto de engranes planetarios con dos grados de libertad. Normalmente, todas las flechas que se mueven ofrecen la posibilidad de flujo de energía en ambas direcciones, positiva o negativa entre los tres engranes planetarios. El sistema embrague-freno y una estrategia de control adecuada se usan para ajustar el motor de combustión interna en el punto de operación adecuado en el área de mayor eficiencia. Hay tres modos de operación diferentes, donde el sistema embrague-freno es muy importante. El motor de combustión interna está ligado con una terminal del eje del embrague. La otra terminal del eje del embrague está ligada con la rueda solar. Este eje tiene además un sistema de freno, que opera simultáneamente con el embrague durante su acoplamiento o desacoplamiento. Cuando el embrague está desacoplado, la rueda solar es frenada. Durante el acoplamiento del embrague, el freno se libera. El segundo freno está instalado en la flecha del motor-generador, que está conectada a la rueda de la corona. Cuando el par del motor está cercano a cero (el valor del voltaje del motor es cercano a cero), la rueda de la corona puede frenar. El sistema de frenos permite reducir los grados de libertad de 2 a 1. Cuando el sistema de engranes planetarios opera en dos grados de libertad, se obtiene el modo de operación híbrido. Cuando el sistema de engranes planetarios tiene un solo grado de libertad, se consigue un modo eléctrico puro o el modo de combustión interna puro.

Cuando se desconecta el motor de combustión interna, el embrague se desacopla y la rueda solar se frena, entonces es posible obtener el modo de frenado

regenerativo. Durante el frenado regenerativo, la energía cinética del vehículo se transfiere desde las llantas de tracción por medio del portaplanetas u horquilla y la rueda de la corona al motor-generador, y este opera de manera que carga la batería. De este modo la transmisión planetaria actúa como un reductor ordinario (un grado de libertad).

La relación básica del sistema de engranes planetarios mostrado se calcula a partir del movimiento relativo del portaplanetas con respecto al engrane solar y al anillo:

$$n_b = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = -\frac{z_2 z_3}{z_3 z_1} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{r_2}{r_1}$$

Si se mantiene fijo el anillo, la relación básica es:

$$n_b = \frac{\omega_1 - \omega_3}{0 - \omega_3} = -\frac{r_2}{r_1}$$

De donde se tiene que:

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = 1 + \frac{r_2}{r_1}$$

De la misma forma, manteniendo fijo ahora el engrane solar:

$$n_b = \frac{0 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = -\frac{r_2}{r_1}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_3} = 1 + \frac{r_1}{r_2}$$

si

$$\frac{r_2}{r_1} = k$$

$$\omega_3 = \frac{k}{1+k} \omega_2 \quad (2.38)$$

$$\omega_3 = \frac{1}{1+k}\omega_1 \quad (2.39)$$

Si el vehículo está en modo híbrido, la velocidad en el portaplanetas está dada por:

$$\omega_3 = \frac{1}{k+1}\omega_1 + \frac{k}{k+1}\omega_2 \quad (2.40)$$

La potencia de salida se calcula mediante:

$$N_3 = \frac{M_3}{k+1}\omega_1 + \frac{M_3k}{k+1}\omega_2 \quad (2.41)$$

$$N_i = M_i \cdot \omega_i \quad (2.42)$$

donde las variables utilizadas son:

- k Relación básica de la caja de engranes planetarios.
- N_i Potencia mecánica del elemento i .
- M_i Par en la flecha del elemento i .
- ω_i Velocidad angular del elemento i .
- r_i Radio del engrane i .
- z_i Número de dientes del engrane i .
- $i = 1$ Para el engrane solar.
- $i = 2$ Para el engrane anular.
- $i = 3$ Para el engrane planetario.

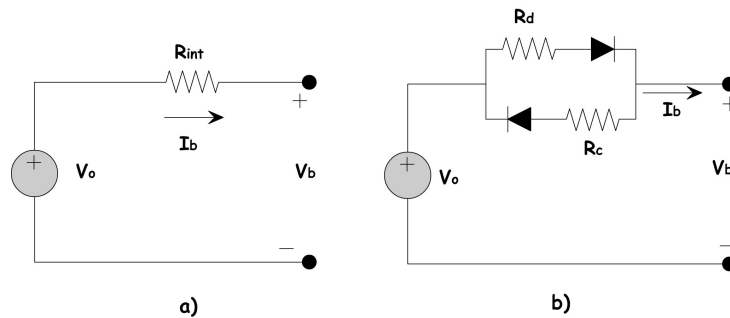


Figura 2.5: Modelos de batería: a) modelo simplificado. b) modelo con resistencias de carga y descarga

2.5. Modelo de la batería

El modelo de una batería comúnmente usado se muestra en la figura 2.5 (a) [49]. Consiste en una fuente ideal con voltaje de circuito abierto V_{oc} , una constante de resistencia interna equivalente R_{int} y el voltaje en la terminal de la batería representado por V_b . El voltaje V_b puede ser obtenido de la medición en circuito abierto, y R_{int} puede ser medido mediante la conexión de la carga y midiendo tanto la corriente como el voltaje en la terminal, en condiciones de plena carga. Sin embargo, se ha encontrado que la resistencia interna es diferente bajo condiciones de carga y descarga. También, que este modelo no captura las dinámicas internas de la batería, en particular el efecto de difusión de los químicos electrolíticos entre las placas de la batería.

Para explicar los valores diferentes de las resistencias bajo condiciones de carga y descarga, el circuito puede ser modificado como se muestra en la figura 2.5 (b). Este modelo tiene dos tipos de resistencias internas, R_c y R_d , que están asociados con el proceso de carga y descarga de la batería respectivamente. Estos dos parámetros (R_c y R_d) modelan todas las formas de pérdida de energía que incluyen pérdidas eléctricas y no eléctricas. Los diodos, mostrados en la figura 2.5 (b) implican que durante carga o descarga solo una de las resistencias R_c y R_d (que están en serie con los diodos) será usada, porque cuando un diodo es polarizado, el otro será polarizado al revés. Estos diodos se representan solamente para propósitos de modelado y no tienen significado físico en la batería.

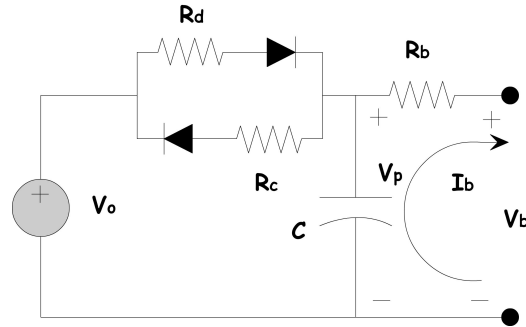


Figura 2.6: Modelo de batería con capacitancia y resistencias de carga y descarga

A fin de modelar la difusión del electrolito a través de la batería y su efecto resultante de causar transitorios de corriente en la batería, se agrega un capacitor al modelo como se muestra en la figura 2.6. Este es el modelo adoptado en esta tesis para simular la batería y fue obtenido de [48] y [49].

Basados en este circuito de la figura 2.6, las ecuaciones para carga y descarga son:

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_d C} + V_{oc} \frac{1}{R_d C} - i_b \frac{1}{C}, \text{ si } V_p \leq V_{oc} \quad (2.43)$$

$$\dot{V}_p = -V_p \frac{1}{R_c C} + V_{oc} \frac{1}{R_c C} - i_b \frac{1}{C}, \text{ si } V_p > V_{oc} \quad (2.44)$$

donde $i_b = \frac{V_p - V_{oc}}{R_b}$, se considera con un signo positivo cuando la batería se está descargando. El valor nominal de la capacitancia de polarización utilizado en [48] es 40 F. El parámetro de capacitancia no representa necesariamente un proceso puramente eléctrico. Por ejemplo, una porción de la capacitancia efectiva es debida a la difusión química dentro de la batería. Los parámetros de resistencia y capacitancia dependen de la temperatura, el estado de carga SOC (state of charge), y el diseño del dispositivo.

Basados en el modelo del circuito de la figura 2.6, bajo condiciones sin carga ($i_b = 0$), $V_t = V_p$, ambos convergen a V_o con un tiempo constante determinado por $R_d C$.

2.5.1. Estado de carga de la batería VS voltaje de circuito abierto

El voltaje de circuito abierto en estado estable v_{oc} es una función de la temperatura y más o menos lineal relacionada con el SOC remanente. Basados en los datos de la batería, es posible estimar parámetros a y b tales que:

$$v_{oc}(t) = aSOC(t) + b \quad (2.45)$$

$$SOC(t) = \frac{v_{oc}(t) - b}{a} \quad (2.46)$$

donde $v_{oc}(t)$ es el voltaje del paquete de baterías en circuito abierto y $SOC(t)$ es el porcentaje de SOC remanente. Para el paquete de baterías considerado en [49] y que se utiliza en este trabajo, un paquete de baterías lleno ($SOC = 100\%$) corresponde a un voltaje de 330 V. Y, un paquete de baterías vacío ($SOC = 0\%$) corresponde a un voltaje de 270 V. Por lo que:

$$a = 0,6 \frac{V}{\%SOC} \quad (2.47)$$

y

$$b = 270 \text{ V} \quad (2.48)$$

Capítulo 3

Control

El problema de la operación de vehículo híbrido consiste en cómo proporcionar potencia para que la potencia disponible permita satisfacer las demandas del conductor, cuándo y en qué proporción deben accionarse los diferentes subsistemas. Este problema se mide usualmente a través de ciclos de manejo. Además, para realizar el control del sistema de propulsión híbrido se requiere conocer los controles de los subsistemas por separado.

3.1. Ciclos de Manejo

Para comparar las emisiones contaminantes de diferentes vehículos bajo las mismas bases se han introducido los ciclos de manejo consistentes de una velocidad estandarizada y perfiles de elevación durante periodos fijos. Existen varios ciclos de manejo comúnmente usados. En Estados Unidos el ciclo de manejo urbano federal (FUDS) representa el manejo típico en la ciudad, mientras que el ciclo de manejo en carretera federal (FHDS por sus siglas en inglés) refleja las condiciones de manejo en carretera. El ciclo FTP-75 es uno y medio el ciclo FUDS, e incluye una fase de calentamiento típico. En la primera mitad del ciclo FUDS se consideran condiciones húmedas frías, y en la segunda mitad se consideran condiciones húmedas calientes, y es manejada después de un periodo de 10 minutos de estar apagado el motor. Existen otros ciclos de manejo como en Europa el ECE, el MVEG-95 y el EUDC. En general cada compañía automotriz tiene un ciclo de manejo propio que refleja las condiciones promedio de manejo reales.

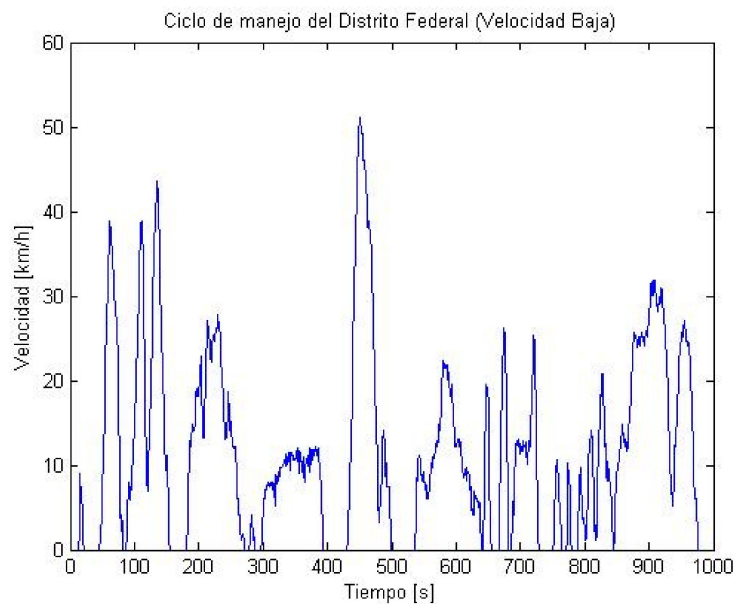


Figura 3.1: Ciclo de Manejo de la Ciudad de México (MX1)

Para el caso de México, se cuenta con tres ciclos representativos para la operación de los autobuses de transporte en el Distrito Federal, creados por el WVU (West Virginia University Emissions Lab) para un estudio sobre el transporte en la ciudad de México. La WVU seleccionó tres ciclos, cada uno con una duración de 1,000 segundos, los cuales representan mejor las características de velocidad-tiempo de segmentos selectos de los datos recopilados. El segmento MX1 representa la operación a baja velocidad, el segmento MX2 representa la operación a velocidad mediana y el segmento MX3 representa el desempeño de los autobuses de transporte cuando usan carriles confinados para su uso exclusivo. Los tres ciclos se combinan para establecer el Ciclo de Manejo de Autobuses en el Distrito Federal (MCS por sus siglas en inglés). Para el desarrollo de este trabajo se utilizó este ciclo de manejo ya que corresponde precisamente al tipo de vehículo y el lugar en el que se plantea el ambiente de desempeño del controlador.

