

MODELADO Y SIMULACION DE UN SISTEMA DE REGENERACION DE
ENERGIA DE FRENADO EN VEHÍCULOS DE CARGA PESADA

MIGUEL ARLENZO DURÁN SARMIENTO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRIA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2017

MODELADO Y SIMULACION DE UN SISTEMA DE REGENERACION DE
ENERGIA DE FRENADO EN VEHÍCULOS DE CARGA PESADA

Presentado por:
MIGUEL ARLENZO DURÁN SARMIENTO

Trabajo de investigación como requisito para optar al título de
Magíster en Ingeniería Mecánica

DIRECTOR:
CARLOS BORRÁS PINILLA
PhD Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRIA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2017

DEDICATORIA

A Jesucristo: Camino, Verdad y Vida; por absolutamente todo.

A mi amada esposa por su apoyo incondicional y su amor.

A mi hijo Alejandro, por su sonrisa y alegría hacen que valga la pena todo
esfuerzo.

A mi amada madre, por su ejemplo, esmero y amor para con sus hijos.

A mi padre (Q.E.P.D) por sus últimos años.

A mis hermanos, Paola y Fernando por sus consejos.

A toda mi familia, amigos y personas que estimo.

Miguel.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la Universidad Industrial de Santander por el apoyo económico brindado en el desarrollo de mi investigación.

Agradezco a mi director PhD Carlos Borrás por su asesoría brindada.

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|---|----|
| INTRODUCCIÓN..... | 15 |
| 1. OBJETIVOS..... | 17 |
| 1.1 Objetivo general..... | 17 |
| 1.2 Objetivos específicos..... | 17 |
| 2. LIMITACIONES Y CONSIDERACIONES DEL PROYECTO..... | 18 |
| 3. ANTECEDENTES..... | 19 |
| 3.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES..... | 20 |
| 3.1.1 Regeneración de energía de frenado..... | 20 |
| 3.1.2 Funcionamiento de los sistemas de regeneración..... | 21 |
| 3.1.3 Híbridos hidráulicos y eléctricos..... | 21 |
| 3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS HÍBRIDOS HIDRÁULICOS..... | 23 |
| 3.2.1 Híbrido en serie..... | 23 |
| 3.2.2 Híbrido en paralelo..... | 27 |
| 3.2.3 Híbrido tipo Split..... | 30 |
| 3.3 COMPARACIÓN ENTRE HÍBRIDO EN SERIE Y PARALELO..... | 31 |
| 3.4. ALGORITMOS PARA EL CONTROL DE POTENCIA..... | 33 |
| 3.4.1 Off-line..... | 37 |
| 3.4.2 On-line..... | 37 |
| 3.4.3 Real-time..... | 38 |
| 4. DESARROLLO DEL MODELO DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA..... | 40 |
| 4.1 MODELO DINÁMICO DEL VEHÍCULO..... | 40 |
| 4.2 ACUMULADOR HIDRÁULICO..... | 44 |
| 4.3 BOMBA/MOTOR HIDRÁULICA..... | 48 |
| 4.4 DEL PERFIL DE VELOCIDADES..... | 53 |

| | |
|---|----|
| 5. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DE REGENERACIÓN | 57 |
| 5.1 VÁLVULAS DEL CIRCUITO HIDRÁULICO | 14 |
| 5.1.1 Válvula de conmutación. (1)..... | 14 |
| 5.1.2 Válvula anti retorno. (2)..... | 15 |
| 5.1.3 Válvula de alivio (3)..... | 15 |
| 5.1.4 Válvula “Shut Off” (4). | 15 |
| 5.2 MODOS DE OPERACIÓN | 16 |
| 5.2.1 Modo frenado..... | 16 |
| 5.2.2 Modo propulsión. | 19 |
| 5.2.3 Modo velocidad constante. | 21 |
| 5.3 CALCULO DE LA ENERGÍA REQUERIDA | 22 |
| 6. RESULTADOS..... | 26 |
| 6.1 PERFIL NEDC CON DESPLAZAMIENTO FIJO | 26 |
| 6.2 PERFIL REAL CON DESPLAZAMIENTO FIJO..... | 31 |
| 6.3 PERFIL NEDC CON DESPLAZAMIENTO VARIABLE | 35 |
| 6.4. PERFIL REAL CON DESPLAZAMIENTO VARIABLE | 37 |
| 7. ANÁLISIS DE RESULTADOS..... | 39 |
| 8. ANÁLISIS DE COSTOS..... | 49 |
| 9. APORTES..... | 51 |
| 10. RECOMENDACIONES | 52 |
| 11. CONCLUSIONES | 53 |
| 12. CITAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 54 |
| BIBLIOGRAFÍA | 60 |
| ANEXOS | 66 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Fig. 1 Sistema híbrido hidráulico en paralelo. | 22 |
| Fig. 2 Sistema híbrido eléctrico en paralelo. | 22 |
| Fig. 3 Potencia específica versus densidad de torque. | 23 |
| Fig. 4 Configuración híbrida en serie. | 24 |
| Fig. 5 Comparación en emisión de CO ₂ | 26 |
| Fig. 6 Comparación en consumo de combustible. | 26 |
| Fig. 7 Híbrido hidráulico de manejo directo en serie. | 27 |
| Fig. 8 Configuración híbrida en paralelo. | 28 |
| Fig. 9 Sistema híbrido hidráulico Eaton en paralelo para camiones de basura. | 29 |
| Fig. 10 Esquema del híbrido en serie "Power Split". | 30 |
| Fig. 11 Sistemas híbridos en paralelo y serie. | 33 |
| Fig. 12 Funciones de pertenencia para lógica difusa. | 35 |
| Fig. 13 Funciones de pertenencia para salida de lógica difusa. | 36 |
| Fig. 14 Principales investigadores en híbridos de regeneración. | 39 |
| Fig. 15 Fuerzas aplicadas durante el frenado. | 41 |
| Fig. 16 Camión International Dura Star 4300 Series. | 43 |
| Fig. 17 Dimensiones y capacidades Dura Star 4300 Series. | 44 |
| Fig. 18 Acumulador hidráulico NXQJ 63L. | 47 |
| Fig. 19 Características de la bomba A4VG90. | 50 |
| Fig. 20 Bomba y Motor hidráulico de desplazamiento variable. | 52 |
| Fig. 21 Bomba y Motor hidráulico de desplazamiento A4VG. | 52 |
| Fig. 22 Perfil NEDC. | 53 |
| Fig. 23 Recorrido total del camión. | 54 |
| Fig. 24 Recorrido parcial del camión tramo de la ruta entre San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar) | 56 |
| Fig. 25 Perfil de velocidades real tramo de la ruta entre San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar) | 56 |
| Fig. 26 Circuito hidráulico de regeneración de energía de frenado. | 14 |
| Fig. 27 Ubicación de las válvulas en el circuito hidráulico. | 14 |

| | |
|---|----|
| Fig. 28 Señal para válvula de conmutación. | 14 |
| Fig. 29 Señal para válvula "Shut Off" | 15 |
| Fig. 30 Accionamiento del sistema de regeneración en modo frenado..... | 17 |
| Fig. 31 Circuito hidráulico en modo frenado..... | 18 |
| Fig. 32 Circuito hidráulico en modo propulsión. | 20 |
| Fig. 33 Circuito hidráulico a velocidad constante. | 21 |
| Fig. 34 Perfiles de torque requerido y velocidad para tramo de 200 segundos | 22 |
| Fig. 35 Perfiles de torque regenerado y velocidad para tramo de 200 segundos | 23 |
| Fig. 36 Perfiles de potencia requerida y velocidad en tramo de 200 segundos | 24 |
| Fig. 37 Potencia regenerada en tramo de 200 segundos | 24 |
| Fig. 38 Torque requerido perfil NEDC..... | 27 |
| Fig. 39 Torque regenerado perfil NEDC con desplazamiento fijo. | 28 |
| Fig. 40 Potencia requerida perfil NEDC. | 29 |
| Fig. 41 Potencia regenerada perfil NEDC con desplazamiento fijo..... | 30 |
| Fig. 42 Torque requerido perfil real..... | 31 |
| Fig. 43 Torque regenerado perfil real con desplazamiento fijo. | 32 |
| Fig. 44 Potencia requerida perfil real con desplazamiento fijo..... | 33 |
| Fig. 45 Potencia regenerada perfil real con desplazamiento fijo..... | 34 |
| Fig. 46 Torque regenerado perfil NEDC desplazamiento variable | 35 |
| Fig. 47 Potencia regenerada perfil NEDC desplazamiento variable | 36 |
| Fig. 48 Torque regenerado perfil real desplazamiento variable | 37 |
| Fig. 49 Potencia regenerada perfil real desplazamiento variable..... | 38 |
| Fig. 50 Comparación de torques NEDC con desplazamiento fijo | 40 |
| Fig. 51 Comparación de torques NEDC con desplazamiento variable | 41 |
| Fig. 52 Comparación de torques perfil real con desplazamiento fijo..... | 42 |
| Fig. 53 Comparación de torques perfil real con desplazamiento variable | 43 |
| Fig. 54 Comparación de Potencias NEDC con desplazamiento fijo..... | 44 |
| Fig. 55 Comparación de potencias perfil NEDC con desplazamiento variable . | 45 |
| Fig. 56 Comparación de potencias perfil real con desplazamiento fijo | 46 |
| Fig. 57 Comparación de potencias perfil real con desplazamiento variable | 47 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Comparación de híbridos hidráulicos..... | 32 |
| Tabla 2. Algoritmos más utilizados para el control de potencia. | 33 |
| Tabla 3. Estado de válvulas según modo de manejo..... | 16 |
| Tabla 4 Porcentajes de ahorro en energía requerida..... | 48 |
| Tabla 5 Costo estimado del sistema de regeneración | 49 |

LISTA DE ANEXOS

- Anexo A. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza de tracción**¡Error! Marcador no definido.**
- Anexo B. Modelo Simulink para el cálculo de Torque y Potencia requeridos **¡Error! Marcador no definido.**
- Anexo C. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza inercial**¡Error! Marcador no definido.**
- Anexo D. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza de rodadura.**¡Error! Marcador no definido.**
- Anexo E. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza de arrastre.....64

RESUMEN

TITULO: MODELAMIENTO Y SIMULACION DE UN SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA DE FRENADO EN VEHÍCULOS DE CARGA PESADA¹

AUTOR: MIGUEL ARLENZO DURÁN SARMIENTO **

PALABRAS CLAVE: Combustible, Energía, Híbrido, Regeneración, Hidráulico

DESCRIPCIÓN:

El trabajo de investigación descrito en este documento consistió en el modelamiento y simulación de un sistema de regeneración de energía de frenado para vehículos de carga pesada, para mejorar la eficiencia energética del mismo, utilizando la plataforma Simulink de Matlab.

El modelo del sistema de regeneración permite comparar la operación de dicho sistema entre un vehículo estándar de carga y uno con el sistema regenerativo teniendo en cuenta el ciclo de manejo del móvil. Para tal fin, se desarrolló un circuito hidráulico integrado al vehículo que conmuta su operación dependiendo de los requerimientos de velocidad, ya sea propulsión, frenado o velocidad constante.

Se evaluaron en este modelo dos perfiles de velocidad, un perfil estándar europeo de manejo y un perfil de velocidades en el territorio colombiano.

También se simuló el sistema teniendo en cuenta dos características; la capacidad volumétrica de la bomba/motor hidráulico fija y variable, los resultados obtenidos comparando los dos atributos reflejan un aumento en la eficiencia del sistema de regeneración para la capacidad volumétrica variable cercana al 7%.

Los resultados obtenidos en este trabajo evidencian la importancia del tema investigado, ya que muestran disminuciones en la energía requerida por el vehículo disminuyendo de igual forma el consumo de combustible y la emisión de gases contaminantes.

¹ Trabajo de Grado

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla. Codirector: Pedro Diaz Guerrero.

ABSTRACT

TITLE: MODELING AND SIMULATION OF A BRAKING ENERGY REGENERATION SYSTEM IN HEAVY DUTY TRUCKS.*

AUTHOR: MIGUEL ARLENZO DURÁN SARMIENTO **

KEY WORDS: Axial piston pump, failure detection and diagnostic, support vector machines, principal components analysis and mechanical vibration.

DESCRIPTION:

The work described in this paper consisted in the modeling and simulation of a braking energy regeneration system for heavy-duty vehicles, to improve the energy efficiency of the vehicle, using the Matlab-Simulink platform.

The regeneration system model allows to compare the operation of this system between a standard load vehicle and one with the regenerative system considering the driving cycle. For this purpose, a hydraulic circuit integrated to the vehicle was developed that commutes its operation depending on the speed requirements, whether driving, braking or constant speed.