3.1.1. Modos de manejo

Un vehículo híbrido puede ser operado de distintos modos: tracción con sólo motor eléctrico (*TME*), tracción con sólo motor de combustión interna (*TMCI*),

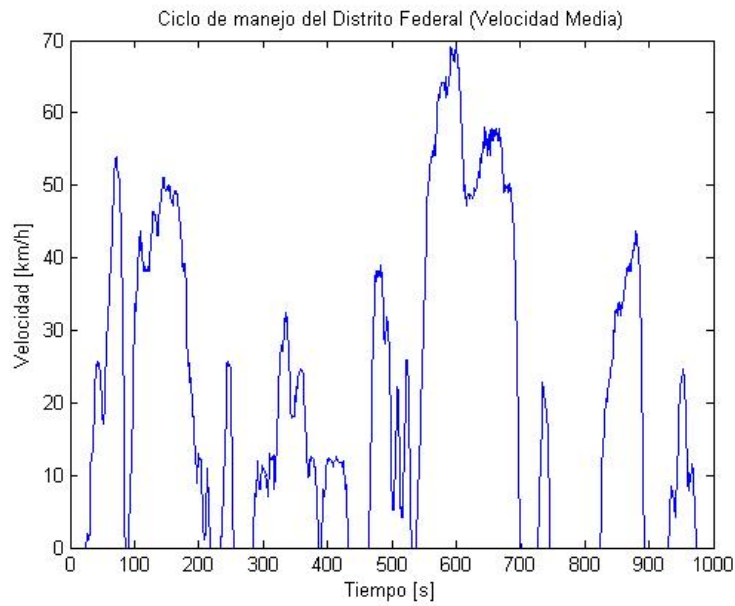


Figura 3.2: Ciclo de Manejo de la Ciudad de México (MX2)

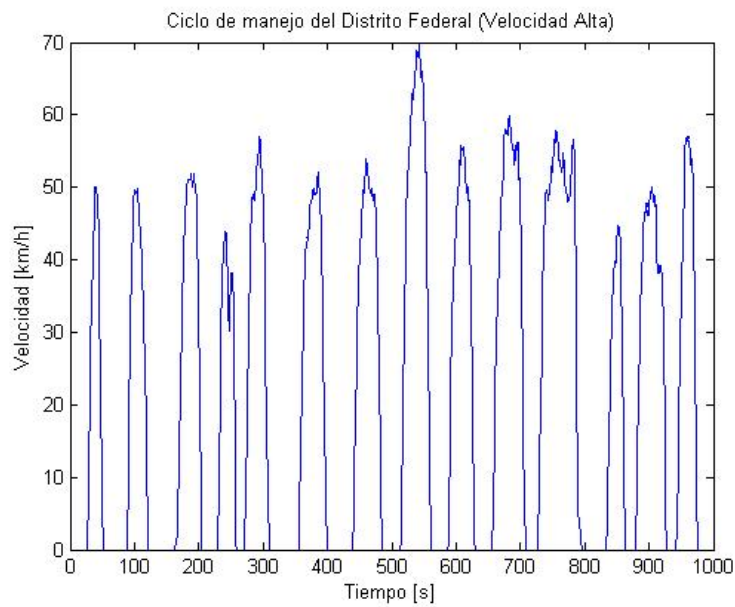


Figura 3.3: Ciclo de Manejo de la Ciudad de México (MX3)

tracción híbrida (TH), carga de baterías (CB), frenado regenerativo (FR). Estos modos de operación quedan definidos como:

- TME : En este modo de tracción, el vehículo se impulsa solamente utilizando el motor eléctrico y la energía almacenada en la batería hasta que se demande una potencia de propulsión predeterminada (variable de decisión) para el ciclo de manejo total, que no es necesariamente igual a la potencia de propulsión máxima disponible del motor eléctrico. El motor de combustión interna está apagado y no está acoplado.
- FR : En el modo de recuperación de energía de frenado, la energía cinética del frenado se recupera hasta un límite de potencia de generación máximo y se almacena en la batería. El motor de combustión interna está apagado o no está acoplado y trabaja en vacío.
- CB : En el modo de recarga de baterías, la potencia instantánea del motor de combustión interna es mayor que la potencia necesaria para el manejo del vehículo. La energía sobrante se almacena en la batería.
- TH : Durante el modo asistido o híbrido, la potencia del motor de combustión interna es menor que la potencia necesaria para el manejo. A la potencia del motor de combustión interna se suma la potencia de la batería entregada a través del motor eléctrico.
- $TMCI$: En el modo de tracción con sólo el motor de combustión interna, solo la potencia del motor de combustión interna se utiliza para la propulsión del vehículo y no se usa ni proporciona energía eléctrica.

Durante los modos TME y FR el motor de combustión interna está apagado, por lo que no hay uso de combustible. Esto también es referido a menudo como modo de paro en vacío.

Los puntos de operación dados en ciertas condiciones de manejo (ciclo de manejo y parámetros del vehículo) pueden ser encontrados en más de un modo de manejo. Para una mayor facilidad de entendimiento, los modos están representados como áreas de operación en mapas de eficiencia separados por dos curvas de potencia como se muestra en la figura 3.4. La línea sólida de potencia separa el modo de tracción con sólo el motor eléctrico del modo de recarga y el modo de tracción con sólo el motor de combustión interna. La línea punteada separa

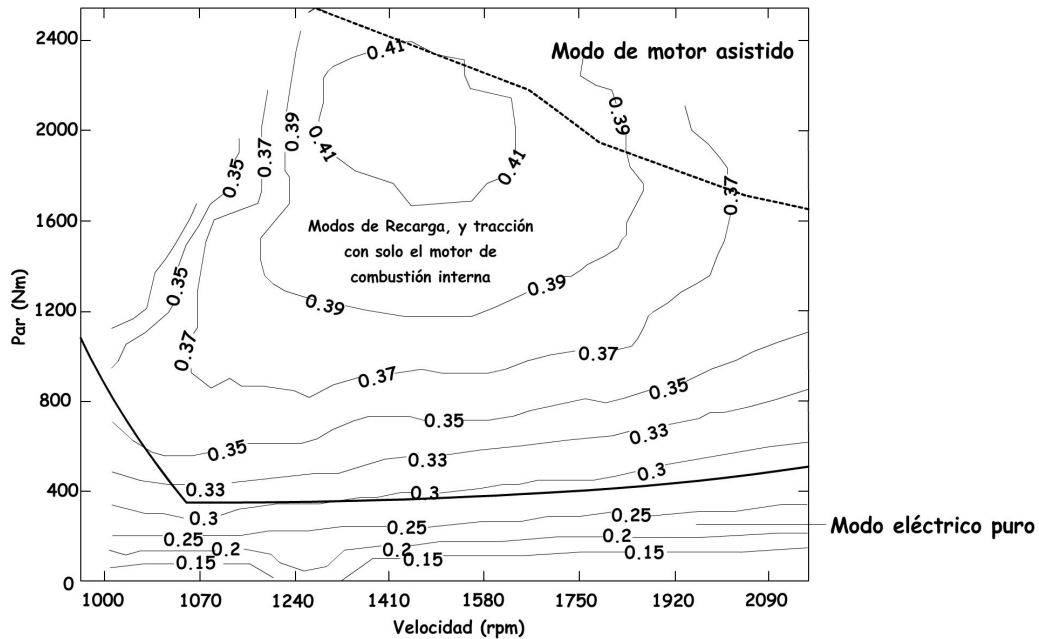


Figura 3.4: Zonas de operación del vehículo híbrido

los puntos de operación de la máquina durante el modo de recarga y el modo de tracción con sólo el motor de combustión interna del modo de potencia asistida. Los valores de potencia para los que las baterías durante el modo de tracción con sólo el motor eléctrico son suficientes están representados debajo de la línea sólida mostrada en la figura 3.4.

Con los modos de manejo mencionados, la estrategia de control debe decidir qué modo es el mejor para satisfacer la demanda del conductor. El conductor puede solicitar tanto un par positivo como uno negativo para el manejo del vehículo, utilizando los pedales de acelerador y freno respectivamente. Este análisis considera solamente la demanda del conductor para puntos de operación estáticos, y no maneja ningún transitorio de cargas (cambios en la masa considerada del vehículo).

El par negativo se obtiene directamente en un vehículo convencional, donde la fricción de los frenos proporciona una desaceleración que está relacionada con la presión hidráulica en el sistema de frenos controlada por la posición del pedal de freno. En el sistema de propulsión paralelo el par negativo requerido puede ser conocido a partir de la fricción de los frenos, o también con el generador eléctrico,

o con una combinación de ambos. Decidiendo la cantidad de par negativo proporcionado hasta un cierto límite establecido.

El par positivo requerido es manejado a través de la posición del pedal del acelerador en un vehículo convencional, la demanda de un par más alto del conductor incrementa el par de salida del motor de combustión interna. En el sistema de propulsión paralelo el par positivo puede ser proporcionado por el motor de combustión interna o por el motor eléctrico. Dependiendo de cómo es requerido el par, podría ser proporcionado completamente por el motor eléctrico o una combinación del motor eléctrico y el motor de combustión interna. Por lo que la decisión de cómo manejar el par positivo demandado deberá venir también de la estrategia de control.

Para comenzar a desarrollar la estrategia de control para el sistema de propulsión híbrido paralelo, se deben realizar algunas suposiciones de condiciones iniciales. Primero, la estrategia de control no considera la operación en frío. Las emisiones en arranque en frío en un motor de combustión interna son mayores que en un arranque en caliente, con esto en mente, una estrategia independiente debería ser desarrollada para la condición de arranque en frío.

Las condiciones iniciales asumen que el vehículo opera en condiciones normales. Esto implica que todos los componentes operan correctamente dentro de sus límites individuales de temperatura, velocidad y par. Este análisis está enfocado en analizar qué combinación de componentes resulta eficiente para proporcionar un par específico.

Otras mejoras como reducción de peso, reducción del coeficiente aerodinámico de arrastre ayudarían a reducir el consumo de combustible y no cambiarán la estrategia significativamente, ya que el vehículo simplemente usará menos combustible debido a las menores cargas a las mismas velocidades.

La estrategia de control basada en las condiciones explicadas anteriormente, es incrementar la carga promedio de la máquina mientras se balancea el modo de generación del motor de combustión interna con el modo de tracción con solo el motor eléctrico para mantener el estado de carga de la batería dentro de los límites deseados.

El incremento de la carga promedio del motor de combustión interna se compone de tres zonas diferentes. El paro del motor de combustión interna en vacío

disminuye la cantidad de tiempo en que éste está trabajando en vacío, por lo que se reduce la cantidad de tiempo en que el motor de combustión interna gasta combustible en cargas bajas. El modo de generación del motor de combustión interna incrementa la carga de este mientras está proporcionando una carga adicional a través del generador para recargar las baterías. La potencia almacenada en el modo de generación, incluyendo cualquier potencia almacenada por medio del modo de frenado regenerativo, puede ser utilizada en el modo de tracción puramente eléctrica. Este modo incrementa la carga media en el motor de combustión interna pero proporciona un camino eficiente para enfrentar las demandas bajas del conductor sin encender el motor de combustión interna, y usar la energía almacenada. La carga del motor de combustión interna puede incrementar de nuevo en el modo generación la energía almacenada una vez que este se enciende otra vez. También es importante asistir al motor de combustión interna con el motor eléctrico para obtener un buen rendimiento del vehículo. El modo de motor de combustión interna asistido debería suceder solamente para propósitos de rendimiento pico en el vehículo. Hay que notar que el modo híbrido está localizado en su mayor parte fuera del área de eficiencia pico. Otra vez, la meta del sistema híbrido es incrementar la carga media en el motor de combustión interna, por lo que cuando hay una cantidad suficiente de carga en el motor de combustión interna el sistema híbrido no debería interferir a menos que sea necesario.

3.2. Dinámica del vehículo

La ecuación elemental que describe el movimiento longitudinal de un vehículo tiene la forma siguiente:

$$m \frac{d}{dt} v(t) = F_t(t) - (F_a(t) + F_r(t) + F_g(t) + F_d(t)) \quad (3.1)$$

donde:

$F_a(t)$ es la fuerza de fricción aerodinámica .

$F_r(t)$ es la fuerza de fricción de rodamiento.

$F_g(t)$ es la fuerza de gravedad cuando se maneja en una superficie inclinada.

$F_d(t)$ es la fuerza de perturbación debida a todos los efectos no especificados.
 $F_t(t)$ es la fuerza de tracción efectiva generada.

3.2.1. Pérdidas por fricción aerodinámica

La fuerza por resistencia aerodinámica F_a que actúa sobre el vehículo en movimiento es causada por la fricción del aire alrededor de la superficie del vehículo. Por otra lado, las pérdidas son causadas por la diferencia de presiones entre la parte frontal y trasera del vehículo, generada por la separación del flujo del aire. Usualmente estas pérdidas se calculan mediante:

$$F_a(v) = \frac{1}{2} \rho_a \cdot A_f \cdot C_d \cdot v^2 \quad (3.2)$$

donde ρ_a es la densidad del aire, A_f es el área frontal del vehículo, C_d es el coeficiente de arrastre del vehículo y v es la velocidad del vehículo.

3.2.2. Pérdidas por fricción de rodamiento

La fuerza de fricción por rodamiento puede ser modelada como:

$$F_r(v) = c_r \cdot m_v \cdot g \cdot \cos(\alpha), \quad v > 0 \quad (3.3)$$

donde m_v es la masa del vehículo, g es la aceleración debida a la gravedad. El término $\cos(\alpha)$ modela la influencia de un camino inclinado, c_r es el coeficiente de fricción por rodamiento que depende de variables como la velocidad del vehículo, la presión en las llantas y las condiciones de la superficie del camino.

3.2.3. Fuerza por manejo en pendientes

La fuerza inducida por la gravedad cuando se maneja en una superficie inclinada influye considerablemente en el comportamiento del vehículo. Esta fuerza puede ser modelada como:

$$F_a(\alpha) = m_v \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (3.4)$$

3.2.4. Fuerzas inerciales

La inercia del vehículo y la de las partes giratorias dentro del vehículo causan fuerzas ficticias (d'Alembert). Las fuerzas inerciales inducidas por la masa del vehículo se incluyen en la parte izquierda de (3.1). Las inercias de las masas giratorias del sistema de transmisión son tomadas en cuenta en los respectivos submodelos.

3.2.5. Modos de operación del vehículo

De la ecuación diferencial de primer orden (3.1), la velocidad v del vehículo puede ser calculada como una función de la fuerza de tracción F_t . Dependiendo del valor de F_t el vehículo puede operar en tres modos distintos:

- $F_t > 0$, tracción, es decir, uno o los dos motores proporcionan una fuerza al vehículo.
- $F_t < 0$, frenado, los frenos o el generador absorben la energía cinética del vehículo.
- $F_t = 0$, punto muerto o neutral (cruce), ninguno de los motores proporciona potencia y las pérdidas por resistencia al movimiento son exactamente proporcionales al decrecimiento de la energía cinética.

De la ecuación (3.1), se puede obtener la fuerza de tracción requerida para mover un vehículo con un perfil de velocidad dado:

$$F_t = m_v \frac{dv}{dt} + (F_a(t) + F_r(t) + F_g(t) + F_d(t)) \quad (3.5)$$

y la potencia tractiva instantánea P_t .

$$P_t = F_t(t)v(t) \quad (3.6)$$

Por lo anterior, una vez que ha sido definido un ciclo de manejo, usando (3.4) es posible definir para cada intervalo de tiempo en qué modo está operando un vehículo.

El problema a resolver requiere una estrategia de optimación de un sistema modelado a partir de un sistema híbrido que tiene varios estados y en donde cada estado tiene un sistema dinámico. Interesa reducir el consumo de combustible, emisiones contaminantes y seguir lo mejor posible los comandos del conductor.

Las condiciones que determinan un cambio de estado en el autómata finito (c_i en la figura 3.5), se buscan tratando de minimizar una función objetivo J(consumo, trayectoria, emisiones) cumpliendo con las restricciones de los subsistemas como el estado de carga en la baterías, la potencia disponible en los motores y las regiones de operación más eficientes, lo que se realiza en el caso de esta tesis mediante reglas heurísticas.

3.2.6. Control de velocidad del motor de combustión interna diesel

Para controlar la velocidad y potencia del motor diesel, se usa la ley de control propuesta en [7], aplicada al modelo definido por la ecuación (2.15):

$$\dot{m}_f = \frac{-(h_2 + \omega_e - \omega_0) + \sqrt{\Delta h}}{2h_1(\theta, \omega_e, p_1)} \quad (3.7)$$

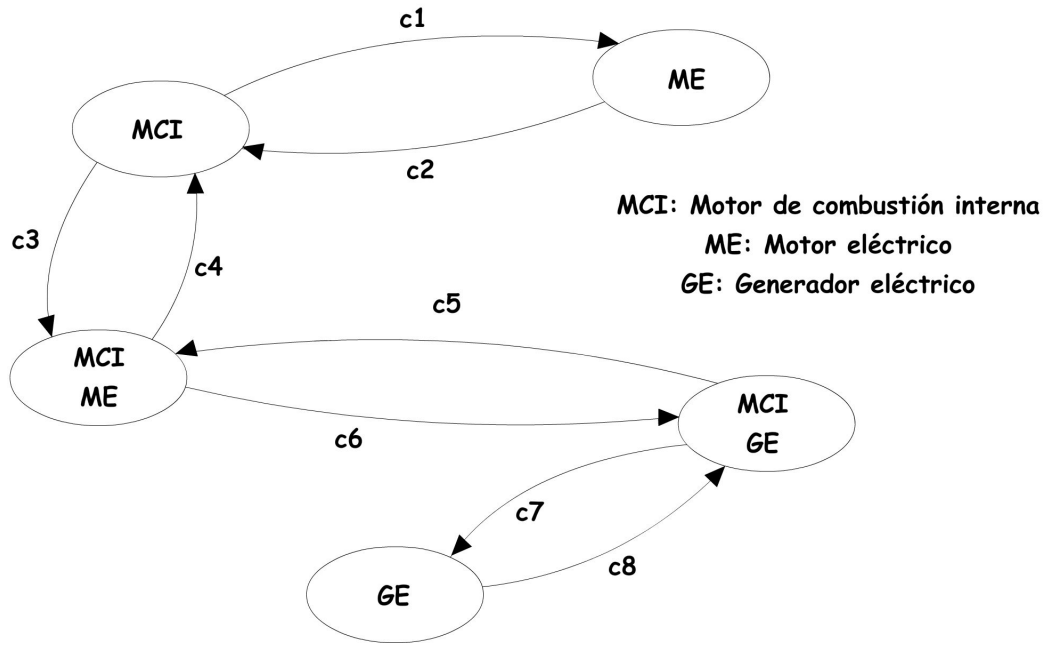


Figura 3.5: Sistema de propulsión híbrido como autómata finito

$\Delta h = (h_2 + \omega_e - \omega_0)^2 - 4h_1h_3$, ω_0 la velocidad de referencia, con $\omega_e(0) > 0$, entonces $|\omega_e(t) - \omega_0| \rightarrow 0$ cuando $t \rightarrow \infty$.

y h_1, h_2, h_3 se definen como:

$$\begin{aligned}
 h_1 &= p_{th} \frac{a_\lambda}{J \omega_e} \\
 h_2 &= \frac{1}{J \omega_e} \left(\frac{p_{th} b_\lambda V_{cy} n \omega_e \eta_v p_1}{4r T_1 \pi} - P_b \right) \\
 h_3 &= \frac{p_{th} c_\lambda V_{cy}^2 n^2 \eta_v^2 p_1^2 \omega_e}{16 J r^2 T_1^2 \pi^2}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

donde $a_\lambda, b_\lambda > 0$ y $c_\lambda < 0$, son los coeficientes de un polinomio $\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2$ que define la relación aire combustible $\lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}$, donde \dot{m}_{ao} es el flujo

de aire que entra en la cámara de combustión desde el compresor y \dot{m}_f es el flujo de combustible entrando en la cámara de combustión.

Los parámetros usados en la simulación de este control son:

a_λ	100
b_λ	2
c_λ	-0.1
J	0.147 [Kgm ²]
V_{cy}	0.00195 [m ³]
p_{th}	43 [MJ/kg]
n	8
η_v	0.87
r	1.4
T_1	500 [K]

3.2.7. Control del turbocompresor

En el motor diesel se usó el controlador propuesto en [4] en el que se controla mediante la regulación del flujo de combustible, la presión en el múltiple de entrada y la velocidad del motor, utilizando una ley de control no lineal por retroalimentación. También se utiliza un controlador diseñado en [4], utilizando los puntos de operación (velocidad y flujo de combustible) proporcionados por el controlador de velocidad descrito en [7], utilizando pasivación indirecta, en el que primero se estabiliza un par entrada-salida mediante una entrada haciendo factible una pasivación indirecta de un sistema SISO y de esta manera llevando a puntos de operación deseados los valores de la válvula de recirculación de gases y la posición de las aspas del turbocompresor para obtener los valores adecuados de emisiones contaminantes y consumo de combustible.

Para el control del sistema turbocompresor se utilizó un modelo reducido que se obtiene a partir del modelo descrito en la ecuación (2.1), de acuerdo con [3]:

$$\begin{aligned}
 \dot{p}_1 &= k_1(W_c + \tilde{u}_1 - k_e p_1) \\
 \dot{p}_2 &= k_2(k_e p_1 - \tilde{u}_1 - \tilde{u}_2 + W_f) \\
 \dot{P}_c &= \frac{1}{\tau}(\eta_m P_t - P_c)
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

definiendo:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= p_1 - \bar{p}_1 \\
 x_2 &= p_2 - \bar{p}_2 \\
 x_3 &= P_c - \bar{P}_c \\
 u_1 &= \tilde{u}_1 - \bar{u}_1 \\
 u_2 &= \tilde{u}_2 - \bar{u}_2
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

se obtiene:

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= -k_1 k_e x_1 - \varphi_1(x_1) + \psi_1(x_1) x_3 + k_1 u_1 \\
 \dot{x}_2 &= k_2 k_e x_1 - k_2 (u_1 + u_2) \\
 \dot{x}_3 &= -\frac{1}{\tau} x_3 + \varphi_2(x_2) + \psi_2(x_2) u_2
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

donde:

$$\begin{aligned}
 \varphi_1(x_1) &= \frac{k_1 k_c \bar{P}_c}{1 - \bar{p}_1^{-\mu}} \left(\frac{\bar{p}_1^{-\mu} - (x_1 + \bar{p}_1)^\mu}{(x_1 + \bar{p}_1)^\mu - 1} \right) \\
 \psi_1(x_1) &= \frac{k_1 k_c}{(x_1 + \bar{p}_1)^\mu - 1} \\
 \varphi_2(x_2) &= \frac{\bar{P}_c}{\tau} \left(\frac{\bar{p}_2^{-\mu} - (x_2 + \bar{p}_2)^{-\mu}}{1 - \bar{p}_2^{-\mu}} \right) \\
 \psi_2(x_2) &= \frac{\eta_m k_t}{\tau} (1 - (x_2 + \bar{p}_2)^{-\mu})
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

y la ley de control es:

$$\begin{aligned}
\tilde{u}_1 &= \psi \left(-\alpha_1 \left((p_1 - \bar{p}_1) + \frac{k_1}{k_2} (p_2 - \bar{p}_2) \right) + \alpha_2 \psi_2 (p_2 - \bar{p}_2) (P_c - \bar{P}_c) \right) + \\
&\quad + k_e \left(p_1 - \bar{p}_1 + \frac{k_1}{k_2} (p_2 - \bar{p}_2) \right) - \phi(-p_2 + \bar{p}_2) + \bar{u}_1 \\
\tilde{u}_2 &= -\psi \left(-\alpha_1 \left((p_1 - \bar{p}_1) + \frac{k_1}{k_2} (p_2 - \bar{p}_2) \right) + \alpha_2 \psi_2 (p_2 - \bar{p}_2) (P_c - \bar{P}_c) \right) + \\
&\quad + \bar{u}_2
\end{aligned} \tag{3.13}$$

donde se debe cumplir:

$$\begin{aligned}
\phi(y) &= \alpha_3 y \\
\alpha_3 &> k_e \frac{k_1}{k_2}
\end{aligned} \tag{3.14}$$

$$\psi(\theta) = \begin{cases} \theta & \text{si } \theta \geq -\bar{u}_2 \\ -\bar{u}_2 & \text{si } \theta \leq -\bar{u}_2 \end{cases} \tag{3.15}$$

las constantes $\alpha_1, \alpha_2 > 0$ se pueden usar como variables de sintonización.

Designando entradas de control a los flujos W_{egr} y W_c denotadas por \tilde{u}_1 y \tilde{u}_2 , respectivamente. Una suposición implícita haciendo esto, es que los valores de flujo deseados pueden ser asignados manipulando los actuadores EGR y VGT.

El objetivo del controlador es regular la relación aire-combustible y la fracción de flujo *EGR* a los puntos de operación determinados por las condiciones de funcionamiento en estado permanente (por ejemplo crucero, baja aceleración o desaceleración).

$$\begin{aligned}
AF_{ref} &= AF_{ref}(\omega_e, W_f) \\
EGR_{ref} &= EGR_{ref}(\omega_e, W_f)
\end{aligned}$$

Como la relación aire-combustible y la fracción EGR no se mide en un vehículo, se transforman sus puntos de ajuste en puntos de ajuste para el compresor y las razones de flujo másico del sistema EGR usando su relación en estado estable, $AF = (1 - F_1)(W_c + W_{egr})/W_f$, y el valor de estado estable de F_1 derivado de (2.1), de donde se obtienen los los valores deseados de los flujos en el compresor y en la válvula EGR en función de la relación aire combustible y posición de la válvula EGR deseados como:

$$\begin{aligned}\bar{W}_c &= \frac{W_f}{2} [AF_{ref} (1 - EGR_{ref}) + 15,6EGR_{ref} - 1 + \\ &\quad \sqrt{(A_{ref} (1 - EGR_{ref}) + 15,6EGR_{ref} - 1)^2 + 4(1 - EGR_{ref}) AF_{ref}}] \\ \bar{W}_{egr} &= \frac{EGR_{ref}}{1 - EGR_{ref}} \bar{W}_c\end{aligned}\quad (3.16)$$

y con los valores deseados anteriores se obtienen los puntos de equilibrio del sistema utilizados en la ley de control:

$$\begin{aligned}\bar{p}_1 &= \frac{W_c + \tilde{u}_1}{k_e} \\ \bar{p}_2 &= \left[1 - \frac{W_c}{k_c \eta_m k_t \tilde{u}_2} \left[\left(\frac{W_c + \tilde{u}_1}{k_e} \right)^\mu - 1 \right] \right]^{-\frac{1}{\mu}} \\ \bar{P}_c &= \frac{W_c}{k_c} \left[\left(\left(\frac{W_c + \tilde{u}_1}{k_e} \right)^\mu - 1 \right) \right]\end{aligned}\quad (3.17)$$

Los valores de los parámetros usados en el controlador fueron tomados de [4] y se listan a continuación:

α_1	0.00001
α_2	0.00001
k_1	143.91
k_2	1715.5
k_t	391.365
k_c	0.0025
k_e	0.028
η_m	0.95
μ	0.285
τ	0.15 s

3.2.8. Control de la máquina de inducción en modo generador

El controlador usado para la máquina de inducción en modo generador fue tomado de [34], donde se utiliza la regulación de la potencia activa y reactiva por medio de un control en lazo cerrado de las componentes del vector de corriente del estator en un marco de referencia de línea de voltaje orientado. Desarrollando primero un control para regular los flujos y después un algoritmo para el control de las corrientes, dependiendo de las corrientes que se desean.