Two velocity profiles, a European standard profile and a velocity profile in Colombia were evaluated in this model.

The system was simulated taking two characteristics, the volumetric capacity of the hydraulic motor/pump fixed and variable; the results obtained comparing the two attributes reflect a n increase in the efficiency of the regeneration system for variable volumetric capacity close to 7%.

The results obtained in this work demonstrate the importance of the subject, as the decrease in the energy required by the vehicle and similarly decreasing in fuel consumption and gas emissions.

* Work degree

**Faculty of Physical-mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Advisor: Carlos Borrás Pinilla.

INTRODUCCIÓN

La polución y la emisión de gases de efecto invernadero son producidas en su mayoría por la combustión de combustibles en vehículos de transporte, además, la baja eficiencia energética de los vehículos, el aumento en la demanda de combustibles hace que se acreciente el problema de contaminación, por tal motivo la comunidad científica ha desarrollado varias alternativas para incrementar la eficiencia energética de los vehículos.

Una de estas alternativas se aplica al frenado del vehículo, cuando un vehículo usa los frenos, la energía cinética producto de la desaceleración se convierte en calor debido a la fricción entre las pastillas del freno y las ruedas, este calor sale al ambiente y efectivamente se pierde, esta pérdida depende de varios aspectos, como son: la frecuencia de frenado, la magnitud de la desaceleración y la duración de la misma. Los vehículos híbridos en su mayoría utilizan esta tecnología, ya que utilizan dos fuentes de energía, una primaria y la otra capaz de recuperar energía, en este caso cinética.

La energía cinética recuperada se mantiene almacenada hasta que sea requerida nuevamente por el vehículo, donde se convierte nuevamente en energía cinética, que se usa para propulsar el vehículo. La magnitud de la porción disponible para el almacenamiento de energía varía dependiendo del tipo de almacenamiento, la eficiencia de la transmisión, el ciclo de manejo y la inercia del vehículo.

En vías nacionales o autopistas, los vehículos pueden recorrer grandes distancias sin necesidad de frenar, aprovechando al máximo la energía disminuyendo la pérdida en forma de calor, pero en otras condiciones de manejo, como en la ciudad, donde los ciclos de manejo involucran frecuentes

detenciones, los vehículos pierden más energía cinética por medio del frenado, situación ideal para un sistema regenerativo.

Los sistemas de regeneración de energía proporcionan un aumento en la energía aprovechada para una energía de entrada, esto lleva a que la eficiencia energética mejore, esto produce una disminución en el trabajo producido por el motor y la cantidad de energía necesaria para acelerar el vehículo.

En el presente trabajo, se realizó inicialmente una revisión bibliográfica de los sistemas de regeneración de energía en vehículos híbridos, además se diseñó, modeló y simuló un sistema de regeneración de energía de frenado y se aplicó a un perfil de velocidades obtenido de una ruta de trabajo de un vehículo de reparto donde se comparó los requerimientos de potencia entre el vehículo en operación normal y con el sistema de regeneración. Para alcanzar estos objetivos se ha organizado este trabajo de la siguiente manera: Después de la introducción, en primer lugar los conceptos fundamentales en regeneración de energía (Capítulo 2), en segundo lugar el diseño y modelado del sistema de regeneración (Capítulo 3), en tercer lugar el diseño del circuito hidráulico (Capítulo 4), en cuarto lugar los resultados obtenidos (Capítulo 5), seguido de su análisis (Capítulo 6). Se concluye el documento mostrando las conclusiones, aportes y recomendaciones en los capítulos 7, 8 y 9 respectivamente.

1. OBJETIVOS

1.1 Objetivo general

Fortalecer la investigación en el grupo DicBot de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander para aportar al sector del transporte tecnología que mejora la eficiencia energética del vehículo de carga de 15 toneladas, en el desarrollo de una propuesta de regeneración de energía de frenado.

1.2 Objetivos específicos

- Establecer el estado del arte de regeneración de energía de frenado en vehículos híbridos.
- Desarrollar un modelo dinámico y de control que simule el comportamiento del vehículo con y sin regeneración energética en entorno Matlab-Simulink y validar los resultados con datos disponibles en publicaciones.
- Comparar el desempeño del sistema de regeneración del vehículo de carga, en términos de torque y potencia requeridos.

2. LIMITACIONES Y CONSIDERACIONES DEL PROYECTO

La complejidad del tema obliga a realizar simplificaciones y poder desarrollar los objetivos propuestos, algunas de estas simplificaciones podrían tenerse en cuenta posteriormente para una siguiente fase del proyecto

- El modelo dinámico del vehículo es en dos dimensiones.
- Las inercias utilizadas en el circuito hidráulico son las proporcionadas por el catálogo Rexroth para la bomba/motor variable a pistones axiales A4VG.
- Se calculó la energía requerida para validar el porcentaje de ahorro, puesto que los modelos disponibles para dicho cálculo sólo aplican a perfiles de velocidades y no a perfiles de torque.
- Por sugerencia de los evaluadores de la propuesta de trabajo, el control no se restringió al MPC (Objetivo específico 2 en la propuesta de investigación), de igual manera se acotó el objetivo específico 3 de la propuesta de investigación en términos de comparación de torques y potencias requeridos.

3. ANTECEDENTES

Los sistemas de regeneración de energía de frenado son una solución a dos problemas principales derivados del uso de motores de combustión interna, el primero de ellos, es el impacto medioambiental que producen las emisiones de gases contaminantes a la atmosfera agravando el efecto invernadero, cabe resaltar, que los vehículos no hacen un uso eficiente de estos combustibles, ya que gran parte de esta energía disponible en el combustible es desechado en otras formas de energía que no son aprovechables o de fácil aprovechamiento.

Últimamente, el desmedido uso de tecnologías que parten de la combustión de estos hidrocarburos, ha traído muchos inconvenientes, además de los anteriormente mencionados, ya que no se cuenta con la debida estructura para satisfacer la creciente demanda del petróleo y sus derivados, por tal motivo resulta necesario desarrollar nuevas tecnologías capaces de lograr un funcionamiento con aprovechamiento eficiente de la energía de los combustibles, logrando en gran medida, reducir la emisión de los gases de efecto invernadero.

El segundo es el directo impacto en la economía, la creciente demanda y la disminución de las reservas de combustibles fósiles ha producido un alza continua del precio del combustible, que hace que los costes del transporte aumenten considerablemente, lo que produce que las materias primas, productos alimenticios y productos terminados asuman ese sobre costo, por consiguiente el usuario final es el más afectado. El sector del transporte terrestre es uno de los grandes emisores de gases contaminantes, producidos por la combustión de hidrocarburos, estos gases agudizan los problemas ambientales como el efecto invernadero, lluvia ácida, etc.

En resumen, los factores ambientales y la cotización de los precios de los combustibles son decisivos en la emisión de gases contaminantes y en el desarrollo económico respectivamente, por tal razón se justifica ahondar en las alternativas tecnológicas aplicadas a la eficiencia energética de los vehículos para disminuir el consumo de combustible y la emisión de gases de efecto

invernadero. La tecnología de frenado regenerativo en vehículos híbridos, es una opción para confrontar la baja eficiencia en los vehículos de carga pesada aprovechando competentemente el combustible, reduciendo la producción de gases contaminantes.

3.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES

3.1.1 Regeneración de energía de frenado. Gran cantidad de energía cinética se convierte en calor al momento de aplicar los frenos, esta energía difícil de aprovechar, disminuye la eficiencia energética del vehículo puesto que la energía consumida en el frenado es considerable, especialmente en ciudades con tráfico pesado que van desde un 34.08% a un 81.9%. [1] [2] [3] El frenado regenerativo puede recuperar parte de la energía cinética antes que se pierda en forma de calor, disminuyendo el consumo de combustible [4] [5] [6] la emisión de gases y el desgaste en los frenos. Esta disminución en consumo, emisión y desgaste está fuertemente ligada con la configuración, la eficiencia de los componentes y la estrategia de control aplicada. Los vehículos híbridos eléctricos están en capacidad de recuperar un 15% de energía cinética disponible aproximadamente [7] mientras que los híbridos hidráulicos recuperan entre el 70-80% [8].

Estas cantidades de energía cinética perdida y la capacidad de recuperación de los híbridos indican que el frenado regenerativo es efectivo para mejorar cuantiosamente la eficiencia energética del vehículo, incluso los autores resaltan que se obtienen mejores resultados cuando son vehículos de carga pesada y tienen frecuentes cambios de velocidad, como lo son los autobuses, camiones de mensajería y recolección de residuos [9].

3.1.2 Funcionamiento de los sistemas de regeneración. Los sistemas de regeneración aprovechan la energía cinética del vehículo cuando está en etapa de frenado, esta energía que usualmente se pierde en forma de calor, es recuperada y almacenada por poco tiempo ya sea en acumuladores hidráulicos o baterías según el híbrido. La transferencia de energía cinética del vehículo hacia el depósito se realiza por medio de una bomba/motor hidráulico conectada al eje de potencia. La descripción del sistema híbrido hidráulico para la regeneración de energía lo explica con detalle Chen [10].

En etapa de frenado el dispositivo hidráulico funciona como bomba e impulsa el aceite desde el reservorio o acumulador de baja presión al acumulador de alta presión. Esta energía es almacenada en el acumulador hasta que es requerida en la etapa de propulsión. Cuando el vehículo necesita propulsión, el dispositivo hidráulico funciona como motor, y el aceite pasa desde el acumulador de alta presión al reservorio. El torque generado por el motor contribuye al torque generado por el motor de combustión interna, disminuyendo los picos de torque requerido, que se dan generalmente en el arranque del vehículo, en el caso de la configuración en paralelo.

3.1.3 Híbridos hidráulicos y eléctricos. Hasta el momento solo se han abordado los sistemas hidráulicos, una de las principales diferencias respecto a los eléctricos es que sustituyen la bomba/motor hidráulico (ver Fig. 1) por un motor/generador (ver Fig. 2).

Sus diferencias radican en la eficiencia y tamaño de sus componentes, por ejemplo, el acumulador hidráulico tiene una eficiencia cercana al 94% [11] comparada con un 81% de una batería de iones de litio aproximadamente, el motor/generador eléctrico y la bomba/motor hidráulico tienen una eficiencia cercana al 95% [12].

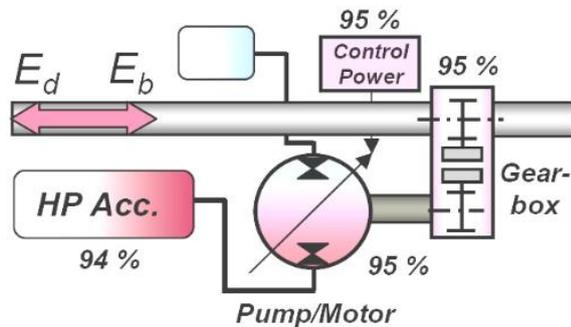
A nivel local León J, García J y Acero M realizaron investigaciones acerca de los sistemas de propulsión híbridos eléctricos [13].

En cuanto al tamaño de sus componentes, la diferencia de tamaño es considerable teniendo en cuenta la densidad de torque y la potencia específica (ver Fig. 3), podemos observar que los motores hidráulicos abarcan mayor

rango de torque y potencia en unidades más compactas que los motores eléctricos.

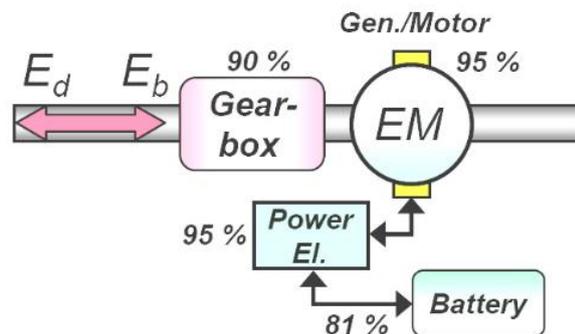
Por otro lado, los híbridos eléctricos tienen algunas limitaciones, una de ellas es su escalabilidad para vehículos más grandes y potentes, como los autobuses, camiones de reparto y recolección de residuos, donde los requerimientos de potencia son elevados comparado con los vehículos convencionales. [14].

Fig. 1 Sistema híbrido hidráulico en paralelo.



Fuente: RYDBERG, Karl-erik. "Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives." *The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden 1-14.* [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

Fig. 2 Sistema híbrido eléctrico en paralelo.