La ley de control para el generador de inducción con modelo en un sistema de coordenadas $d - q$, es:

$$\begin{aligned} u_{2d} &= \alpha\psi_d^* - \omega_2\psi_q^* - \alpha L_m i_d^* + \dot{\psi}_d^* + v_d \\ u_{2q} &= \alpha\psi_q^* - \omega_2\psi_d^* - \alpha L_m i_q^* + \dot{\psi}_q^* + v_q \end{aligned} \quad (3.18)$$

donde:

$$\begin{aligned}
\sigma &= L_1 \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} \right) \\
\beta &= \frac{L_m}{\sigma L_2} \\
\mu &= \frac{3 L_m}{2 L_2} \\
\alpha &= \frac{R_2}{L_2} \\
\gamma &= \left(\frac{R_1}{\sigma} + \alpha L_m \beta \right)
\end{aligned}$$

con:

$$\begin{aligned}
v_d &= \frac{1}{\beta} (k_i \tilde{i}_d + \lambda \tilde{i}_q - y_d) \\
v_q &= \frac{1}{\beta} (k_i \tilde{i}_q + \lambda \tilde{i}_d - y_q)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{y}_d &= -k_{ii} \tilde{i}_d - \lambda \frac{R_1}{\sigma} \tilde{i}_q \\
\dot{y}_q &= -k_{ii} \tilde{i}_q - \lambda \frac{R_1}{\sigma} \tilde{i}_d
\end{aligned} \tag{3.19}$$

$$\begin{aligned}
\tilde{i}_d &= i_d - i_d^* \\
\tilde{i}_q &= i_q - i_q^* \\
\tilde{\psi}_d &= \psi_d - \psi_d^* \\
\tilde{\psi}_q &= \psi_q - \psi_q^*
\end{aligned} \tag{3.20}$$

los errores de corriente y de flujo en los ejes directo y de cuadratura respectivamente. i_d^* , i_q^* , ψ_d^* , ψ_q^* , son las corrientes y flujos de referencia.

Los flujos de referencia se calculan a partir de las corrientes de referencia como:

$$\begin{aligned}\psi_q^* &= \frac{1}{\beta\omega_0} \left(\frac{R_1}{\sigma} i_d^* - \omega_0 i_q^* - \frac{1}{U} - \frac{R_1}{\sigma\omega_0} i_q^* \right) \\ \psi_d^* &= \frac{1}{\beta\omega_0} \left(\frac{R_1}{\sigma} i_q^* - \omega_0 i_d^* - \frac{R_1}{\sigma\omega_0} i_d^* \right)\end{aligned}\quad (3.21)$$

$k_{ii} > 0$, es la ganancia integral de los controladores de corriente y $\lambda = k_{ii}\omega_0^{-1}$, es la “ganancia de cruce” y ω_0 es la velocidad angular en los ejes de referencia $d - q$.

Para el controlador de velocidad se tiene:

$$\begin{aligned}T_g &= \mu (\psi_d i_q - \psi_q i_d) \\ &= \mu (\psi_d^* i_q^* - \psi_q^* i_d^*) + \mu (\tilde{\psi}_d \tilde{i}_q - \tilde{\psi}_q \tilde{i}_d) + \mu (\tilde{\psi}_d i_q^* - \tilde{\psi}_q i_d^*) + \mu (\tilde{\psi}_d^* i_q - \tilde{\psi}_q^* i_d) \\ &= T_g^* + \tilde{T}_g\end{aligned}\quad (3.22)$$

el par de referencia queda definido como:

$$T_g^* = \mu (\psi_d^* i_q^* - \psi_q^* i_d^*) \quad (3.23)$$

sustituyendo en las ecuaciones que definen los flujos de referencia (3.21) se obtiene:

$$T_g^* = \frac{\mu}{\beta\omega_0} \left[-\frac{R_1}{\sigma} (i_d^{*2} + i_q^{*2}) + \frac{U}{\sigma} i_d^* - \frac{R_1}{\sigma} \frac{1}{\omega_0} (i_d^* i_q^* - i_q^* i_d^*) \right] \triangleq T_{g1}^* + T_{g2}^* \quad (3.24)$$

$$T_{g1}^* = \frac{\mu}{\beta\omega_0} \left[-\frac{R_1}{\sigma} (i_d^{*2} + i_q^{*2}) + \frac{U}{\sigma} i_d^* \right] \quad (3.25)$$

$$T_{g2}^* = -\frac{\mu}{\beta\omega_0^2} \frac{R_1}{\sigma} [i_d^* i_q^* - i_q^* i_d^*] \quad (3.26)$$

De la expresión para T_{g1}^* , la corriente activa de referencia está dada por:

$$i_d^* = \frac{U/\sigma - Q^{1/2}}{2R_1/\sigma} \quad (3.27)$$

$$Q = \left[\left(\frac{U}{\sigma} \right)^2 - 4 \frac{R_1}{\sigma} \left(\frac{R_1}{\sigma} i_q^{*2} + T_{g1}^* \frac{\beta\omega_0}{\mu} \right) \right] \quad (3.28)$$

T_{g2}^* puede ser expresado como:

$$T_{g2}^* = \frac{\mu}{\beta\omega_0^2} \frac{R_1}{\sigma} \left[i_q^* \left(i_d^* - \frac{2}{Q^{1/2}} \frac{R_1}{\sigma} i_q^{*2} \right) \right] - \frac{1}{\omega_0} \frac{1}{Q^{1/2}} \frac{R_1}{\sigma} i_q^* \dot{T}_{g1}^* \quad (3.29)$$

Para condiciones de operación prácticas del generador de inducción doblemente alimentado (DFIG) con i_q^* , T_{g1}^* acotados, de (3.28), se obtiene que: $Q^{1/2} \cong U/\sigma$. Bajo estas condiciones con i_q^* acotada, la componente de par T_{g2}^* es suficientemente pequeña como para ser despreciada. Utilizando la ecuación (3.22), junto con la condición $T_{g2}^* = 0$, la dinámica de la velocidad del DFIG puede escribirse como:

$$\dot{\omega}_m = \frac{1}{J} (T_{g1}^* + \tilde{T}_g - T) \quad (3.30)$$

donde T es el par de carga.

Con las consideraciones anteriores se forma un par T_{g1}^* de referencia que garantice una regulación de velocidad asintótica, es decir:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\omega}_m = 0 \quad (3.31)$$

$$\tilde{\omega}_m = \omega_m - \omega_m^* \quad (3.32)$$

Como \dot{T}_{g1}^* debe ser conocido se definen las dinámicas siguientes:

$$T_{g1}^* = \xi \quad (3.33)$$

$$\dot{\xi} = -\frac{1}{\tau}\xi + \frac{1}{\tau} \left[J \left(-k_\omega \tilde{\omega}_m + \hat{T} \right) \right] \quad (3.34)$$

$$\dot{\hat{T}} = -k_i \tilde{\omega}_m \quad (3.35)$$

$(k_\omega, k_{\omega i}) > 0$ son las ganancias proporcional e integral del controlador PI con \hat{T} definida como estimación de la cantidad T/J , mientras τ es la constante de tiempo de el filtro de primer orden. Sustituyendo (3.33, 3.34, y 3.35) en (3.30), la dinámica del error de velocidad se convierte en:

$$\dot{\hat{T}} = -k_{\omega i} \tilde{\omega}_m \quad (3.36)$$

$$\dot{\tilde{\omega}}_m = \frac{1}{J} \left(\xi + \hat{T}_g - T \right) \quad (3.37)$$

$$\dot{\xi} = -\frac{1}{\tau}\xi + \frac{1}{\tau} \left[J \left(-k_\omega \tilde{\omega}_m + \hat{T} \right) \right] \quad (3.38)$$

La estimación del error del par de carga queda definida como:

$$\tilde{T} = \frac{T}{J} - \hat{T} \quad (3.39)$$

Los parámetros de este controlador son:

R_{rN}	0,15[Ω]
R_s	0,18[Ω]
R_r	0,15[Ω]
L_s	0.0699 [H]
L_r	0.0699 [H]
J	0,0586[Kgm ²]
ω_0	100 [rad/s]
k_i	100
k_{ii}	1000
k_ω	80
$k_{\omega i}$	3200
τ	0.005 [s]
U	330 [V]

3.2.9. Control de la máquina de inducción en modo motor

Para el control de la máquina de inducción en modo motor se usó un controlador de [35] utilizando linealización por retroalimentación y desacoplamiento entrada-salida, utilizando una transformación para obtener un sistema lineal y controlable donde se aplica una realimentación no lineal del vector de estados.

El sistema (2.20) puede representarse como:

$$\dot{x} = f(x) + u_a g_a + u_b g_b + p_1 f_1(x) + p_2 f_2(x) \quad (3.40)$$

donde $p = (p_1, p_2) = (T_L - T_{LN}, R_r - R_{rN})$ y los campos vectoriales f, g_a, g_b, f_1, f_2 son:

$$f(x) = \begin{pmatrix} \mu(\psi_a i_b - \psi_b i_a) - \frac{T_L}{J} \\ -\alpha\psi_a - n_p\omega_m\psi_b + \alpha M i_a \\ n_p\omega_m\psi_a - \alpha\psi_b + \alpha M i_b \\ \alpha\beta\psi_a + n_p\beta\omega_m\psi_b - \gamma i_a \\ -n_p\beta\omega_m\psi_a + \alpha\beta\psi_b - \gamma i_b \end{pmatrix}, \quad g_a = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\sigma L_s} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad g_b = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\sigma L_s} \end{pmatrix}$$

$$f_1(x) = \begin{pmatrix} -\frac{1}{J} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad f_2(x) = \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{1}{L_r}\psi_a + \frac{M}{L_r}i_a \\ -\frac{1}{L_r}\psi_b + \frac{M}{L_r}i_b \\ \frac{M}{\sigma L_s L_r^2}\psi_a - \frac{M^2}{\sigma L_s L_r^2}i_a \\ \frac{M}{\sigma L_s L_r^2}\psi_b - \frac{M^2}{\sigma L_s L_r^2}i_b \end{pmatrix} \quad (3.41)$$

Las salidas a ser controladas son ω_m y $\psi_a^2 + \psi_b^2$. Definiendo el cambio de coordenadas:

$$\begin{aligned} y_1 &= \phi_1(x) = \omega_m \\ y_2 &= L_f\phi_1(x) = \mu(\psi_a i_b - \psi_b i_a) - \frac{T_{LN}}{J} \\ y_3 &= \phi_2(x) = \psi_a^2 + \psi_b^2 \\ y_4 &= L_f\phi_2(x) = -2\alpha(\psi_a^2 + \psi_b^2) + 2\alpha M(\psi_a i_a - \psi_b i_b) \\ y_5 &= \arctan\left(\frac{\psi_b}{\psi_a}\right) \end{aligned} \quad (3.42)$$

que es uno a uno en $\Omega = (x \in \mathbb{R}^5 : \psi_a^2 + \psi_b^2 \neq 0)$. La transformación inversa es:

$$\begin{aligned} \omega_m &= y_1 \\ \psi_a &= \sqrt{y_3} \cos(y_5) \\ \psi_b &= \sqrt{y_3} \operatorname{sen}(y_5) \\ i_a &= \frac{1}{\sqrt{y_3}} \left(\cos(y_5) \left(\frac{y_4 + 2\alpha y_3}{2\alpha M} \right) - \frac{1}{\mu} \operatorname{sen}(y_5) \left(y_2 + \frac{T_L}{J} \right) \right) \\ i_b &= \frac{1}{\sqrt{y_3}} \left(\operatorname{sen}(y_5) \left(\frac{y_4 + 2\alpha y_3}{2\alpha M} \right) - \frac{1}{\mu} \cos(y_5) \left(y_2 + \frac{T_L}{J} \right) \right) \end{aligned} \quad (3.43)$$

La dinámica del motor de inducción en las nuevas coordenadas está dada por:

$$\begin{aligned}
 \dot{y}_1 &= y_2 \\
 \dot{y}_2 &= L_f^2 \phi_1 + L_{g_a} L_f \phi_1 u_a + L_{g_b} L_f \phi_1 u_b \\
 \dot{y}_3 &= y_4 \\
 \dot{y}_4 &= L_f^2 \phi_2 + L_{g_a} L_f \phi_2 u_a + L_{g_b} L_f \phi_2 u_b \\
 \dot{y}_5 &= L_f \phi_3
 \end{aligned} \tag{3.44}$$