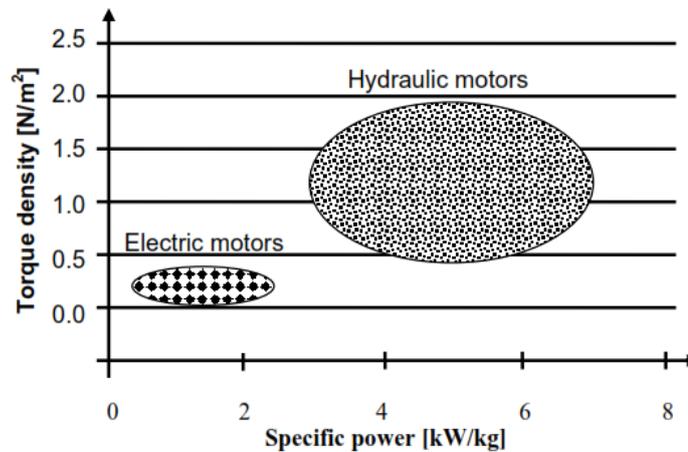
Fuente: RYDBERG, Karl-erik. "Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives." *The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden 1-14.* [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS HÍBRIDOS HIDRÁULICOS

Los sistemas híbridos abren varias posibilidades, dependiendo de la arquitectura de dichos sistemas se clasifican en tres tipos: serie, paralelo y tipo Split. A continuación se describirán cada uno de los sistemas.

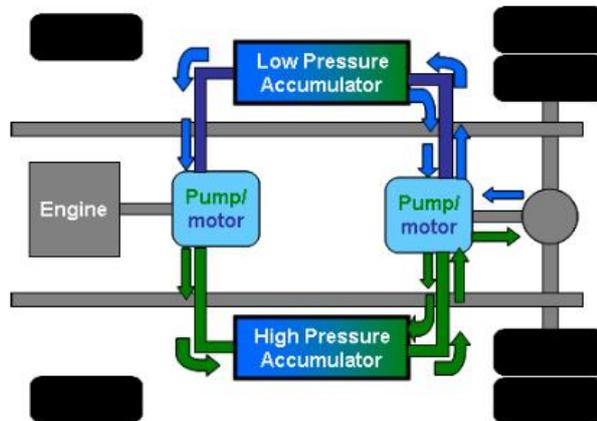
3.2.1 Híbrido en serie. Los vehículos híbridos hidráulicos en serie son propulsados por un sistema que está compuesto principalmente por una fuente primaria de potencia como el motor de combustión interna, un par de bomba/motor hidráulicos y dos acumuladores hidráulicos, de alta y baja presión (ver Fig. 8). Toda la energía mecánica de la fuente primaria se convierte en energía hidráulica a través de la bomba/motor que esta acoplada al motor de combustión, y se transfiere a la otra bomba/motor hidráulico que está acoplada al diferencial del vehículo.

Fig. 3 Potencia específica versus densidad de torque.



Fuente: IBRAHIM, Mohamed Saber Ahmed. *“Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars.” Shaker Verlag, Aachen. 2011.* [En línea]. Citado en 11 enero 2017. Extraído en: (<http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2011/3582/>).

Fig. 4 Configuración híbrida en serie.



Fuente: SHAN, Mingwei. “*Modeling and Control Strategy for Series Hydraulic Hybrid Vehicles.*” The University of Toledo College of engineering. 2009.

La bomba/motor que está conectada a la fuente primaria funciona como motor en el arranque del motor de combustión interna, por tal motivo el arranque eléctrico es eliminado de la arquitectura en serie [15]. La transmisión de potencia desde el motor de combustión interna hasta las ruedas se realiza por medio hidráulico únicamente, por tal motivo el eje de transmisión también se elimina de esta configuración [16], [17]; esto permite que el motor de combustión opere en puntos de alta eficiencia [18] aunque toda la energía se transmite a través de bombas y motores hidráulicos, la transmisión mecánica es más eficiente.

Al igual que las otras configuraciones, el híbrido en serie tiene tres modos de operación: aceleración, velocidad régimen y frenado. Cuando el vehículo está en modo aceleración, dos fuentes de potencia son usadas para la propulsión, una de ellas es la potencia transmitida por la bomba/motor desde el motor de combustión y la otra es el acumulador hidráulico [19].

Ambas fuentes entregan simultáneamente la energía hidráulica a la bomba/motor acoplada al diferencial. Alcanzada la velocidad régimen, el acumulador de alta presión se ha descargado por completo, por lo tanto, la

propulsión del vehículo solamente se alimenta de la energía hidráulica de la bomba/motor que está acoplada al motor de combustión interna.

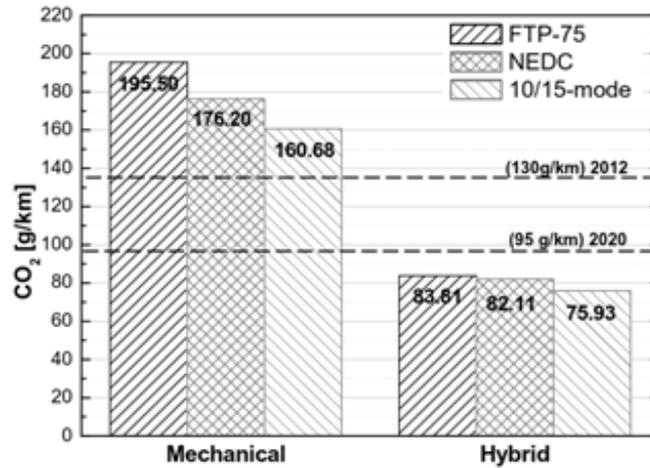
Cuando el vehículo está en etapa de frenado, la energía cinética que generalmente se pierde en forma de calor, se convierte en energía hidráulica que se reserva en el acumulador de alta presión por medio de la bomba/motor acoplada al diferencial, que para este modo, opera en forma de bomba [20]. En la industria automotriz, este híbrido en serie, se ha implementado en un vehículo estándar, BMW 530i. El vehículo fue probado con la transmisión convencional, y con el sistema híbrido en serie, donde se compara tanto las emisiones de CO₂ (ver figura 5) como el consumo de combustible (ver figura 6), bajo las condiciones de manejo FTP-75⁵, NEDC⁶ y 10/15 mode⁷. La reducción de las emisiones de CO₂ del híbrido hidráulico en serie comparadas con el vehículo convencional está cerca del 57% para el FTP-75, 54.3% para el 10/15-mode y el 53.1% para el NEDC. La Comisión Europea recientemente ha emitido los nuevos límites para emisiones de CO₂ para vehículos de pasajeros. La propuesta ubica los objetivos obligatorios en el 2012 en un máximo de 130 g/km de CO₂. El Parlamento Europeo insistió en la meta a largo plazo de 95 g/kg de CO₂ para el año 2020 y posiblemente 70 g/km de CO₂, esto sujeto a revisión de la Comisión antes de 2016.

⁵ FTP-75: Federal Test Procedure Cycle

⁶ New European Driving Cycle

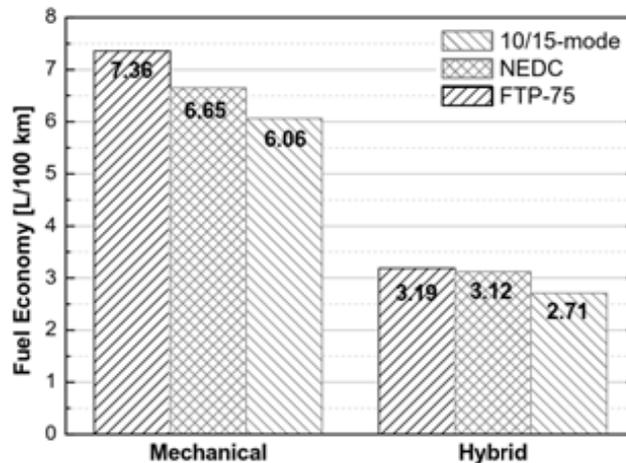
⁷ Japanese 10/15 Mode Driving Cycle

Fig. 5 Comparación en emisión de CO₂.



Fuente: IBRAHIM, Mohamed Saber Ahmed. "Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars." Shaker Verlag, Aachen. 2011. [En línea]. Citado en 11 enero 2017. Extraído en: (<http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2011/3582/>).

Fig. 6 Comparación en consumo de combustible.

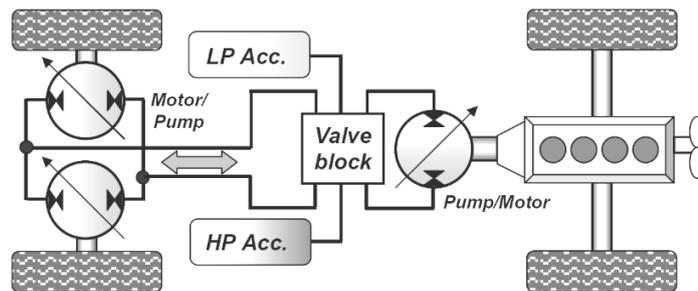


Fuente: IBRAHIM, Mohamed Saber Ahmed. "Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars." Shaker Verlag, Aachen. 2011. [En línea]. Citado en 11 enero 2017. Extraído en: (<http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2011/3582/>).

Revisando los resultados en el ahorro de combustible, muestran que el consumo (ver figura 6) disminuyó en similares proporciones a las de las emisiones de CO₂ (cerca del 40%).

Últimamente se han desarrollado híbridos hidráulicos en serie para vehículos [21], el sistema es un híbrido de manejo directo como se muestra en la figura 7, en este sistema el motor hidráulico está directamente conectado al eje de las ruedas eliminando la transmisión mecánica.

Fig. 7 Híbrido hidráulico de manejo directo en serie.



Fuente: RYDBERG, Karl-erik. "Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives." The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden 1–14. [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

Esta conexión disminuye las pérdidas mecánicas, de esta manera, la recuperación energética del sistema será más eficiente. [22]

La máquina hidrostática en el híbrido en serie, es la Bomba/Motor de desplazamiento digital de Artemis [23], la potencia máxima que el sistema puede transferir está cercana a 200 kW.

La eficiencia global del sistema es del 85% en gran parte del rango de operación, esta eficiencia es mayor que una transmisión convencional.

3.2.2 Híbrido en paralelo. Esta arquitectura hace que el vehículo sea propulsado por el aporte solidario de potencia de la fuente primaria y el acumulador hidráulico [24], en esta configuración (ver figura 8), el motor de combustión está acoplado a la transmisión mecánica, a su vez la bomba/motor hidráulico se adapta al eje de transmisión por medio de una toma fuerza. El eje de transmisión y el motor de arranque se mantienen, a diferencia del híbrido en serie donde eran sustituidos por transmisión completamente hidráulica.

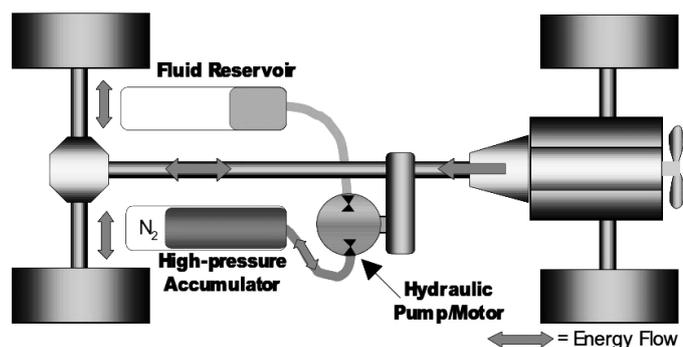
consumo de combustible en galones por minuto del 17% al 28% en el modo de funcionamiento habitual y el modo económico respectivamente.

El sistema “Eaton HLA” está implementándose en vehículos de ligera, mediana y alta carga; además de los camiones para basuras, se incluyen buses urbanos y camiones de reparto.

Ford Motor Company en cooperación con la agencia de protección ambiental (EPA) desarrolló un sistema híbrido hidráulico en paralelo en un vehículo recreativo [29], donde las pruebas arrojaron un ahorro del 23.6% en el consumo de combustible, posterior a dichas pruebas, la agencia realizó un reporte donde concluye que tanto económica como ambientalmente es justificada la aplicación de la tecnología híbrida [30].

Eaton Corporation implementó el sistema híbrido hidráulico, es el Eaton HLA (Hydraulic Launch Assist) en paralelo [31], que fue el primer sistema que se comercializó para vehículos para basura (ver figura 9). Eaton incluso ha realizado mejoras considerables en la eficiencia de la maquinaria hidráulica, reducción del ruido y las vibraciones, y control electro-hidráulico.

Fig. 9 Sistema híbrido hidráulico Eaton en paralelo para camiones de basura.