Las primeras cuatro ecuaciones pueden ser escritas como:

$$\begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L_f^2 \phi_1 \\ L_f^2 \phi_2 \end{pmatrix} + D(x) \begin{pmatrix} u_a \\ u_b \end{pmatrix} \tag{3.45}$$

donde $L_f^2 \phi_1$ y $L_f^2 \phi_2$ están dados por:

$$\begin{aligned}
 L_f^2 \phi_1 &= -\mu \beta n_p \omega_m (\psi_a^2 + \psi_b^2) - \mu (\alpha + \gamma) (\psi_a i_b - \psi_b i_a) \\
 &\quad - \mu n_p \omega_m (\psi_a i_a + \psi_b i_b) \\
 L_f^2 \phi_2 &= (4\alpha^2 + 2\alpha^2 \beta M) (\psi_a^2 + \psi_b^2) + 2\alpha M n_p \omega_m (\psi_a i_b - \psi_b i_a) \\
 &\quad - (6\alpha^2 M + 2\alpha \gamma M) (\psi_a i_a + \psi_b i_b) + 2\alpha^2 M^2 (i_a^2 + i_b^2)
 \end{aligned} \tag{3.46}$$

y $D(x)$ es la matriz desacoplada definida como:

$$D(x) = \begin{bmatrix} L_{g_a} L_f \phi_1 & L_{g_b} L_f \phi_1 \\ L_{g_a} L_f \phi_2 & L_{g_b} L_f \phi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\mu}{\sigma L_s} \psi_b & \frac{\mu}{\sigma L_s} \psi_a \\ \frac{2\alpha M}{\sigma L_s} \psi_a & \frac{2\alpha M}{\sigma L_s} \psi_b \end{bmatrix} \tag{3.47}$$

La dinámica del ángulo del flujo $y_5 = \phi_3(x)$ es :

$$\begin{aligned}
 \frac{d\phi_3}{dt} &= \frac{dy_5}{dt} = n_p \omega_m + \frac{\alpha M}{\psi_a^2 + \psi_b^2} (\psi_a i_b - \psi_b i_a) \\
 &= n_p y_1 + \frac{R_{rN}}{n_p y_3} (J y_2 + T_L)
 \end{aligned} \tag{3.48}$$

La linealización entrada-salida por retroalimentación para el sistema (3.44) está dada por:

$$\begin{pmatrix} u_a \\ u_b \end{pmatrix} = D^{-1}(x) \left[\begin{pmatrix} -L_f^2 \phi_1 \\ -L_f^2 \phi_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} v_a \\ v_b \end{pmatrix} \right] \quad (3.49)$$

donde $v = (v_a, v_b)^T$ es el nuevo vector de entradas. Sustituyendo (3.49) en (3.44) la dinámica en lazo cerrado se convierte en:

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= v_a \\ \dot{y}_3 &= y_4 \\ \dot{y}_4 &= v_b \\ \dot{y}_5 &= n_p y_1 + \frac{R_{rN}}{n_p} \frac{1}{y_3} (J y_2 + T_{LN}) \end{aligned} \quad (3.50)$$

Para obtener el seguimiento de las señales suaves de referencia deseadas $\omega_{mref}(t)$ y $|\psi|_{ref}^2(t)$ para la velocidad $y_1 = \omega_m$ y el cuadrado del módulo del flujo $y_3 = \psi_a^2 + \psi_b^2$, las señales de entrada v_a y v_b de (3.49) están diseñadas como:

$$\begin{aligned} v_a &= -k_{a1} (y_1 - \omega_{mref}(t)) - k_{a2} (y_2 - \dot{\omega}_{mref}(t)) + \ddot{\omega}_{mref}(t) \\ &= -k_{a1} (\omega_m - \omega_{mref}(t)) - k_{a2} \left(\mu (\psi_a i_b - \psi_b i_a) - \frac{T_L}{J} - \dot{\omega}_{mref}(t) \right) + \ddot{\omega}_{mref}(t) \\ v_b &= -k_{b1} (y_3 - |\psi|_{ref}^2(t)) - k_{b2} (y_4 - |\dot{\psi}|_{ref}^2(t)) + |\ddot{\psi}|_{ref}^2(t) \\ &= -k_{b1} (\psi_a^2 + \psi_b^2 - |\psi|_{ref}^2(t)) - k_{b2} [-2\alpha (\psi_a^2 + \psi_b^2) \\ &\quad + 2\alpha M (\psi_a i_a - \psi_b i_b) - |\dot{\psi}|_{ref}^2(t)] + |\ddot{\psi}|_{ref}^2(t) \end{aligned} \quad (3.51)$$

donde (k_{a1}, k_{a2}) y (k_{b1}, k_{b2}) son parámetros constantes de diseño determinados para hacer que el sistema desacoplado de segundo orden:

$$\begin{aligned}
\frac{d^2}{dt^2} (\omega_m - \omega_{mref}) &= -k_{a1} (\omega_m - \omega_{mref}) - k_{a2} \frac{d}{dt} (\omega_m - \omega_{mref}) \\
\frac{d^2}{dt^2} (|\psi|^2 - |\psi|_{ref}^2) &= -k_{b1} (|\psi|^2 - |\psi|_{ref}^2) - k_{b2} \frac{d}{dt} (|\psi|^2 - |\psi|_{ref}^2)
\end{aligned}
\tag{3.52}$$

sea asintóticamente estable.

Los parámetros utilizados en la simulación fueron:

R_{rN}	0,15 [Ω]
R_s	0,18 [Ω]
R_r	0,15 [Ω]
n_p	1
L_s	0.0699 [H]
L_r	0.0699 [H]
M	0.068 [H]
J	0,0586 [Kgm^2]
k_{a1}	9000
k_{a2}	600
k_{b1}	9000
k_{b2}	600

3.2.10. Control del flujo de potencia en el vehículo

A partir de la fuerza de tracción calculada con la ecuación (3.5) con el ciclo de manejo de la ciudad de México se obtienen los modos de tracción, frenado y crucero. El par requerido se calcula con:

$$T_{req} = F_{trac} r_{llanta} \tag{3.53}$$

$$P_{req} = T_{req} \omega_{req} \tag{3.54}$$

donde T_{req} y w_{req} son el par y la velocidad angular requeridos en el ciclo de manejo, P_{req} es la potencia requerida y r_{llanta} es el radio de las llantas. De esta forma se obtiene un par positivo que es el par generado por los motores de combustión interna y un par negativo que representa el par aplicado por los frenos y en los cuales se recupera parte de la energía cinética hasta un límite de potencia $P_{m\acute{a}x_bat}$ dado por la capacidad de las baterías. Para el control de la potencia que proporciona cada motor cuando $P_{req} > 0$ se fija un límite máximo $P_{ME\ m\acute{a}x}$ en el que puede operar el motor eléctrico, una vez que este límite se supera, entra en operación el motor de combustión interna. Cuando el motor de combustión interna llega al límite de potencia establecido $P_{MCI\ m\acute{a}x}$ se activa el motor eléctrico para asistir al motor de combustión interna. La combinación de las potencias suministradas por los dos motores se hace mediante un sistema de engranes planetarios y un sistema de embrague. Cuando requiere $0 < P_{req} \leq P_{ME\ m\acute{a}x}$ el embrague que conecta al motor de combustión interna con el engrane solar está desacoplado, para eso se define una variable de conmutación d que toma el valor de 0 cuando el embrague está desacoplado y 1 cuando está acoplado. Además se puede definir una variable de conmutación f_{sol} , y f_{anillo} para los frenos de los ejes conectados al engrane solar y al engrane anular respectivamente que toman un valor de 0 cuando no se aplica y un valor de 1 cuando se aplica. Al aplicar el freno f_{sol} se impide que se mueva el engrane solar, con lo que se consigue la transmisión de potencia desde el motor eléctrico hasta las llantas utilizando la potencia almacenada en la batería y evitando los puntos de operación menos eficientes del motor de combustión interna. Cuando la potencia requerida supera el límite establecido $P_{ME\ m\acute{a}x} < P_{req} \leq P_{MCI\ m\acute{a}x}$ entonces $d = 1$ y el freno que inmoviliza el engrane solar es retirado, permitiendo la transmisión de par desde el motor de combustión interna. Durante el intervalo de operación ($P_{ME\ m\acute{a}x} < P_{req} < P_{MCI\ m\acute{a}x}$) se puede presentar el modo de carga de baterías CB si $P_{req} < P_{MCI}$, $d = 1$, $f_{sol} = 0$, $f_{anillo} = 0$ y el estado de carga es inferior que un límite establecido ($\%SOC < 30\%$). El modo de frenado regenerativo FR se presenta si la potencia requerida es menor que 0 y si la batería tiene un estado de carga bajo, además de tomar en cuenta de que se dispone de frenos mecánicos de fricción (f_{fr}) que entran en operación cuando la potencia almacenada en la batería es mayor que el nivel establecido y la potencia requerida es menor que cero. El modo de tracción con sólo el motor de combustión interna $TMCI$ donde $P_{req} = P_{MCI}$, $d = 1$, $f_{sol} = 0$, $f_{anillo} = 1$, y el estado de carga de la batería está dentro de un intervalo aceptable. El modo de potencia asistida toma lugar cuando $P_{MCI} < P_{req}$, y el estado de carga de la batería está dentro de los límites establecidos.

En el modo de tracción

Si $0 < P_{req} \leq P_{ME_{m\acute{a}x}}$ y $\%SOC_{MIN} < \%SOC < \%SOC_{MAX}$ entonces:

$$d = 0; \quad f_{sol} = 1; \quad f_{anillo} = 0; \quad P_{ME} = P_{req}; \quad P_{MCI} = 0$$

Si $0 < P_{ME_{m\acute{a}x}} < P_{req}$ y $\%SOC_{MIN} < \%SOC < \%SOC_{MAX}$ entonces:

$$P_{MCI} = P_{req}; \quad d = 1; \quad f_{sol} = 0; \quad f_{anillo} = 1;$$

En el modo generación

Si $0 < P_{ME_{m\acute{a}x}} < P_{req} < P_{MCI_{m\acute{a}x}}$ y $\%SOC < \%SOC_{MIN}$ entonces:

$$P_{MCI} = \frac{3}{2}P_{req}; \quad P_{ME} = P_{MCI} - P_{req}$$

$$f_{anillo} = 0; \quad d = 1; \quad f_{sol} = 0;$$

En el modo asistido

Si $P_{MCI} < P_{req}$ y $\%SOC_{MIN} < \%SOC < \%SOC_{MAX}$ entonces:

$$P_{ME} = P_{req} - P_{MCI}$$

$$f_{sol} = 0; \quad f_{anillo} = 0; \quad d = 1$$

En el modo de frenado

Si $P_{req} < 0$ y $\%SOC_{MIN} < \%SOC < \%SOC_{MAX}$ entonces:

$$P_{ME} = 0; \quad P_{MCI} = 0; \quad f_{anillo} = 1; \quad f_{sol} = 0; \quad d = 0;$$

Si $P_{req} < 0$ y $\%SOC < \%SOC_{MIN}$ entonces:

$$P_{MCI} = 0; \quad f_{anillo} = 0; \quad f_{sol} = 1; \quad d = 0;$$

Si $P_{req} < 0$ y $\%SOC > \%SOC_{MAX}$ entonces:

$$P_{MCI} = 0; \quad f_{anillo} = 0; \quad f_{sol} = 0; \quad d = 0; \quad f_{fric} = 1;$$

El sistema de engranes planetarios tiene una gran importancia en el manejo del flujo de potencia descrito anteriormente. Como ya se comentó en la sección de modelos, el sistema de engranes planetarios requiere de un freno para inmovilizar el eje conectado al eje solar y otro para detener el eje que está conectado al engrane anular, además de contar con un embrague para acoplar y desacoplar el motor de combustión interna, por lo que estos elementos se deben coordinar de acuerdo a los flujos de potencia requeridos por el conductor del vehículo, para lo cual se activan o desactivan tales dispositivos.

Para mantener una proporción adecuada en la relación de par suministrado y velocidad suministrada hacia las llantas que esté dentro de los rangos aceptables de operación de los motores y de acuerdo a la potencia requerida por el conductor se debe variar la relación básica del sistema de engranes planetarios. Esta variación se realizó tabulando las velocidades y pares requeridos durante el ciclo de manejo, tomando las relaciones básicas para los engranes planetarios que permitían la operación de los motores en regiones de operación elegidas mediante mapas de eficiencia.

Para el sistema de engranes planetarios se utilizaron las siguientes relaciones básicas en los intervalos indicados:

Velocidad km/h	relación básica k
0-2.6	10
2.6-11	3
11-17.85	2.3
17.85-33	1
33-40	0.7
40-55	0.1
55-75	0.05

Capítulo 4

Resultados

A continuación se muestran los resultados obtenidos para los controles descritos en el capítulo anterior para las variables de interés de cada subsistema y del sistema completo. Los datos del vehículo usados para evaluar el manejo de la potencia en el ciclo de manejo de la ciudad de México se muestran a continuación:

Masa total del vehículo	13000 <i>kg</i>
Coefficiente de resistencia al rodamiento	0.017
Densidad del aire	1.202 <i>kg/m³</i>
Área frontal del vehículo	6.3 <i>m²</i>
Motor diesel	432kW a 2200rpm.
Motor-generador de inducción	250kW a 2000rpm.
Baterías	32 Baterías de plomo-ácido de 12 V
Transmisión	Sistema de engranes planetarios
Radio de las llantas	0.4 m
Coefficiente de arrastre	0.3

El tamaño del paquete de baterías se determina por medio de la potencia requerida por el motor eléctrico. Se han escogido baterías de 12 V de plomo-ácido por su disponibilidad y alta densidad de potencia. Estas baterías tienen una densidad de 280 W/kg y una densidad de energía de 34 W-h/kg. Un motor de 250 kW requiere 900 kg de baterías, que son casi 32 baterías. Se ha considerado 45 baterías conectadas en serie. Se asume que la eficiencia de carga y descarga del paquete de baterías es de 80 %.