Fuente: CORPORATION, EATON. “*Think Powerfully’ Eaton Technology Presentation.*” Deppen, Timothy O., Andrew G. Alleyne, Kim a. Stelson, and Jonathan J. Meyer. 2012. “Optimal Energy Use in a Light Weight Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle.” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 134(July 2012):41009.

Los resultados de las pruebas muestran una reducción en el consumo de combustible (gpm) del 17% al 28% en el modo de funcionamiento habitual y el

modo económico respectivamente. En el modo de funcionamiento habitual, el sistema HLA proporciona 26% más en aceleración, comparado con el camión estándar, esto hace que la productividad del camión aumente en un 11%.

El sistema Eaton HLA está implementándose en vehículos de ligera, mediana y alta carga; además de los camiones para basuras, se incluyen buses urbanos y camiones de reparto.

A nivel local, Caballero, E., Martínez, O. & Borrás, C. [32] trabajaron en un modelo de regeneración de energía en paralelo.

3.2.3 Híbrido tipo Split. Esta arquitectura combina las dos configuraciones ya vistas, el eje de transmisión se mantiene tal como en el tipo paralelo y las dos bomba/motor hidráulicas. En modos de manejo a baja velocidad (0 - 65 km/h) la potencia se transmite hidráulicamente, para velocidades comprendidas entre 65 km/h hasta 100 km/h, la transmisión de potencia se realiza mecánicamente con la desconexión de la parte hidráulica.

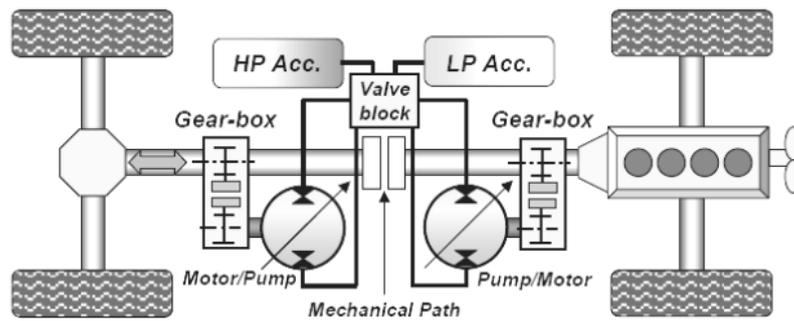
Uno de los primeros sistemas híbridos hidráulicos lanzados al mercado fue el "Cumulo Brake Drive" [33] de Parker Hannifin. El prototipo fue desarrollado en 1982 y en 1991 se convirtió en el primer híbrido en serie "Cumulo Hydrostatic Drive" [34].

El Sistema híbrido hidráulico avanzado en serie está basado en el concepto "Power Split" (ver figura 10) con una trayectoria hidráulica y una trayectoria mecánica en paralelo.

En modos de manejo a baja velocidad (0 - 65 km/h) la potencia se transmite hidráulicamente, para velocidades comprendidas entre 65 km/h hasta 100 km/h, la transmisión de potencia se realiza mecánicamente con la desconexión de la parte hidráulica.

Las dos relaciones de transmisión aseguran una alta eficiencia para todas las velocidades. El sistema de regeneración hidráulico puede manejar la energía de frenado hasta 65 km/h.

Fig. 10 Esquema del híbrido en serie "Power Split".



Fuente: RYDBERG, Karl-erik. "Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives." The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden 1–14. [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

Este sistema híbrido trae consigo ventajas considerables [35]:

- Reducción en el consumo de combustible: El consumo promedio para un vehículo clase 8 es cercano a 9800 galones por año. El sistema reduce el consumo en un 35% - 50%.
- Bajas emisiones de CO₂: Las emisiones de CO₂ de un camión se reducen hasta 55 toneladas al año, equivalentes a plantar 1.300 árboles, también equivale a la emisión de 10 vehículos de tamaño medio.
- Incremento en la Productividad: la productividad aumenta en un 5% - 15%, en combinación a un arranque más rápido y un frenado más eficiente.
- Disminución en el desgaste de los frenos: El sistema de energía de frenado aumenta hasta 8 veces el ciclo de restitución del freno, ahorrando costos de mantenimiento y reduciendo el tiempo de inactividad del vehículo.

3.3 COMPARACIÓN ENTRE HÍBRIDO EN SERIE Y PARALELO

Es conveniente entonces, realizar una comparación de las arquitecturas principales de los sistemas híbridos (véase tabla 1). Dicha comparación muestra que ambas arquitecturas guardan similitud en cuanto el porcentaje de

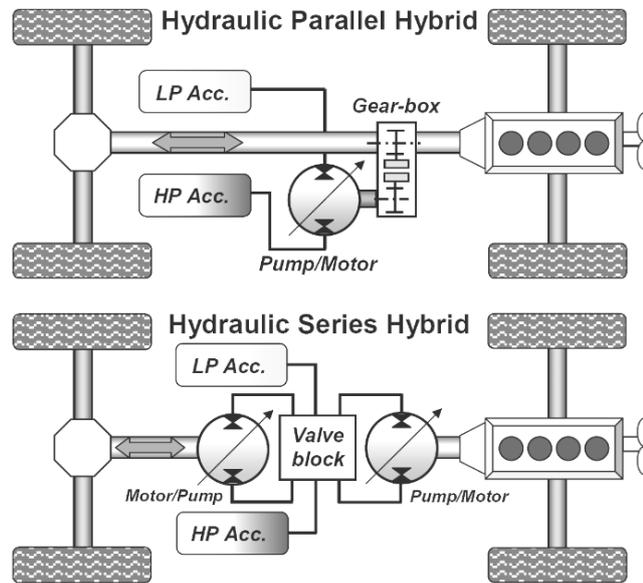
ahorro de energía, reflejada en el consumo de combustible y la disminución de gases contaminantes como el HC y CO. También se presentan algunas ventajas y desventajas de cada configuración, como ventaja general para ambas distribuciones es el aumento en la vida útil de los frenos mecánicos y la disminución de costos de mantenimiento como ya se ha mencionado anteriormente.

Queda en evidencia que tanto la disminución en consumo de combustible y las emisiones de gases, hacen parte de las ventajas para ambos tipos. El coste de la implementación del sistema de regeneración de energía en serie es notablemente mayor a la configuración en paralelo (ver capítulo 7), porque requiere más componentes hidráulicos como la bomba/motor y por el cambio de la transmisión mecánica por hidráulica (ver figura 11), aunque este coste se ve anulado cuando el vehículo tiene transmisión hidráulica desde su fabricación.

Tabla 1. Comparación de híbridos hidráulicos.

| Tipo de híbrido | Ventajas | Desventajas | % ahorro de energía | % disminución de emisiones[CO] |
|-----------------|--|---|-------------------------------------|--------------------------------|
| Serie | Permite flexibilidad total en la operación del motor[41]. | Baja eficiencia en los motores y bombas hidráulicas a bajas velocidades [19]. | 35% [37]. | 30% [42]. |
| Paralelo | Aplicable a vehículos sin transmisión hidráulica debido a las modificaciones menores que se deben realizar [43]. | Baja maniobrabilidad [21]. | 25% [42]. 30% [5] 33.12% [43] | 16-25% [5] |

Fig. 11 Sistemas híbridos en paralelo y serie.



Fuente: RYDBERG, Karl-erik. “Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives.” The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP’09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden 1–14. [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

3.4. ALGORITMOS PARA EL CONTROL DE POTENCIA

La principal ventaja que ofrecen los vehículos híbridos se basa en la eficiente transferencia de potencia y torque capturadas del frenado regenerativo, sin afectar el desempeño del vehículo, esto puede mejorar, si se administra apropiadamente la potencia.

Tabla 2. Algoritmos más utilizados para el control de potencia.

| Off Line | On line | Real-time predictivo |
|--|--|---|
| Programación Dinámica(Du et al. 2013)(Wu et al. 2004)(Chen, Vu, and Hung 2013) | Controlador basado en reglas(Karbaschian and Söffker 2014) | Control predictivo(Vu, Chen, and Hung 2014) (Deppen et al. 2011) (Beck et al. 2005) |
| Algoritmos Genéticos | Lógica Difusa (Hui, Ji-hai, | |

| | | |
|--------------------|-----------------------------------|--|
| (Hu and Zhao 2010) | and Xin 2009)(Kumar 2012) | |
| | Redes Neuronales (Borrás 2002) | |

Para el desarrollo de este trabajo se eligió la lógica difusa para el control del desplazamiento de la bomba/motor hidráulico, para el perfil de velocidad real, en la plataforma Simulink de Matlab con “Fuzzy logic Controller” block.

Lofti A. Zadeh es considerado como padre de la lógica difusa, esta se define textualmente por Barragán como: “...es una lógica multivaluada que permite valores intermedios para poder definir evaluaciones convencionales.

De esta forma, no se determina si un elemento pertenece o no a un conjunto, sino la calidad de la pertenencia evaluada en un rango completo desde la no pertenencia hasta la pertenencia con la máxima calidad posible. Esta característica permite el análisis del razonamiento aproximado, mucho menos estricto que la lógica bivaluada tradicional.”

Basado en la imprecisión de la deducción humana e involucrando planteamiento matemático, la lógica difusa puede proveer una respuesta a un problema basándose en el conocimiento del tema, que no necesariamente es exacta o completa.

Esta lógica permite establecer límites ligeros para los conjuntos, es decir, no todo es blanco o negro.

Para el control de potencia, el control difuso Barragán [36] resalta las siguientes ventajas:

- Facilidad en la implementación,
- Aplicabilidad en procesos no lineales y de difícil modelación
- No depende de ecuaciones matemáticas complejas

Aunque presenta dificultad en la interpretación de valores difusos.

Se puede entonces realizar un control sobre el desplazamiento de la bomba/motor hidráulico, dependiendo de la cantidad de energía cinética disponible para regenerar, este desplazamiento no será máximo ni mínimo, si no que dependerá de un conjunto de reglas que facilitarán la proporción del desplazamiento, según la aceleración o la desaceleración del vehículo.

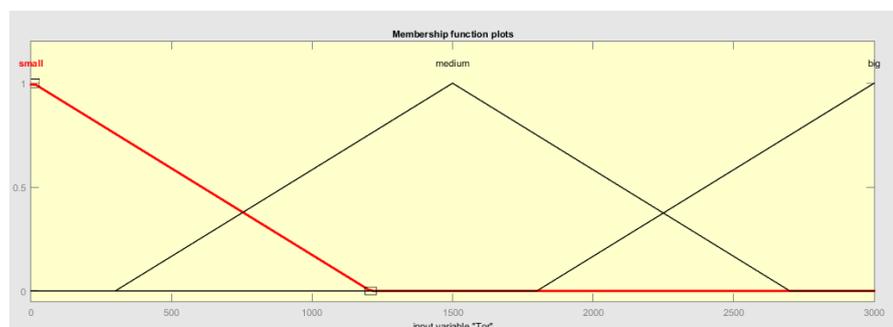
Para comprender mejor la lógica difusa, se presentan a continuación sus etapas:

- Etapa de difusicación: En esta etapa se calculan los grados de pertenencia que podría tener cada una de las entradas, en este caso particular, la entrada para el control difuso es el torque requerido, este torque requerido representa para la etapa de frenado la cantidad de energía cinética disponible por regenerar. Por tal razón el desplazamiento del dispositivo hidráulico debe aumentar o disminuir en proporción de la magnitud del torque de frenado.

Es necesario determinar las funciones de pertenencia de la variable, se utilizó para este modelo reglas de pertenencia básicas para el torque requerido.

Las magnitudes del torque requerido para los perfiles utilizados, varían entre 0 y un máximo de 3000 N.m, se utilizó el toolbox de Simulink para lógica difusa para implementar las funciones de pertenencia. Como se muestra a continuación. Se distinguen tres etiquetas para el torque: bajo, medio y alto.

Fig. 12 Funciones de pertenencia para lógica difusa



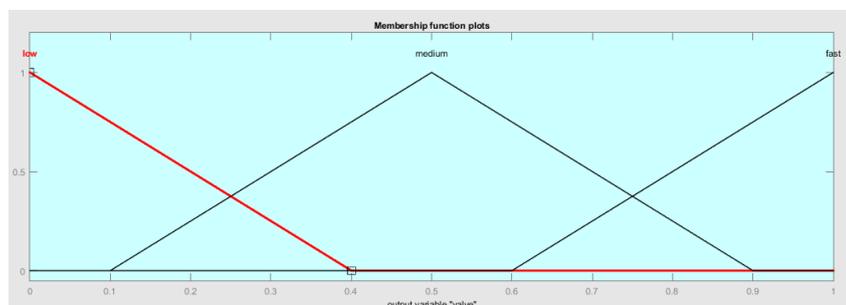
- Reglas de difusificación: En esta etapa, el controlador difuso evalúa las entradas difusas producto de la etapa de difusificación. Las reglas son sentencias gramaticales que describen la acción que debe ser tomada en respuesta a las entradas difusas. Estas reglas deben ser elaboradas con pleno conocimiento del sistema, como se mencionó anteriormente, dicho desplazamiento debe ser proporcional al torque de frenado, para aprovechar de manera óptima la cantidad de energía disponible. Para el modelo propuesto se implementaron tres reglas básicas, teniendo en cuenta que al controlador difuso solo ingresa una entrada (torque requerido).