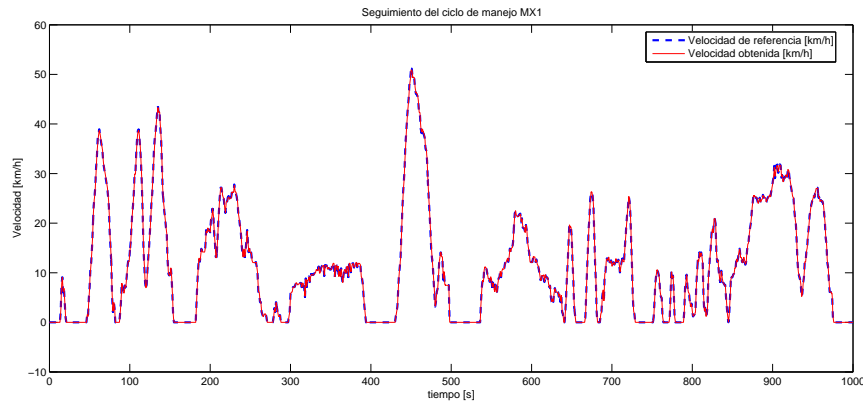


Figura 4.1: Seguimiento del ciclo de manejo MX1

En las gráficas 4.1-4.3 se muestra el seguimiento del ciclo de manejo para la ciudad de México en baja, media y alta velocidad, se aprecia un buen seguimiento de la señal de referencia con las reglas propuestas implementadas para la coordinación de los controladores de cada subsistema.

Las señales de error para los respectivos seguimientos del ciclo en baja, mediana y alta velocidad se muestran en las figuras 4.4-4.6, se puede notar que se tiene un error de seguimiento que está dentro de niveles aceptables, y los errores obtenidos se deben a efectos de alternancia de controladores y al retraso correspondiente al motor de combustión interna para responder a las señales del controlador.

El estado de carga se consigue mantener en los límites establecidos (ver figuras 4.7-4.9) utilizando la potencia generada en la etapa de frenado y cuando es posible utilizar potencia por parte del motor diesel para usar máquina eléctrica de inducción en modo generador.

Los puntos de operación del motor de combustión interna diesel se muestran en las figuras 4.10-4.12. Se observa que la mayor parte de los puntos de operación del motor de diesel están en la región de velocidad donde el motor de combustión interna es más eficiente.

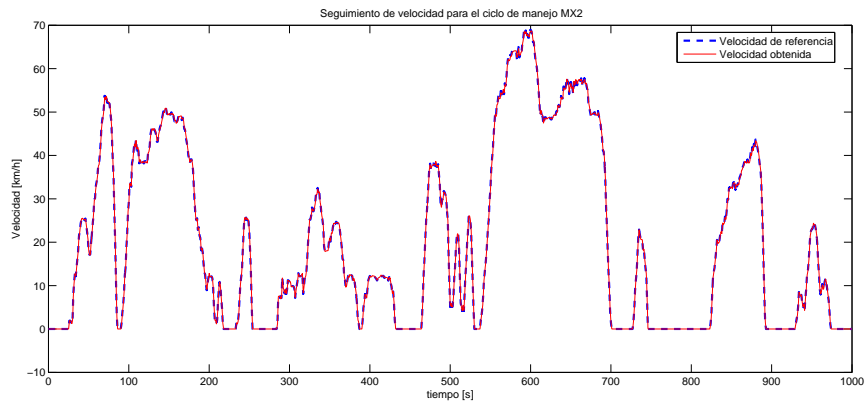


Figura 4.2: Seguimiento del ciclo de manejo MX2

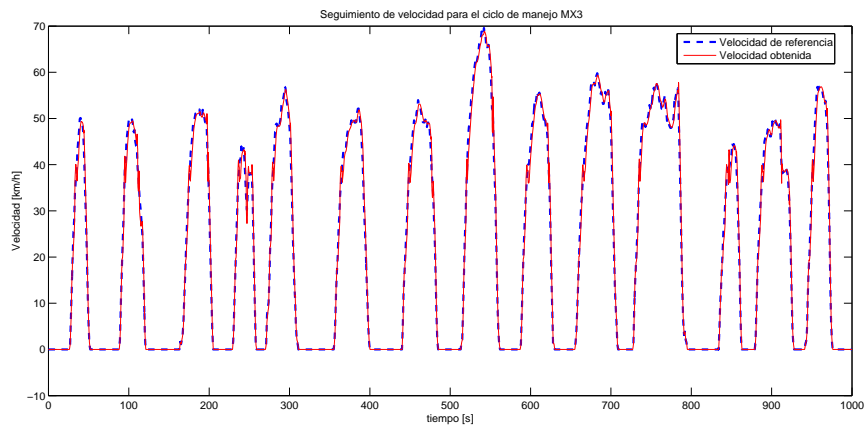


Figura 4.3: Seguimiento del ciclo de manejo MX3

El consumo de combustible para los ciclos de manejo se muestra en las figuras 4.13-4.15. A manera de comparación también se incluye una gráfica (figura 4.16) del flujo de combustible de un vehículo convencional diesel para el ciclo de manejo MX1. En la figura 4.17 se muestra una comparación del consumo total de combustible simulado a partir de un sistema que tiene solamente un motor diesel y entre el sistema híbrido diesel eléctrico.

A partir del modelo del motor diesel de tercer orden mostrado en el capítulo 2, se generaron los puntos de equilibrio del motor de combustión interna diesel como función de x_{vgt} y x_{egr} , una velocidad constante $N = 1600 \text{ rpm}$ y un flujo de combustible $w_f = 68 \text{ kg/h}$, que son las características del motor diesel elegido en los que se obtiene el par máximo y cuyas curvas características se muestran en la figura 4.18. A partir de la relación:

$$AFR = \frac{(1 - F_1) * W_e}{(3600 * W_f)} \quad (4.1)$$

se puede obtener F_1 [1]. F_1 y AFR son importantes porque afectan las emisiones y AFR limita el par que la máquina puede entregar. La apertura de la válvula EGR incrementa F_1 pero disminuye AFR . En la gráfica de la figura 4.19 se muestra la regulación del AFR , F_1 , y x_{egr} , para el punto de operación elegido ($N = 1600 \text{ rpm}$ y $W_f = 68 \text{ kg/h}$) con $x_{egr_{ref}} = 0, 0,1, 0,3, 0,5, 0,7$ y $0,9$. Se observa que para el punto de operación elegido se afecta la fracción de gas quemado en el múltiple de entrada al variar la apertura de la válvula de recirculación de gases ($x_{egr} = 1$, si la válvula está totalmente cerrada y $x_{egr} = 0$, si está totalmente abierta).

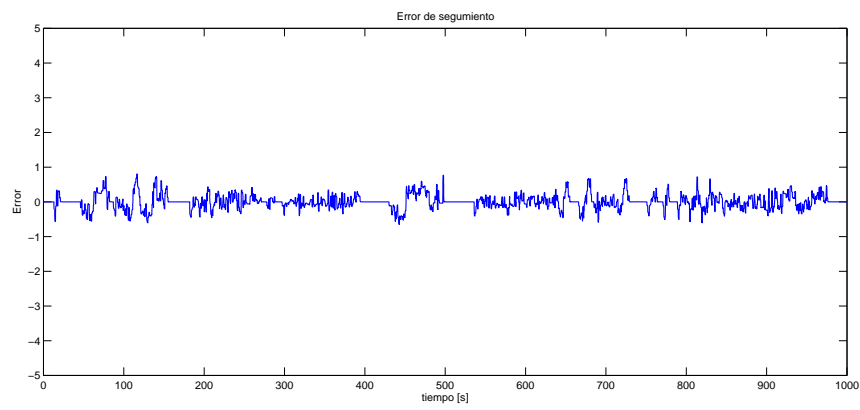


Figura 4.4: Error de seguimiento del ciclo de manejo MX1

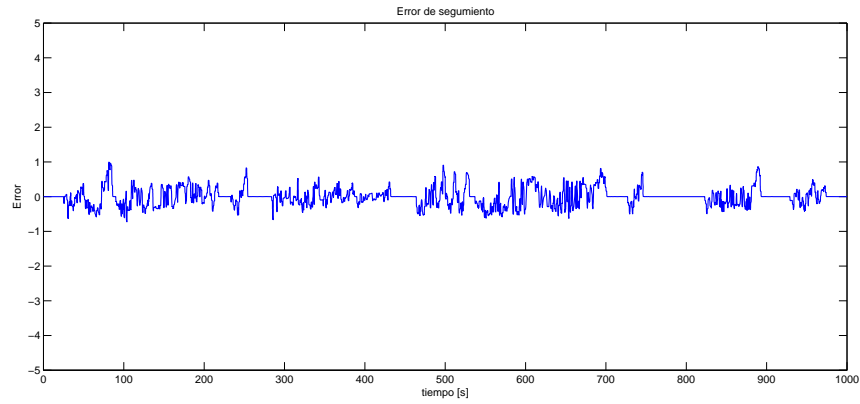


Figura 4.5: Error de seguimiento del ciclo de manejo MX2

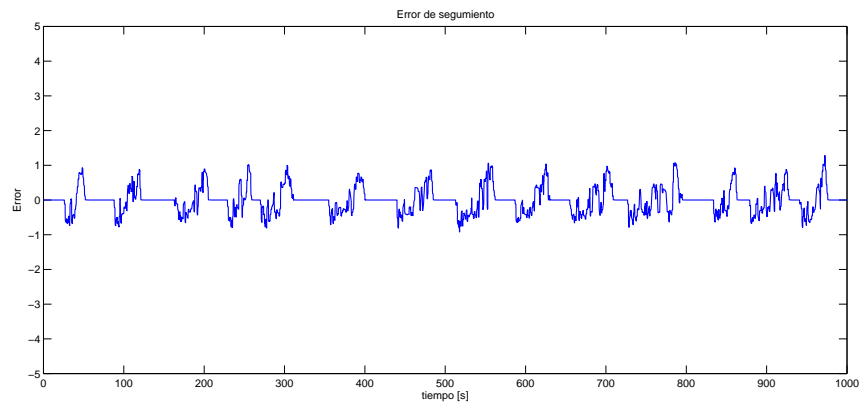


Figura 4.6: Error de seguimiento del ciclo de manejo MX3

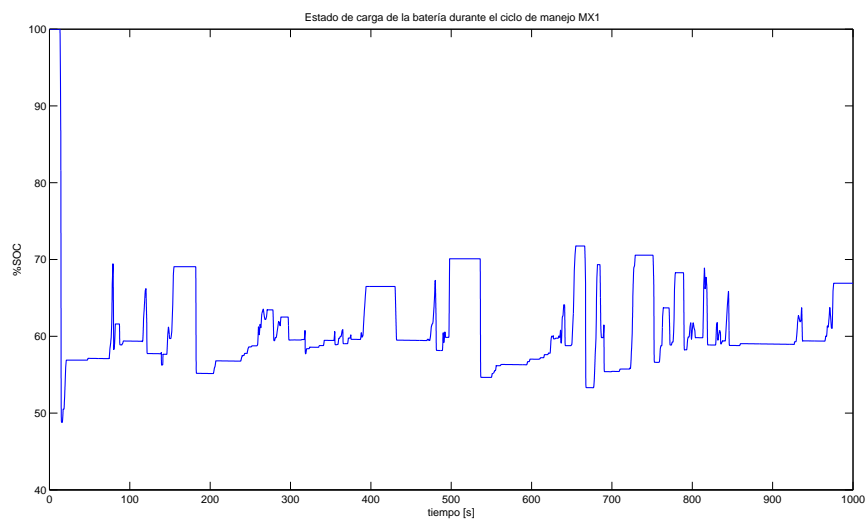


Figura 4.7: Estado de carga durante el ciclo de manejo MX1

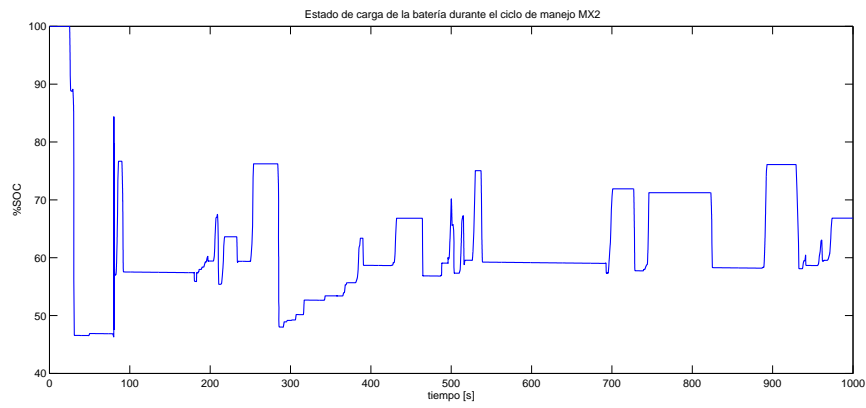


Figura 4.8: Estado de carga durante el ciclo de manejo MX2

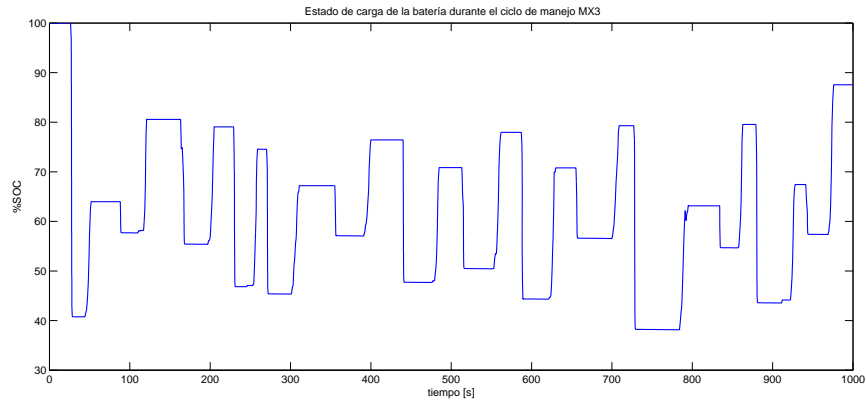


Figura 4.9: Estado de carga durante el ciclo de manejo MX3

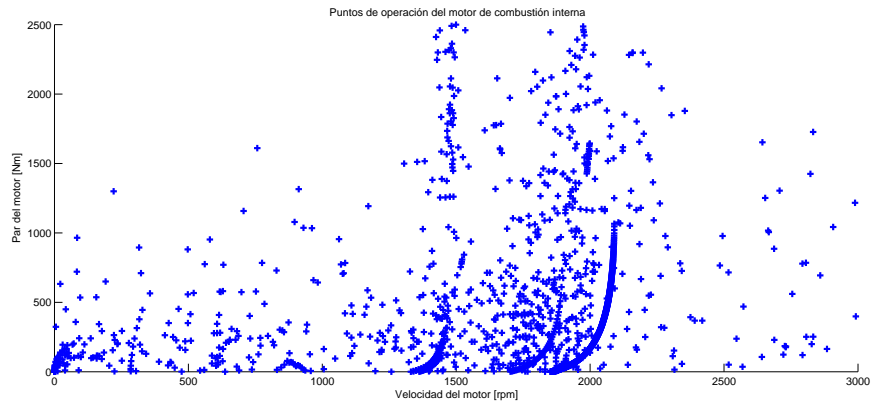


Figura 4.10: Puntos de operación para el motor de combustión interna para el ciclo MX1

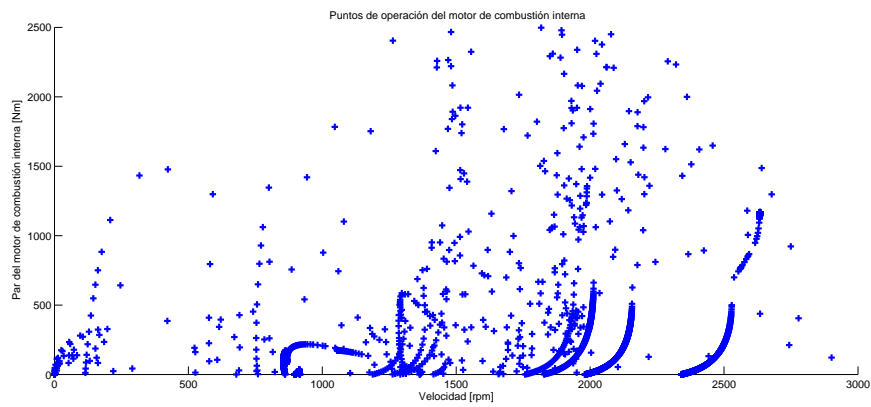


Figura 4.11: Puntos de operación para el motor de combustión interna para el ciclo MX2

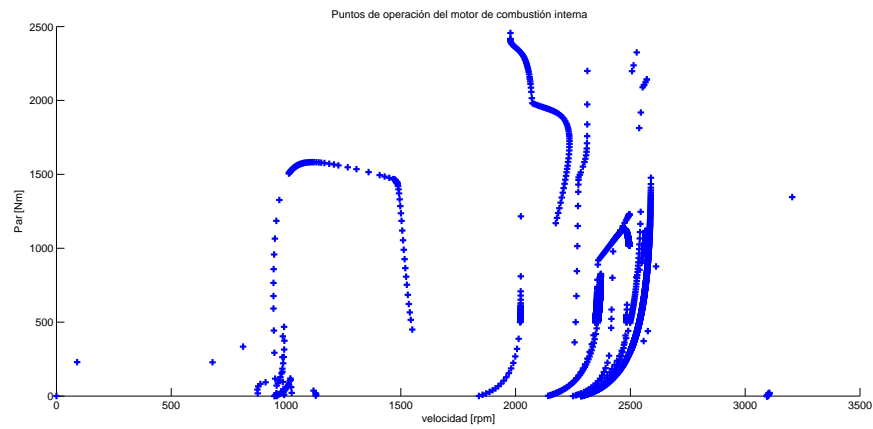


Figura 4.12: Puntos de operación para el motor de combustión interna para el ciclo MX3

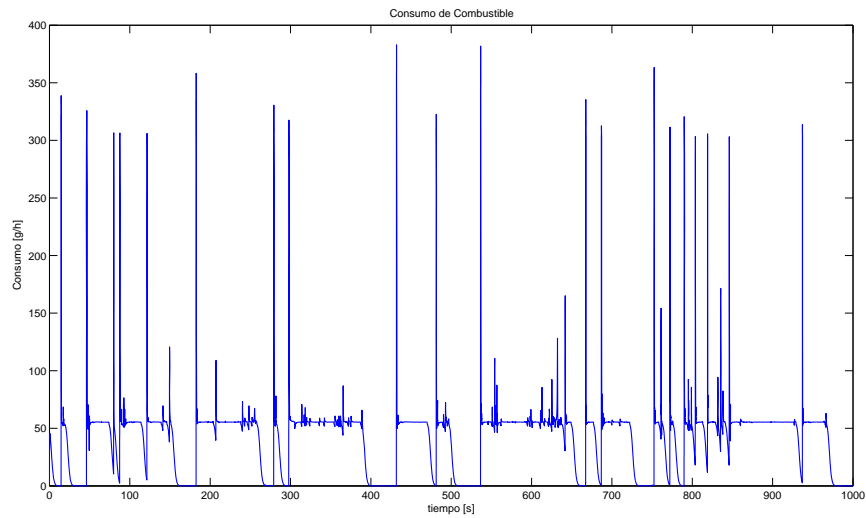


Figura 4.13: Flujo de combustible durante el ciclo MX1

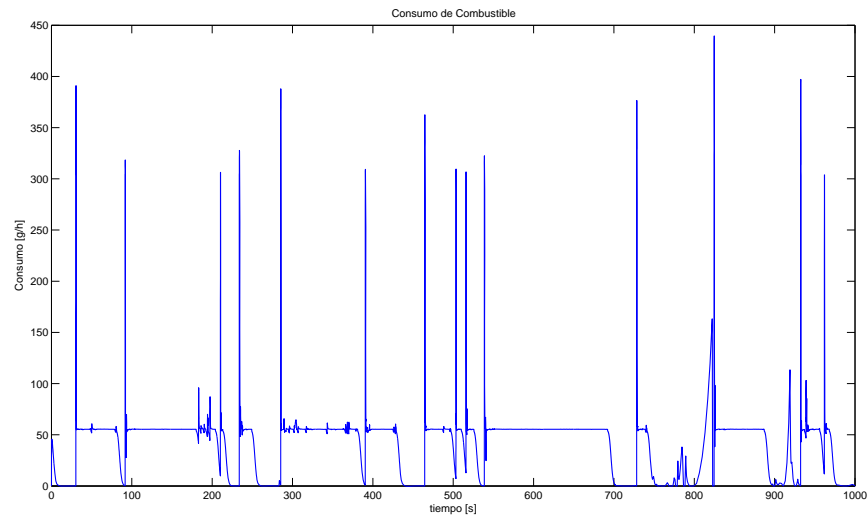


Figura 4.14: Flujo de combustible durante el ciclo MX2

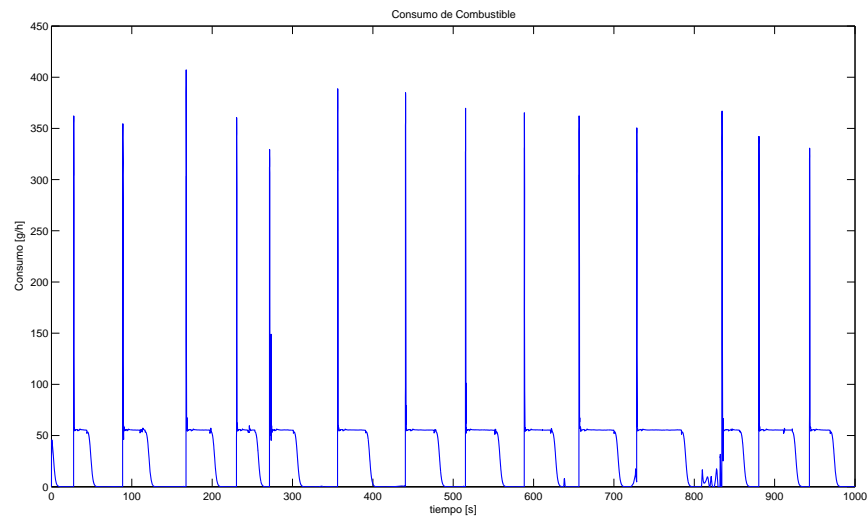


Figura 4.15: Flujo de combustible durante el ciclo MX3

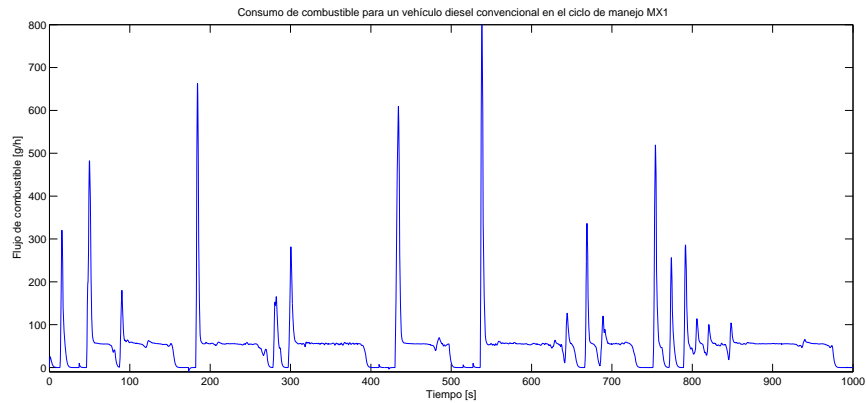


Figura 4.16: Flujo de combustible para un vehículo convencional

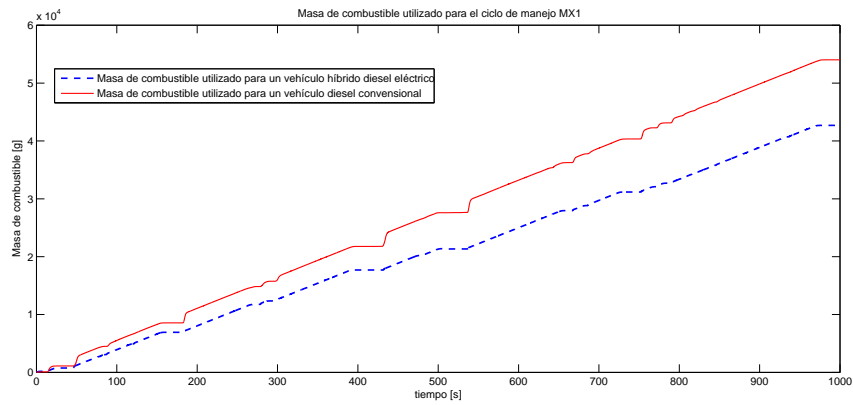


Figura 4.17: Comparación del consumo total de combustible entre un sistema de propulsión híbrido y uno convencional

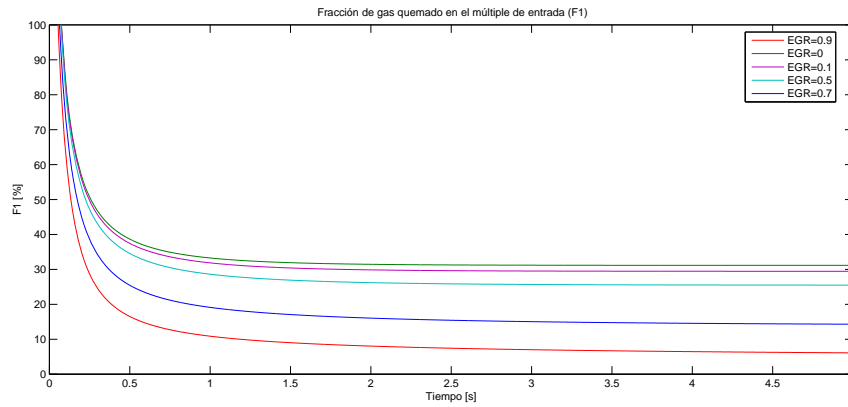


Figura 4.18: Fracción de gas quemado en el múltiple de entrada

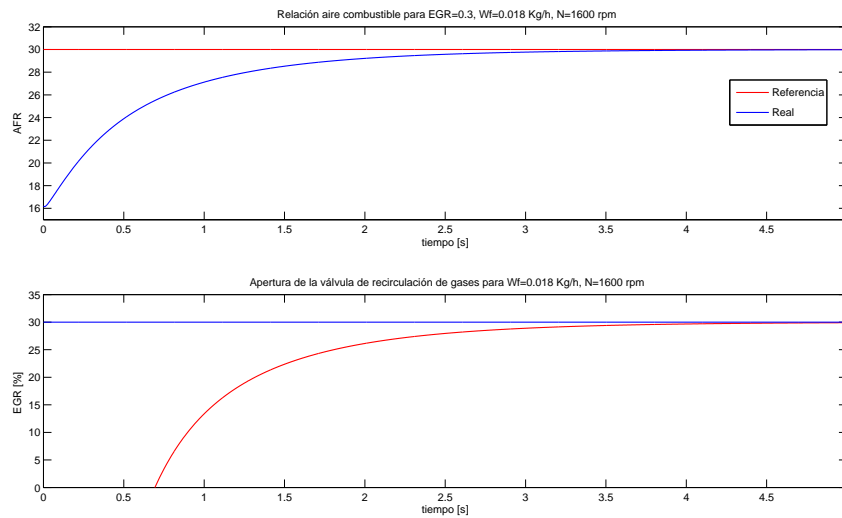


Figura 4.19: Regulación de la relación aire combustible y de la apertura de la válvula EGR

Capítulo 5

Conclusiones

Se integraron los modelos de los sistemas más importantes que integran un sistema de propulsión híbrido, como son el motor de combustión interna diesel que cuenta un sistema turbocompresor, la máquina de inducción que es capaz de trabajar como motor o como generador, la batería y el sistema de transmisión, con lo que se tiene una mejor aproximación que los modelos simples que usualmente se utilizan para simular sistemas híbridos.