- ✓ Si el torque es bajo el desplazamiento es bajo.
- ✓ Si el torque es medio el desplazamiento es medio.
- ✓ Si el torque es alto el desplazamiento es alto

Estas reglas propuestas son proporcionales a la magnitud del torque requerido.

- Etapa de defusificación: Esta etapa tiene como objetivo encontrar las salidas del controlador dependiendo de las reglas de pertenencia de salida. La salida del controlador difuso es la proporción entre cero y uno en que debe modificarse el desplazamiento de la bomba/motor hidráulico. Estas reglas básicas de salida, se muestran a continuación:

Fig. 13 Funciones de pertenencia para salida de lógica difusa



A continuación se clasifican los algoritmos de control más usados en el control de potencia (ver Tabla 2).

3.4.1 Off-line. Usualmente se usa para definir parámetros de control de potencia por adelantado, es decir, se debe conocer de antemano el ciclo de manejo del vehículo. Dependiendo de la clase de administración de potencia, los métodos de optimización estático como dinámico se pueden utilizar para el control off-line.

El método de optimización estático utilizan modelos quasi-estáticos del vehículo a controlar, como el método de balance instantáneo de potencia. [37].

En contraste, el método de optimización dinámico, como la programación dinámica (DP - Dynamic Programming) utiliza modelos dinámicos de los subsistemas en el proceso de optimización [38].

En [39], [40], [41], utilizan la programación dinámica, este algoritmo se enfoca en solucionar un problema de decisión secuencial o multietapa, busca soluciones óptimas en un ciclo de manejo conocido de antemano en lugar del punto de operación actual, conduciendo a decisiones optimas absolutas [42]. Los algoritmos genéticos (GA - Genetic Algorithm) son una optimización numérica enfocada para problemas multi-objetivo, multi-paramétrico y no lineal, se utilizó por Hu y Zhao [43].

3.4.2 On-line. Los sistemas on-line se utilizan en los sistemas donde la próxima demanda de potencia o la trayectoria no se conocen con anticipación, por tal motivo solamente los métodos de optimización basados en datos de velocidad instantánea pueden ser implementados. Sin embargo, el desempeño y la eficiencia de las estrategias de control on-line son más bajos que las estrategias de control off-line [44]. El algoritmo “Rule-based” es simple de diseñar y de implementar. Su concepto se basa en la determinación instantánea de la relación de potencia fundamentada en reglas lógicas y restricciones locales, por tal motivo, el algoritmo “Rule-based” no puede ser óptimo según M. Karbaschian y D. Söffker. Como las reglas lógicas dependen de las características del sistema, la topología, y los objetivos de diseño, no existe un único método para unificar las reglas. Esta estrategia es implementada por Ibrahim, Stelson y Kim.

El controlador de lógica fuzzy se basa en lógicas parcialmente verdaderas, en otras palabras, las reglas no son necesariamente verdaderas o falsas. Los autores Hui, Kumar y Samlasi utilizan este algoritmo. Este controlador contiene una serie de reglas lingüísticas y cada una de esas reglas contiene un antecedente y consecuencias, por tal motivo el controlador fuzzy puede garantizar la robustez en la administración de potencia [45].

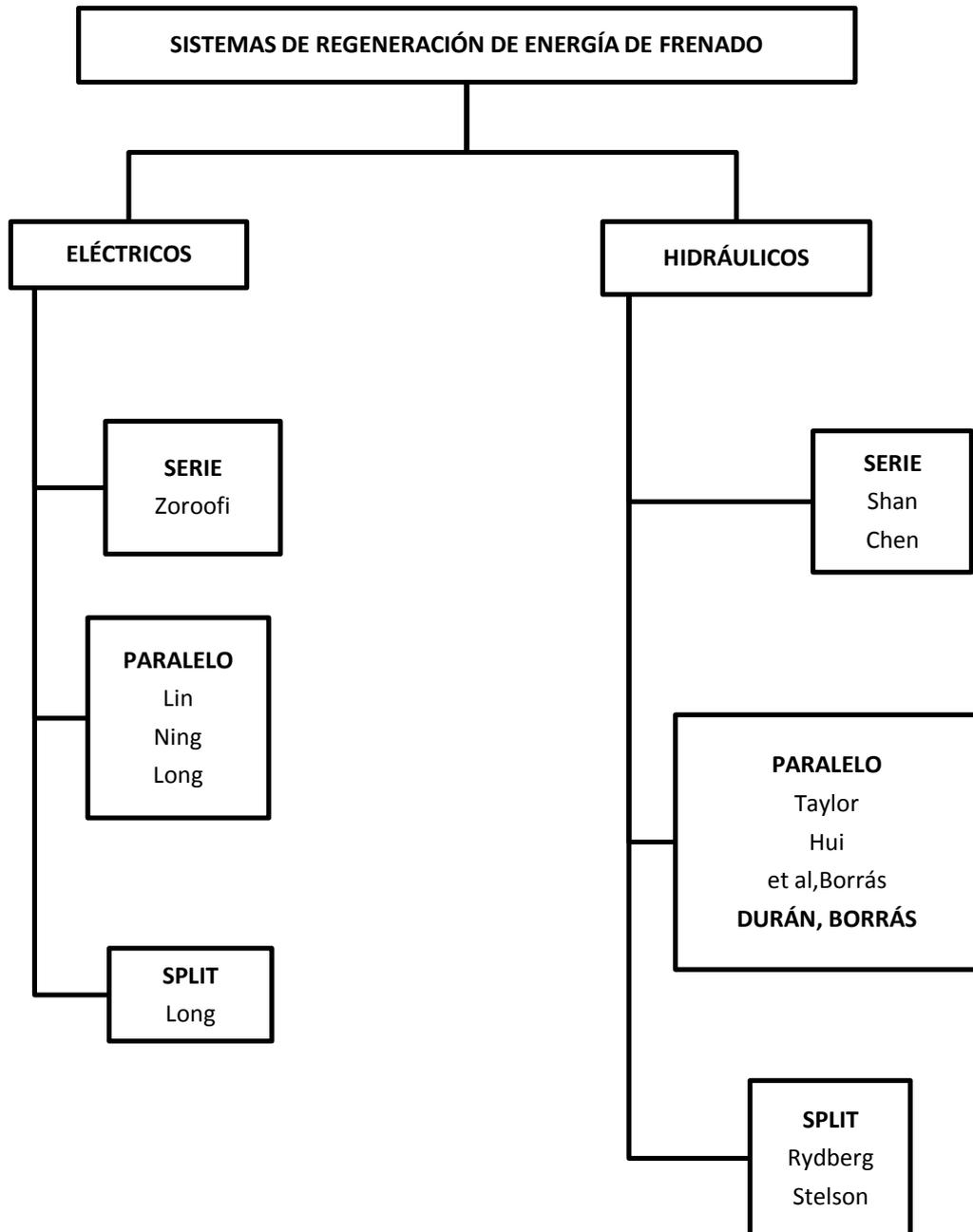
La estrategia ECMS (Equivalent Consumption Minimization Strategy) es una estrategia de gestión de potencia, optimizada instantáneamente. Este algoritmo utilizado considera el acumulador como un tanque de combustible reversible, la fluctuación del nivel de energía en la fuente de energía secundaria puede ser compensada por la reserva en el acumulador [46] Karbaschian and Söffker.

3.4.3 Real-time. Suponer previamente el ciclo de manejo del vehículo no es realista, y solo se utiliza en algoritmos de optimización off-line, para superar este inconveniente, se han desarrollado métodos como el reconocimiento de ciclos y el uso de datos GPS, aplicados en algoritmos de optimización real-time fundamentados en los datos de velocidades preliminares y presentes [47].

Los autores Vu, Deppen y Beck implementan el algoritmo MPC. En [48], Timothy O. Deppen et al presenta un MPC (Model Predictive Controller) para regular la aceleración, el desplazamiento de la bomba y la apertura de la válvula. MPC es un marco de control óptimo de horizonte finito, que utiliza el modelo del sistema para expresar valores futuros de los estados en términos de las decisiones previas dentro de la zona de predicción.

En la figura 14 se observan los investigadores destacados en tecnología híbrida de regeneración.

Fig. 14 Principales investigadores en híbridos de regeneración.



4. DESARROLLO DEL MODELO DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA

Para cumplir los objetivos específicos propuestos de la investigación se ha elaborado una revisión bibliográfica en un artículo titulado: “Estado del arte acerca de los sistemas de regeneración de energía de frenado en vehículos híbridos hidráulicos” presentado y publicado en el Congreso Internacional de Ingeniería Mecatrónica y Automatización CIIMA 2016.

De igual forma, para el segundo objetivo específico, se ha desarrollado un modelo de regeneración de energía de frenado en entorno Simulink de Matlab, donde se simuló el comportamiento del vehículo con y sin sistema regenerativo.

Para el cumplimiento de tal objetivo se trazó una metodología que comprende la caracterización del vehículo con el respectivo tonelaje (sección 3.1), los perfiles de velocidades con los cuales se simuló dicho modelo (sección 3.2), el circuito hidráulico de regeneración de energía y el dimensionamiento de cada uno de sus componentes de acuerdo con las referencias bibliográficas (sección 3.3).

Para el objetivo específico 3 se comparan las torques y potencias requeridas para el vehículo con y sin sistema de regeneración, los resultados se encuentran en el capítulo 5 del presente documento.

El diseño del circuito hidráulico se explica en un capítulo aparte (Capítulo 4).

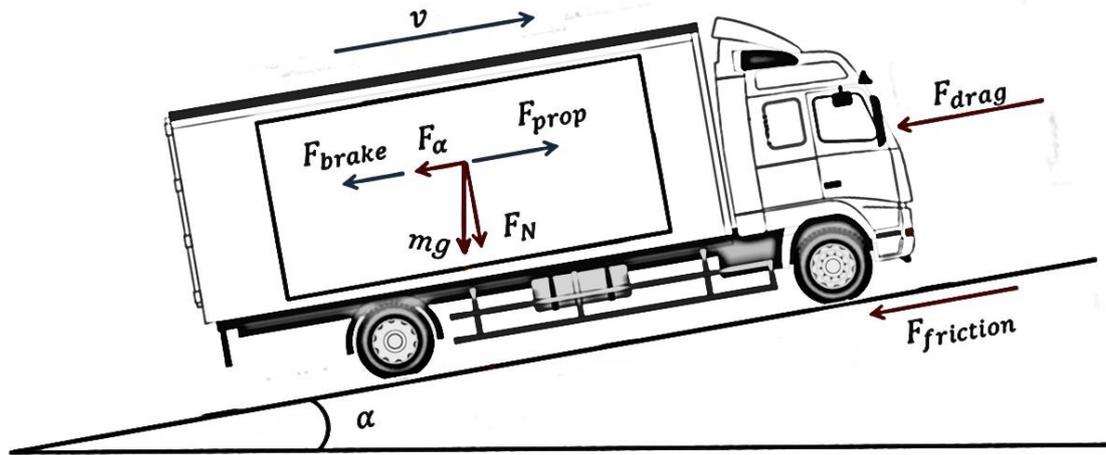
4.1 MODELO DINÁMICO DEL VEHÍCULO

El modelo de un grado de libertad del vehículo se ha desarrollado para el estudio de su dinámica, el diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 15, este modelo proporcionará los perfiles de torque y potencia requeridos en el motor para completar satisfactoriamente el recorrido.

En el modelo dinámico del vehículo [49] se consideran parámetros geométricos del mismo, la masa y el ciclo de manejo.

El vehículo debe vencer fuerzas debidas a la gravedad, la carga de viento, la resistencia a la rodadura y la inercia.

Fig. 15 Fuerzas aplicadas durante el frenado.



La fuerza de tracción f_t se describe con las siguientes ecuaciones tomadas de Schaltz en [50]:

$$f_t = f_I + f_g * \sin(\alpha) + f_{rr} + f_{drag} \quad (1)$$

$$f_I = M_{truck} * a_{car} \quad (2)$$

$$f_g = M_{truck} * g \quad (3)$$

$$f_{rr} = M_{truck} * g * \cos(\alpha) * c_{rr} \quad (4)$$

$$f_{drag} = \frac{1}{2} * \rho_{air} * C_{drag} * A_{front} * (v_{truck} + v_{wind})^2 \quad (5)$$

Dónde:

f_I = Fuerza inercial del vehículo

f_g = Fuerza gravitacional

f_{rr} = Resistencia a la rodadura

f_{drag} = Resistencia del viento.

C_{drag} = Coeficiente de arrastre aerodinámico.

c_{rr} = Coeficiente de resistencia a la rodadura

A_{front} = Área frontal del vehículo

v_{bus} = Velocidad del vehículo

v_{wind} = Velocidad del viento

ρ_{air} = Densidad el aire

M_{truck} = Masa del vehículo.

Dichos parámetros se asignan más adelante en el desarrollo del modelo, según las publicaciones revisadas.

Para el modelo dinámico [51] se tienen parámetros como el área frontal (6.5 m²) propia de la geometría del vehículo, el peso del vehículo, el radio de las ruedas, la resistencia a la rodadura (0.02), el coeficiente de arrastre (0.65), según Kumar y Gillespie.

El apartado 3.1, muestra la fuerza de tracción como la suma de fuerzas como la inercial, de arrastre, del viento y de rodadura que se calcula con las constantes anteriormente descritas.

A parte del perfil de velocidades, al modelo ingresan el peso total del vehículo, el área frontal, el radio de las ruedas.

Debido a que los resultados de las publicaciones no consideraban la inclinación del terreno además de que fue preciso validar los resultados bajo condiciones iguales, el modelo no consideró dicha inclinación, aunque matemáticamente era posible, sus resultados no eran validables con resultados en publicaciones.

Del modelo se calculan la fuerza de tracción, el torque requerido en las ruedas y su velocidad angular, se encuentran el torque requerido y la velocidad angular en él toma fuerza por medio de las ecuaciones 6 y 7:

$$\omega_{MCI} = i_{Dif} * \omega_{ruedas} \quad (6)$$

$$T_{MCI} = \frac{T_{ruedas}}{\eta_{Dif} * i_{Dif}} \quad (7)$$

El vehículo elegido es el Camión Dura Star de International Trucks, ya que cumple con el tonelaje propuesto en el objetivo general.

La fuerza de tracción en el vehículo será la suma de la fuerza inercial, la resistencia a la rodadura y la carga de viento (Ver apéndice A). Con la fuerza de tracción y el radio de las ruedas se calculan el torque y la potencia en el eje trasero (Ver apéndice B).

Para calcular el torque en el eje de transmisión de potencia se tiene en cuenta la relación del diferencial ($i = 7.21$)

La conexión mecánica entre la transmisión del vehículo se realiza por medio de un toma fuerza (ver figura 1) que reduce las revoluciones de la transmisión con la relación $i = 4.875$ según Song Yunpu en [52] y Kumar en [53].

Para el desarrollo de esta investigación, se ha propuesto implementar el sistema de regeneración de energía de frenado configurado en paralelo para un vehículo de carga pesada.

Fig. 16 Camión International Dura Star 4300 Series.

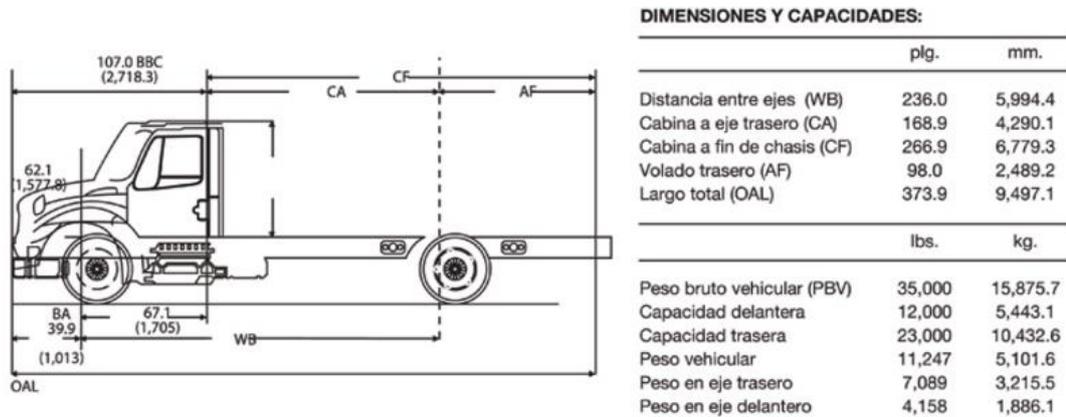


Fuente: DURASTAR International Catalog. Navistar, Canadá. 2017. [En línea] Citado en 15 febrero 2017. Extraído en: <https://www.internationaltrucks.com/trucks/durastar>

Este vehículo cuenta en sus versiones con un motor Cummins ISB6.7, y un peso bruto vehicular de 35.000 lbs (15.875 Kg).

Las dimensiones y capacidades del vehículo son las siguientes:

Fig. 17 Dimensiones y capacidades Dura Star 4300 Series.



Fuente: DURASTAR International Catalog. Navistar, Canadá. 2017. [En línea] Citado en 15 febrero 2017. Extraído en: <https://www.internationaltrucks.com/trucks/durastar>

4.2 ACUMULADOR HIDRÁULICO

Dependiendo de los requerimientos de velocidad, el acumulador constantemente cambia su estado de carga, ya sea en modo carga cuando el vehículo disminuye su velocidad, o en modo descarga cuando el vehículo requiere propulsión.

El acumulador hidráulico consiste en una cámara de gas precargado y una cámara de aceite, esta cámara de fluido está conectada al sistema hidráulico, ambas cámaras están separadas por una membrana. Si la presión del fluido a la entrada del acumulador es mayor que la presión de precarga, el fluido ingresará al acumulador y comprimirá el gas, acumulando energía hidráulica. Una disminución en la presión del fluido a la entrada del acumulador, descomprimirá el gas y este a su vez descargará el fluido almacenado al sistema.

Durante la operación del sistema de regeneración, este acumulador se somete a constantes cargas y descargas dependiendo de las maniobras de aceleración y frenado del vehículo.

De acuerdo con Pourmovahed [54] el balance de energía en el acumulador se basa en el gas presente en el mismo, como se muestra en la ecuación 8.

$$m_g \frac{dU}{dt} = -p_g \frac{dV}{dt} - m_f c_f \frac{dT}{dt} - hA_w(T - T_w) \quad (8)$$

Donde A_w es el área efectiva del acumulador para el calor por convección. Para un gas real, la derivada de la energía interna se puede expresar por medio de la ecuación 9.

$$\frac{dU}{dt} = m \left[C_v(p, T) \frac{dT}{dt} + \left(T \left| \frac{\partial p}{\partial T} \right| - p_g \right) \frac{dV_g}{dt} \right] \quad (9)$$

Donde $C_v(p, T)$ es el calor específico a volumen constante como función de la presión y la temperatura, V_g es el volumen específico de vapor saturado, y $\frac{\partial p}{\partial T}$ es la derivada parcial con volumen constante.

La temperatura del acumulador se expresa en la ecuación (10) según (Ho and Ahn 2010):

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{T_w} \left(T_{amb} - T_g(t) \right) - \frac{T(t)q_a(t)}{c_v m} \left| \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right|_v \quad (10)$$

La presión del gas es función de la temperatura del gas y del volumen específico, como lo expresa la ecuación de Beattie-Bridgman (11):

$$p_g(t) = \left(\frac{m}{V_g(t)} \right)^2 \left[RT_g(t) \cdot \left(1 - \frac{mc}{V_g(t)T_g(t)^3} \right) \left(\frac{V_g(t)}{m} + B_o \left(1 - \frac{mb}{V_g(t)} \right) \right) - A_o \left(1 - \frac{ma}{V_g(t)} \right) \right] \quad (11)$$

Donde A_0, B_0, a, b y R son constantes.

El volumen de gas puede ser estimado partiendo del flujo volumétrico que ingresa al acumulador por medio de la ecuación 12:

$$V_g(t) = V_{oa} + \int_0^t Q_a(t) dt \quad (12)$$

Dónde:

U = Energía interna del gas por unidad de masa[J]

P_g = Presión absoluta del gas[Pa]

m_f =masa de espuma[Kg]

c_f = Coeficiente de fricción.

h =Coeficiente de transferencia de calor[W/m².K]

A_w =Área de pared efectiva del acumulador [m²]

T =Temperatura del gas absoluta [K]

C_v =Calor específico a volumen constante [J/Kg K]

V_g =Volumen de gas [m³]

T_w = Temperatura de pared del acumulador[k]

Q_a =Flujo actual[m³/s]

En este modelo, se utilizó el acumulador de Simscape de Simulink para acumuladores hidráulicos, ya que es una representación simplificada de las ecuaciones anteriormente enunciadas y no se requiere un abordaje termodinámico para el acumulador en este trabajo de investigación. Esta representación tiene algunas consideraciones que se muestran a continuación:

- El proceso en la cámara de gas es asumido como politrópico.
- La carga en la membrana como la inercia o la fricción, no son consideradas.
- La resistencia hidráulica a la entrada del acumulador no es considerada.
- La compresibilidad del fluido no es considerada.

Adicionalmente se consideró como incompresible el aceite en los rangos de presión de trabajo del circuito.

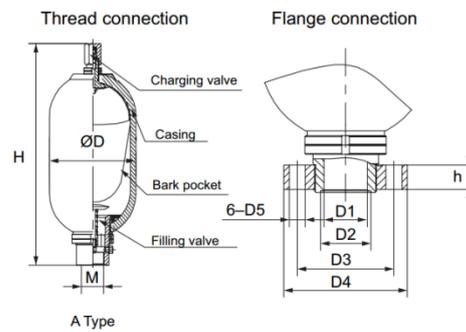
El modelamiento del acumulador hidráulico se explica a profundidad por Otis y Pourmovahed en su trabajo “An algorithm for computing nonflow gas processes in gas springs and hydropneumatic accumulators” [55] (ecuaciones de la sección 3.2).

Los parámetros de configuración del acumulador hidráulico incluyen la presión de precarga y el volumen del acumulador. La presión de precarga, de acuerdo

con las publicaciones y el tonelaje del vehículo se han fijado en 18 MPa [56], y la presión máxima de trabajo en 32 MPa [57]. Esta presión máxima de trabajo, es la presión de taraje de la válvula de alivio del sistema hidráulico.

El volumen del acumulador hidráulico debe garantizar el máximo aprovechamiento de la energía cinética disponible, el volumen del acumulador de alta presión es de 63 L, para un vehículo similar al seleccionado para el modelo, según Kumar en [58] y Liu en [59], se selecciona el acumulador NXQJ de 63L (ver figura 18).

Fig. 18 Acumulador hidráulico NXQJ 63L.



| Model | Nominal pressure MPa | Nominal capacity L | Basic dimension mm | | | | | | | | Weight kg | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------|----------------------|--------------------|--------------------|------|------|----|----|----|----|-----|-----------|-----|----|----|-----|-----|-------|------|----|----|-----|-----|-------|------|----|----|-----|-----|-------|-----|
| | | | M | D | H | h | D1 | D2 | D3 | D4 | | D5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-0.4/* | 10 | 0.4 | M27 x 2 | Ø89 | 260 | 28 | 40 | 50 | 97 | 130 | 6-Ø17 | 3.3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-0.63/* | | 305 | | | 4.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-1/* | | 430 | | | 6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-1/* | | 1 | Ø114 | 330 | 5.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-1.6/* | | 1.6 | M42 x 2 | Ø152 | 361 | | | | | | | 32 | 55 | 70 | 125 | 160 | 6-Ø21 | 12.5 | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-2.5/* | | 2.5 | | | 428 | | | | | | | | | | | | | 15 | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-4/* | | 4 | | | 538 | | | | | | | | | | | | | 18.5 | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-6.3/* | | 6.3 | M60 x 2 | Ø219 | 708 | | | | | | | | | | | | | 40 | 70 | 80 | 125 | 200 | 6-Ø26 | 25.5 | | | | | | |
| NXQ-10/* | | 10 | | | 650 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 43 | | | | | | |
| NXQ-16/* | | 16 | | | 860 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 57 | | | | | | |
| NXQ-25/* | | 25 | 1160 | 90 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-40/* | | 40 | 1680 | 123 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-20/* | | 20 | M72 x 2 | Ø299 | 690 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 40 | 70 | 80 | 125 | 200 | 6-Ø26 | 90 |
| NXQ-25/* | | 25 | | | 780 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 105 |
| NXQ-40/* | | 40 | | | 1050 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | 135 |
| NXQ-63/* | | 63 | | | 1470 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-80/* | 80 | 1810 | | | 241 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NXQ-100/* | 100 | 2190 | | | 290 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Note: Not listed NXQ-125/* above. Contact your Dodge Service representative for specific information for a non-standard accumulator.