Los subsistemas utilizados en el sistema de propulsión híbrido mostrado en esta tesis resultan bastante complejos, debido al tamaño de estos y a la cantidad de no linealidades que contienen, por lo que no resulta sencillo desarrollar una estrategia de control original que haga que trabajen en conjunto. Este trabajo se limitó a la parte de integración y estudio de los modelos para cada subsistema del sistema de propulsión híbrido y a realizar una coordinación de la potencia de los diferentes subsistemas basada en estrategias que son comúnmente usadas en la literatura (reglas y mapas de eficiencia) para verificar un funcionamiento aceptable del esquema integrado.

En este trabajo se integraron los controladores para los diferentes subsistemas y se simuló con ciclos de manejo que utilizan condiciones de operación en la ciudad de México. Estos controladores toman en cuenta las no linealidades de los sistemas por lo que representan una mejor aproximación a los sistemas reales que la que tienen los controladores lineales, normalmente encontrados en la literatura.

Se consiguió hacer un buen seguimiento de los ciclos de manejo mediante la coordinación de los controladores, manteniendo el error de seguimiento en magnitudes aceptables.

Se realizó la coordinación del flujo de potencia entre los subsistemas del sistema de propulsión logrando mantener el estado de carga de la batería dentro una banda adecuada y consiguiendo que el motor de combustión interna trabaje en sus puntos de operación más eficientes y, cuando fue posible, recuperando energía cinética proveniente de los frenos en las partes del ciclo de manejo que proporcionaban un par negativo para la recarga de las baterías.

Se consiguió mostrar en los resultados que los niveles de consumo de combustible disminuyeran con respecto a los consumos que tiene un vehículo convencional diesel.

Con el control del turbocompresor se tiene un medio adicional para mejorar todavía el desempeño del sistema híbrido presentado, en este trabajo sólo se presentó el controlador del turbocompresor trabajando en un punto de operación en el que trabaja el motor de combustión interna, aunque todavía queda pendiente su acoplamiento para que trabaje en conjunto con el sistema cambiando de región de operación dependiendo en qué tipo de condiciones se opera el vehículo para mejorar su rendimiento.

Aunque se consiguió cumplir con los objetivos planteados de formar una modelo completo de un sistema híbrido eléctrico-diesel que es altamente no lineal y realizar la coordinación para el seguimiento de los ciclos, el trabajo propuesto tiene aspectos por mejorar:

- Realizar una revisión de controladores más actualizados para verificar la conveniencia de usarlos en lugar de los tomados en esta tesis.
- Optimizar variables de interés tales como consumo de combustible, estado de carga de las baterías, emisiones contaminantes.
- Proponer nuevas estrategias para el manejo de flujo de potencia en el sistema híbrido.
- Realizar una validación experimental para determinar el rendimiento de las estrategias implementadas.

- Mejorar el rendimiento del sistema híbrido con las ventajas que ofrece el turbocompresor

Bibliografía

- [1] Kolmanovsky, I. Van Nieuwstadt, M. Moraal, P. and Stefanopoulou, A. Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines, July 1997, Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modelling and Optimization, Detroit, pp. 1-9.
- [2] Guzzela, L. and Amstutz, A. Control of diesel engines, IEEE Control Syst.Mag., 1998, 18(5), 53-71.
- [3] Jankovic, M., Jankovic, M., and Kolmanovsky, I. (2000). Constructive Lyapunov Control design for turbocharged diesel engines. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 8(2), pp. 288-299.
- [4] Larsen, M., Jankovic, M., and Kokotovic, P. V., Indirect Passivation Design for a Diesel Engine Model. Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Control Applications Anchorage, Alaska USA. September 25-27, 2000.
- [5] Jonasson, Karin. Control of Hybrid Electric Vehicles with Diesel Engines. Doctoral dissertation on industrial electrical engineering. Lund University, Sweden, 2005.
- [6] Guzzella, L. and Sciarreta, A., Vehicle Propulsion Systems, Introduction to Modelling and Optimization. Springer, New York, 2005.
- [7] Outbib, R. Dovifaaz, X. Rachid, A. and Ouladsine M. Speed control of a Diesel Engine: A Nonlinear Approach. Proceedings of the American Control Conference Anchorage, AK May 8-10, 2002, pp. 3293-3294.
- [8] Miller, J. M., Propulsion Systems for Hybrid Vehicles. IEE Power and Energy Series 45. United Kingdom, 2004.

- [9] Husain, I., *Electric and Hybrid Vehicles, Design Fundamentals*. CRC Press. USA, 2003.
- [10] Boletín de noticias de transporte de viajeros por carretera <http://www.carrilbus.com/newsletter/97/index.html>
- [11] Boletín Comercio, Diciembre 17, 2007. <http://www.t21.biz/comercio>
- [12] Guzzella, L. and Sciarreta, A., *Vehicle Propulsion Systems, Control of Hybrid Electric Vehicles*. IEEE Control Systems Magazine, April 2007.
- [13] Dawood, V. and Emadi, A., *Performance and Fuel Economy Comparative Analysis of Conventional, Hybrid, and Fuel Cell Heavy-Duty Transit Buses*. IEEE, , 2003.
- [14] Secretaría de Medio Ambiente del Distrito Federal: <http://www.sma.df.gob.mx>
- [15] Song, Qingwen and Grigoriadis, Karolos M., *Diesel Engine Speed Regulation Using Linear Parameter Varying Control*. IEEE Proceedings of the American Control Conference. Denver, Colorado. June 4-6, 2003 pp. 779-784.
- [16] Boyd, Steven J. *Hybrid Electric Vehicle Control Strategy Based on Power Loss Calculations*. Virginia Polytechnic Institute and State University. August 2008.
- [17] Mohebbi, M. Charkgard M. and Farrokhi M. *Optimal Neuro-Fuzzy Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles*. *Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference*. pp 26-30.
- [18] Hellgren, Jonasson, J.K. *Comparison of two algorithms for Energy management of hybrid Powertrains*, Lund University, (http://www.elkraft.ntnu.no/norpie/10956873/Final%20Papers/060%20-20Jonasson_Hellgren_060_2.pdf (Nov.2004))
- [19] Lin, Chan-Chiao. Kang, Jun-Mo. Grizzle, J. W. and Peng, Huei. *Energy Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck*. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2003, vol. 11 no. 6, pp. 839-849.
- [20] Kleimaier, D. *Schr der. Hybrid cars, optimization and control*. *IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. 2004.

- [21] Mohebbi, M. and Farrokhi M. Adaptive neuro control of parallel hybrid electric vehicles. *Int. J. Electric and Hybrid Vehicles*, Vol. 1, No. 1, 2007. pp.3-19.
- [22] Ouenou-Gamo, A. Rachid, A. Ouladsine M. A Nonlinear Controller of a Turbocharged Diesel Engine Using Sliding Mode. *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications*. Hartford, CT. October 5-7, 1997. pp- 803-805.
- [23] Malkhede, D. N. Seth, B. Robust Sliding Mode Controller for Turbocharged Diesel Engine with Parameter Perturbations. *Proceedings of the 15th Mediterranean Conference on Control & Automation*. July 27-29, 2007. Athens - Greece.
- [24] Yanakiev Diana. Adaptive Control of Diesel Engine-Dynamometer Systems. *Proceedings of the 37th IEEE Conference on decision & Control*. Tampa, Florida USA. December 1998. pp. 1530-1534.
- [25] Wei Xiukum, Gain Scheduled H_∞ Control for Air Path Systems of Diesel Engines Using LPV Techniques. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. Vol. 15, No. 3, May 2007.
- [26] Wahlström, Johan. Eriksson, Lars, Nielsen. Pattersson, Magnus. PID Controllers and their tuning for EGR and VGT Control in Diesel Engines. *Vehicular Systems,(IFAC 2005)* Linköping University, Sweden.
- [27] Jiang, J. Optimal Gain Scheduling Controller for a Diesel Engine. *IEEE Control Systems*. 1994. pp. 42-48.
- [28] Larsen, Michael. Kokotovic, Petar. Passivation Design for a Turbocharged Diesel Engine Model. *Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision & Control*, Tampa, Florida USA. December 1998. pp.1535-1540.
- [29] Alfieri, Ezio. Amstutz, Alois. Onder, H. Christopher and Guzzella Lino. Model-Based Feedback Control of the Air-to-Fuel Ratio in Diesel Engines Based on a Empirical Model. *Proceedings of the 2006 IEEE. International Conference on Control Applications*. Munich, Germany. October 4-6, 2006, pp. 509-514.

- [30] Upadhyay, Devesh. Utkin, V. I. and Rizzoni, Giorgio. Multivariable Control Design for Intake Flow Regulation of a Diesel Engine Using Sliding Mode. IFAC 2002. 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain.
- [31] Marino, R. Peresada, S. and Valigi, P. Adaptive partial feedback linearization of induction motors. In Proc. 29th Conf. Decision Contr., Honolulu, HI, Dec. 1990, pp.208-221.
- [32] Sabanovic A. and Izosimov, D. B. Application of Sliding Modes to Induction Motor Control, IEEE Trans. Industry Appl., Jan/Feb 1981.
- [33] Charlet, B. Levine, J. and Marino, R. On dynamic feedback linearization. Syst. Contr. Lett., 13, pp. 143-151, 1989.
- [34] Peresada, Sergei., Tilli, Andrea and Tonielli, Alberto. Power control of a doubly fed induction machine via output feedback. Control Engineering Practice. 12 (2004), 41-57.
- [35] Marino, Riccardo. Peresada, Sergei. and Valigi, Paolo. Adaptive Input-Output Linearizing Control of Induction Motors. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 38, No. 2, February 1992, pp. 208-221.
- [36] Becherif, M. , Ortega, R., Mendes, E. and Lee, S. Passivity based control of a doubly fed induction generator interconnected with an induction motor, Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control, Maui, Hawaii, USA. December, 2003. pp. 5657-5662.
- [37] Guofeng, Yuan. Chai, Jianyun. Yongdong, Li. Vector control and synchronization of doubly fed induction wind generator system, Power Electronics and Motion Control Conference IPERC 2004. The 4th International Volume , 14-16 Aug. 2004, pp. 886-890, Vol. 2.
- [38] Arnalite, S. Burgos, J. C. Rodríguez-Armendo, J. L. Direct torque control of a doubly-fed induction generator for variable speed wind turbines. Electric power components systems, 30:199-216, 2002.
- [39] Novak, P. Ekelund, T. Jovilk, I. Schmidtbauer, B. Modeling and control of wind turbines. IEEE Control Systems Magazine, vol. 15, no. 4, pp. 28-38, 1995.

- [40] Hosseinzadeh, N. Seyou, D. Wolfs, P. Fuzzy Logic Control of an Induction Generator as an Electrical Brake. Central Queensland University. Rockhampton, Australia. n.zadeh@cqu.edu.au
- [41] El-Sousy, F. Orabi, M. Godah, H. Indirect Field Orientation Control of Self-Excited Induction Generator for Wind Energy Conversion System. 2004 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT). pp. 480-485.
- [42] Hansen, A. D. Iov, F. Sorensen, P. Blaabjerg, F. Overall control strategy of variable speed doubly-fed induction generator wind turbine. Nordic Wind Power Conference, 1-2 March, 2004, Chalmers University of Tecnology. pp. 1-7.
- [43] Abo-Khalil, A. Lee, D. Seok, J. Variable Speed Wind Power Generation System Based on Fuzzy Logic Control for Maximum Output. Power Tracking. 35th Annual IEEE Power Electronics Specialists Conference. Aachen, Germany. 2004. pp. 2039-2043.
- [44] Chan, C. C. Wang, H. Q. New scheme of sliding-mode control for high performance induction motor drives. IEE Proceedings on Electrical Power Applications, Vol. 143, 1996, pp. 177-185.
- [45] Espinosa, G. and Ortega R. An output feedback globally stable controller for induction motors. IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. 40, 1995, pp. 138-143.
- [46] Chiasson, John. Dynamic feedback linearization of the induction motor. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 38, No. 10, October 1993. pp. 1588-1594.
- [47] Monroy, A. Alvarez-Icaza, L. and Espinosa, G. Passivity-based control for variable speed constant frequency operation of a DFIG wind turbine. International Journal of Control. 2008, pp.1-9.
- [48] Pang, S. Farrel, J. Bath, M. Battery state-of-charge estimation. Proceedings of the American Control Conference, Arlington, VA June 25-27, 2001. pp. 1644-1649.
- [49] Chiasson J. Estimating the state of charge of a battery. Proceedings of the American Control Conference, Denver, Colorado, June 4-6, 2003, pp. 2863-2868.

- [50] Garofalo, F. Glielmo, L. Iannelli, L. Vasca, F. Smooth engagement for automotive dry clutch. Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control, Orlando, Florida USA, December 2001. pp. 529-534.