Fuente: DURASTAR International Catalog. Navistar, Canadá. 2017. [En línea] Citado en 15 febrero 2017. Extraído en: <https://www.internationaltrucks.com/trucks/durastar>

4.3 BOMBA/MOTOR HIDRÁULICA

La teoría de Wilson para bomba/motor hidráulico en el año 1947 resuelve las bases para el modelamiento de las bombas de pistones axiales, de engranajes o de paletas según Pourmovahed en [60].

El flujo volumétrico de la bomba [m^3/s] es una función no lineal de la velocidad y el desplazamiento, el flujo ideal a través de la bomba/motor está dado por la ecuación 13.

$$Q_i = x\omega D \quad (13)$$

Donde x es una fracción de una máxima capacidad, para una unidad de eje quebrado que hace referencia al ángulo de giro α_0 por la ecuación (14):

$$x = \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_{max}} \quad (14)$$

El ángulo de giro está definido para ser positivo cuando opera como bomba. Las restricciones de entrada, las fugas y la compresibilidad del fluido reducen el caudal. La eficiencia volumétrica (ecuación 15) es la razón entre el caudal actual y el ideal.

$$\eta_v = \frac{Q_a}{Q_i} \quad (15)$$

El torque requerido en operación ideal, es decir sin fricción está dado por la ecuación 16.

$$T_i = x\Delta p D \quad (16)$$

Donde "D" es la capacidad volumétrica del dispositivo hidráulico en [m^3/rad]

La eficiencia mecánica en la bomba es la razón entre el torque ideal y el actual (ver ecuación 17).

$$\eta_t = \frac{T_i}{T_a} \quad (17)$$

Las ecuaciones equivalentes para el modo de operación motor son las ecuaciones 18 y 19, que definen la eficiencia volumétrica y mecánica respectivamente.

$$\eta_v = \frac{Q_i}{Q_a} \quad (18)$$

$$\eta_t = \frac{T_a}{T_i} \quad (19)$$

El flujo volumétrico actual del aceite hidráulico que sale de la bomba es igual a la tasa de compresión del gas en el acumulador (ver ecuación 20).

$$Q_a = -m_g \frac{dv}{dt} \quad (20)$$

El torque regenerado es la diferencia entre el torque actual del motor y las perdidas por fricción y las perdidas en los rodamientos.

La presión diferencial depende del modo de operación de la máquina hidráulica (ver ecuación 21).

$$\Delta p = p - p_{tank} + \text{sgn}(\alpha_0) \Delta p_L \quad (21)$$

Dónde:

$$\text{sgn}(\alpha_0) = \begin{cases} +1 & \text{modo bomba} \\ -1 & \text{modo motor} \end{cases}$$

Las maquinas hidráulicas de pistones axiales poseen varios pistones que están colocados paralelamente al árbol de accionamiento.

Están disponibles tanto para caudal variable como para caudal fijo, estas máquinas funcionan según el principio de plato basculante, para variar el caudal de cero a un máximo.

La bomba/motor hidráulica para un sistema de regeneración configurado en paralelo, para un vehículo de alrededor de 15 toneladas es la A4VG90 de Bosch Rexroth, utilizada por Liu en [61] ver figura 19).

La capacidad volumétrica de esta bomba/motor hidráulica es de 90 cm³/rev, que para una velocidad angular de 3050 rpm puede trasegar un caudal de 275 l/min.

Fig. 19 Características de la bomba A4VG90.

| Size | NG | | 28 | 40 | 56 | 71 | 90 | 125 | 180 | 250 | |
|--|--------------------|--------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Displacement geometric, per revolution | | | | | | | | | | | |
| variable pump | V _{g max} | cm ³ | 28 | 40 | 56 | 71 | 90 | 125 | 180 | 250 | |
| boost pump (at p = 20 bar) | V _{g Sp} | cm ³ | 6.1 | 8.6 | 11.6 | 19.6 | 19.6 | 28.3 | 39.8 | 52.5 | |
| Speed ¹⁾ | | | | | | | | | | | |
| maximum at V _{g max} | n _{nom} | rpm | 4250 | 4000 | 3600 | 3300 | 3050 | 2850 | 2500 | 2400 | |
| limited maximum ²⁾ | n _{max} | rpm | 4500 | 4200 | 3900 | 3600 | 3300 | 3250 | 2900 | 2600 | |
| intermittent maximum ³⁾ | n _{max} | rpm | 5000 | 5000 | 4500 | 4100 | 3800 | 3450 | 3000 | 2700 | |
| minimum | n _{min} | rpm | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | |
| Flow | | | | | | | | | | | |
| at n _{nom} and V _{g max} | q _v | L/min | 119 | 160 | 202 | 234 | 275 | 356 | 450 | 600 | |
| Power ⁴⁾ | | | | | | | | | | | |
| at n _{nom} , V _{g max} and | Δp = 400 bar | P | kW | 79 | 107 | 134 | 156 | 183 | 238 | 300 | 400 |
| Torque ⁴⁾ | | | | | | | | | | | |
| at V _{g max} and | Δp = 400 bar | T | Nm | 178 | 255 | 357 | 452 | 573 | 796 | 1146 | 1592 |
| | Δp = 100 bar | T | Nm | 45 | 64 | 89 | 113 | 143 | 199 | 286 | 398 |
| Rotary stiffness drive shaft | | | | | | | | | | | |
| | S | c | kNm/rad | 31.4 | 69 | 80.8 | 98.8 | 158.1 | 218.3 | 244.5 | 354.5 |
| | T | c | kNm/rad | - | - | 95 | 120.9 | - | 252.1 | 318.4 | 534.3 |
| | A | c | kNm/rad | - | 79.6 | 95.8 | 142.4 | 176.8 | 256.5 | - | - |
| | Z | c | kNm/rad | 32.8 | 67.5 | 78.8 | 122.8 | 137 | 223.7 | 319.6 | 624.2 |
| | U | c | kNm/rad | - | 50.8 | - | - | 107.6 | - | - | - |
| Moment of inertia for rotary group | | | | | | | | | | | |
| | J _{GR} | kgm ² | 0.0022 | 0.0038 | 0.0066 | 0.0097 | 0.0149 | 0.0232 | 0.0444 | 0.0983 | |
| Maximum angular acceleration ⁵⁾ | | | | | | | | | | | |
| | α | rad/s ² | 38000 | 30000 | 24000 | 21000 | 18000 | 14000 | 11000 | 6700 | |
| Case volume | | | | | | | | | | | |
| | V | L | 0.9 | 1.1 | 1.5 | 1.3 | 1.5 | 2.1 | 3.1 | 6.3 | |
| Mass approx. (without through drive) | | | | | | | | | | | |
| | m | kg | 29 | 31 | 38 | 50 | 60 | 80 | 101 | 156 | |
| Center of gravity ⁶⁾ | | | | | | | | | | | |
| | X | mm | < 5 | < 5 | < 5 | < 5 | < 5 | < 5 | < 5 | < 5 | |
| | Y | mm | 24 | 20 | 20 | 15 | 20 | 30 | 33 | 30 | |
| | Z | mm | 105 | 112 | 106 | 135 | 145 | 160 | 180 | 203 | |

Fuente: BOSCH GROUP, Rexroth. n.d. "Axial Piston Variable Pump." 2010 (RE 92003/06.12):20.

Para el modelo en simulink, se utilizaron los blocks de "Hydraulic Pump" e "Hydraulic Motor" (ver figura 20), para simular dicha bomba/motor, ya que de esta manera se pudo garantizar la oportuna conmutación del sistema de regeneración entre modo propulsión y modo frenado, por medio de la válvula de conmutación.

Las ecuaciones del motor hidráulico tomadas de Cornell y aplicadas en el modelo se describen a continuación [62]:

$$q = D * \omega * -k_{leak} * q_L \quad (22)$$

$$T = D * p * \eta_{mech} \quad (23)$$

$$D = \frac{D_{max} * X}{X_{max}} \quad (24)$$

$$p = p_A - p_B \quad (25)$$

$$k_{leak} = \frac{k_{HP}}{v * \rho} \quad (26)$$

$$k_{HP} = \frac{D_{max} * \omega_{nom} (1 - \eta_V) v_{nom} * \rho_{nom}}{p_{nom}} \quad (27)$$

Dónde:

q = Caudal

p = Presión diferencial a través de la máquina.

p_A, p_B = Presión en los terminales

D = Desplazamiento instantáneo del motor

D_{Max} = Máximo desplazamiento del motor

X = Control de desplazamiento

X_{max} = Máximo desplazamiento del motor

T = Torque a la salida del motor

ω = Velocidad angular a la salida del motor

k_{leak} = coeficiente de fuga

k_{HP} = coeficiente de Hagen-Poiseuille

η_V = Eficiencia volumétrica del motor

η_{mech} = Eficiencia mecánica del motor

v = Viscosidad cinemática del fluido

ρ = Densidad del fluido

ρ_{nom} = Densidad nominal del fluido

p_{nom} = Presión nominal del motor

ω_{nom} = Velocidad angular nominal del motor

v_{nom} = Viscosidad cinemática nominal del fluido

Los puertos para la bomba de desplazamiento variable, a la izquierda de la figura 20, son "S" para la conexión del eje, en este caso el eje del toma-fuerza

conectado a la transmisión del vehículo, “P” y “T” son puertos hidráulicos para presión (acumulador de alta presión) y tanque (reservorio) y el puerto “C”, que es la señal de control para el desplazamiento de la bomba por medio de la placa basculante.

Fig. 20 Bomba y Motor hidráulico de desplazamiento variable.

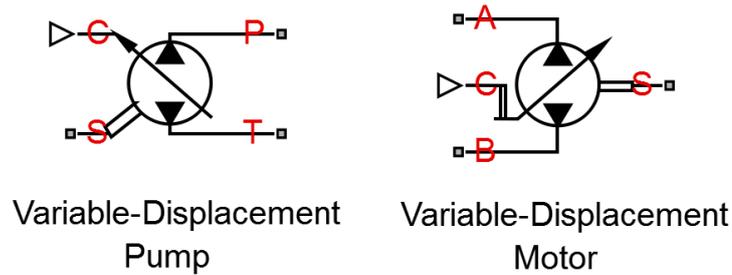


Fig. 21 Bomba y Motor hidráulico de desplazamiento A4VG.



Fuente: BOSCH GROUP, Rexroth. n.d. “Axial Piston Variable Pump.” 2010 (RE 92003/06.12):20.

Cuando existe una señal de torque en “S”, el aceite fluirá desde “T” hasta “P” en mayor o menor proporción, dependiendo del desplazamiento “C”.

Para el motor de desplazamiento variable los puertos “A” y “B” son hidráulicos, “S” es el eje que va al toma-fuerza, y de igual manera que en la bomba hidráulica, el puerto “C” controla el desplazamiento del motor.

En este caso, el aceite fluye de “A” hacia “B” y genera un torque en “S”.

4.4 DEL PERFIL DE VELOCIDADES

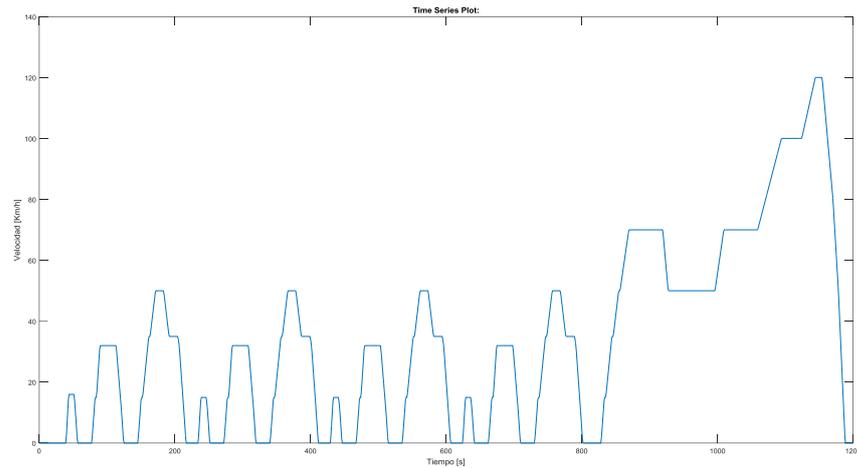
El vehículo de carga se desplaza bajo un perfil de velocidades, para esta simulación se utilizaron dos perfiles de velocidades, un perfil estándar (New Europea Driving Cycle) y otro perfil real que se obtuvo gracias a una compañía que realiza seguimiento satelital a las flotas de transporte.

La elección del perfil de velocidades estándar NEDC para esta simulación se fundamentó en tener una referencia para el modelo utilizado, es decir, simular dicho modelo con un perfil y comparar con unos resultados conocidos para determinar si el porcentaje de disminución es cercano al deseado.

La disminución en el consumo para este perfil está cercana al 27% según Taylor [63].

En la figura 22 se puede observar el perfil de velocidades NEDC. Conociendo la velocidad del vehículo continuamente, y con el modelo dinámico del vehículo en el capítulo 3, se pueden conocer las revoluciones por minuto del motor y el torque requerido por el mismo para satisfacer el perfil de velocidades.

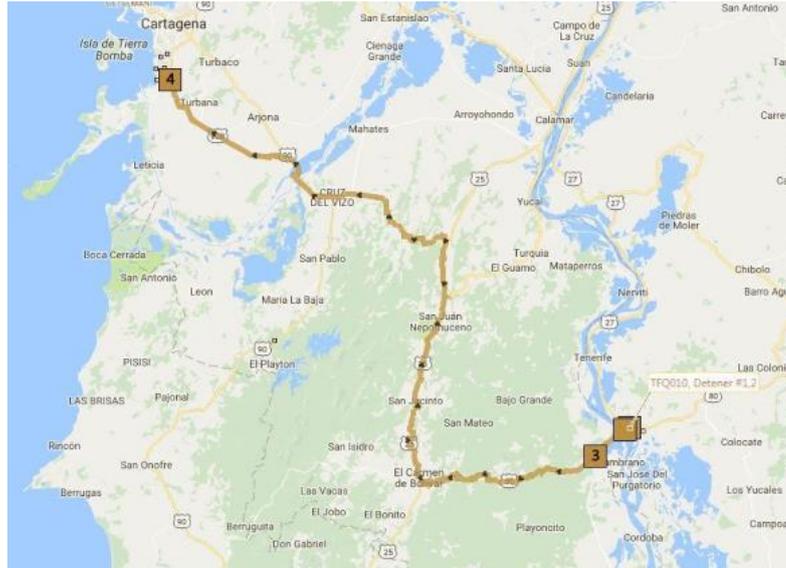
Fig. 22 Perfil NEDC



El segundo perfil de velocidades utilizado, fue un perfil de velocidad propio de una ruta de un camión de transporte, este perfil se obtuvo mediante una tabla de datos proporcionada por la compañía Navisaf que presta servicios de administración de flotas.

Este recorrido se realizó el día 4 de Octubre del 2016 desde San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar) (ver figura 23).

Fig. 23 Recorrido total del camión.

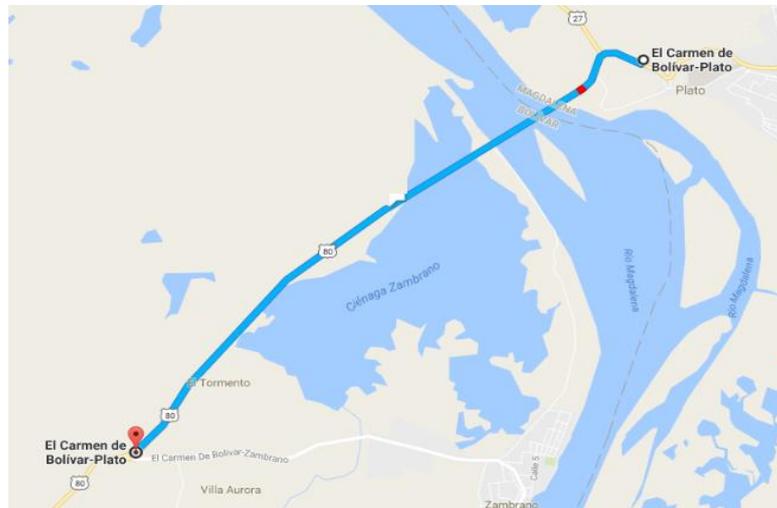


Fuente: Google Maps. [En línea] Citado en 25 febrero 2017. Extraído en <https://www.google.es/maps/place/Turbana,+Bol%C3%ADvar,+Colombia/@10.274743,-75.4459708,16z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x8e589de4f86e7c59:0x6bb1dc54fc5cc976!8m2!3d10.274743!4d-75.441594>

De este recorrido, se eligió una porción de mismo, donde existieran cambios significativos de velocidad, ya que estos son favorables para la regeneración de energía de frenado, esta fracción está comprendida entre el municipio de Plato y Villa Aurora (ver figura 24).

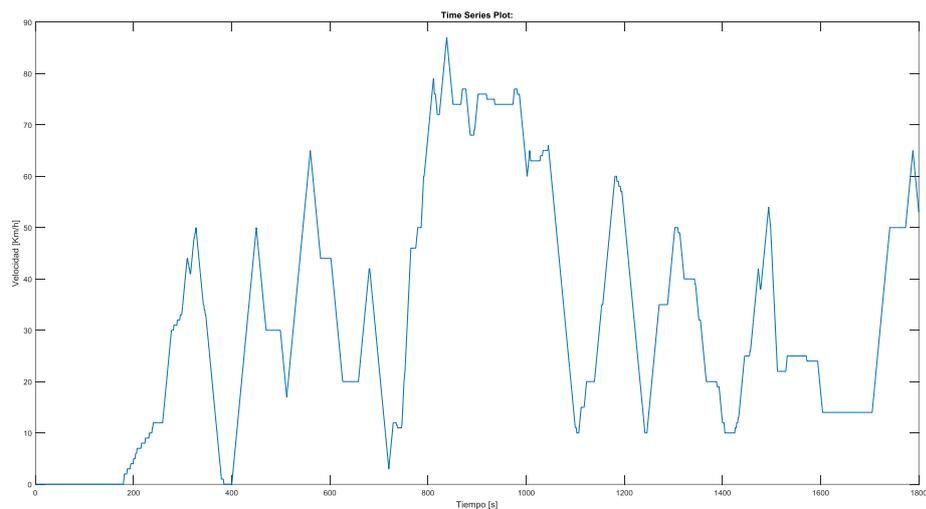
Dicho perfil de velocidades tiene una duración de 1800 segundos aproximadamente (ver figura 25).

Fig. 24 Recorrido parcial del camión tramo de la ruta entre San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar)



Fuente: Google Maps. [En línea] Citado en 25 febrero 2017. Extraído en <https://www.google.es/maps/place/Turbana,+Bol%C3%ADvar,+Colombia/@10.274743,-75.4459708,16z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x8e589de4f86e7c59:0x6bb1dc54fc5cc976!8m2!3d10.274743!4d-75.441594>

Fig. 25 Perfil de velocidades real tramo de la ruta entre San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar)

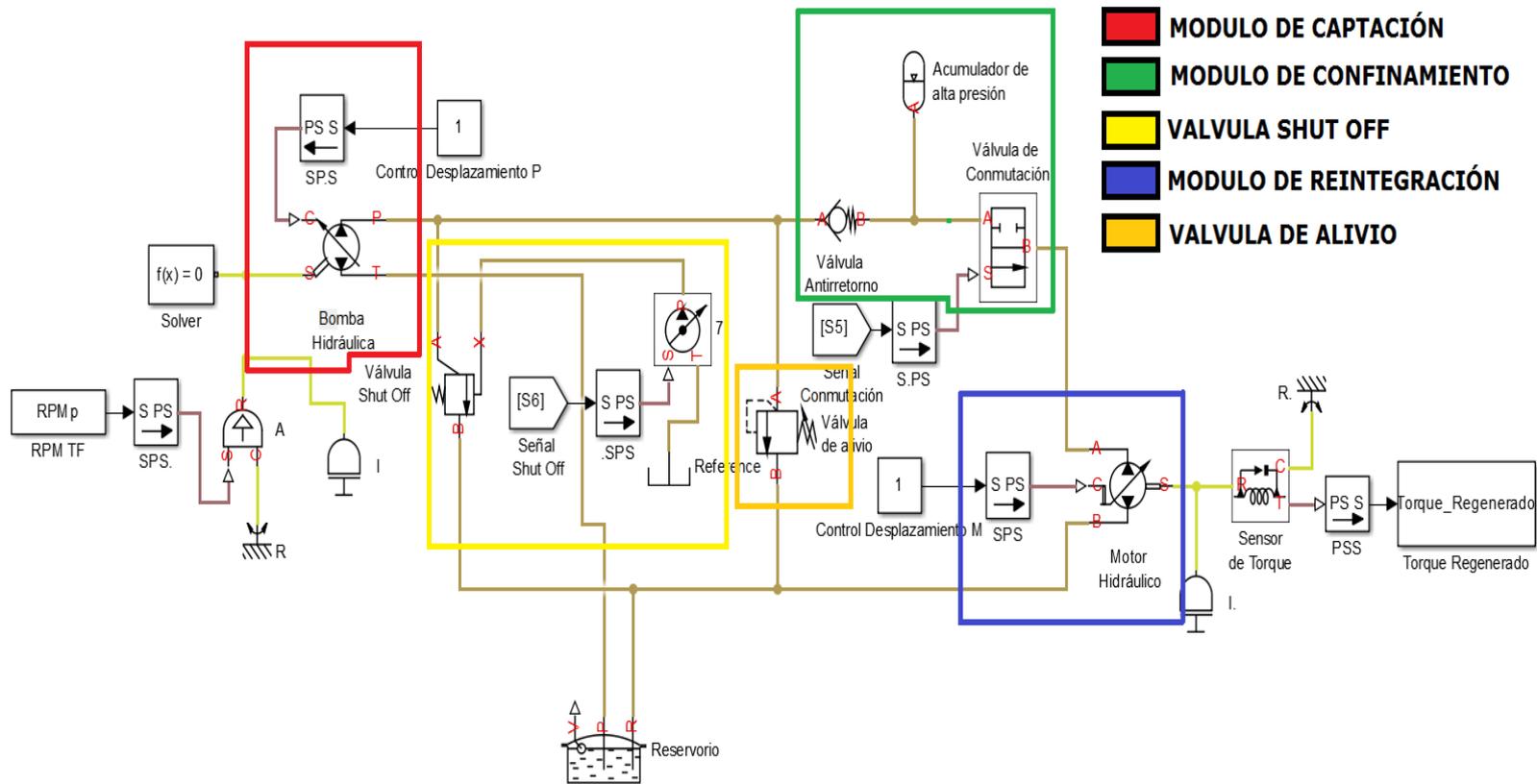


5. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DE REGENERACIÓN

Dentro de las configuraciones posibles para el sistema de regeneración de energía de frenado (Serie, Paralelo y Split) se eligió la configuración en paralelo, ya que no requiere un cambio en la transmisión mecánica del vehículo y que es apropiada para ciclos de manejo con repetidas aceleraciones y desaceleraciones. El diseño de este circuito hidráulico consideró la conmutación entre los tres modos de operación que se describen en el numeral 4.2, la retención del aceite presurizado hasta el momento de requerirlo, y la sincronización entre el perfil de velocidades y los ciclos de carga y descarga del acumulador. En el circuito se distinguen tres módulos, módulo de captación, de confinamiento y de reintegración (ver figura 26), los tres refieren a la energía. El primer módulo (Captación) básicamente está compuesto por la bomba hidráulica, el eje de la misma, está conectado a un toma fuerza, y este a su vez a la transmisión del vehículo, de tal manera que cuando el vehículo esté desacelerando, el torque de la transmisión mecánica comunique al motor para hacer fluir el aceite del reservorio hacia el acumulador.

El segundo módulo (Confinamiento) lo comprenden el acumulador hidráulico, la válvula de conmutación y la válvula anti retorno, y tiene con finalidad retener la energía producto de la compresión del gas, hasta que sea requerida en la propulsión. El tercer módulo es el de reintegración, que está a cargo del motor hidráulico, que entrega torque a la transmisión debido al paso del aceite proveniente del acumulador a través de él, por tal razón, los picos de torque requeridos en los arranques se ven compensados por la entrega del motor hidráulico. Algunos trabajos de los autores citados en este documento utilizan una Bomba/Motor, pero para esta simulación se utilizó una bomba y un motor hidráulico por separado. También se aprecian en el diagrama válvulas de seguridad y "Shut Off" que se explican más adelante. El proceso de diseño tuvo modelos anteriores que no satisfacían los requerimientos mencionados anteriormente, donde cada una de las fases de diseño, que aunque no cumplían con dichas demandas, aportaban valiosos avances para el circuito final.

Fig. 26 Circuito hidráulico de regeneración de energía de frenado.

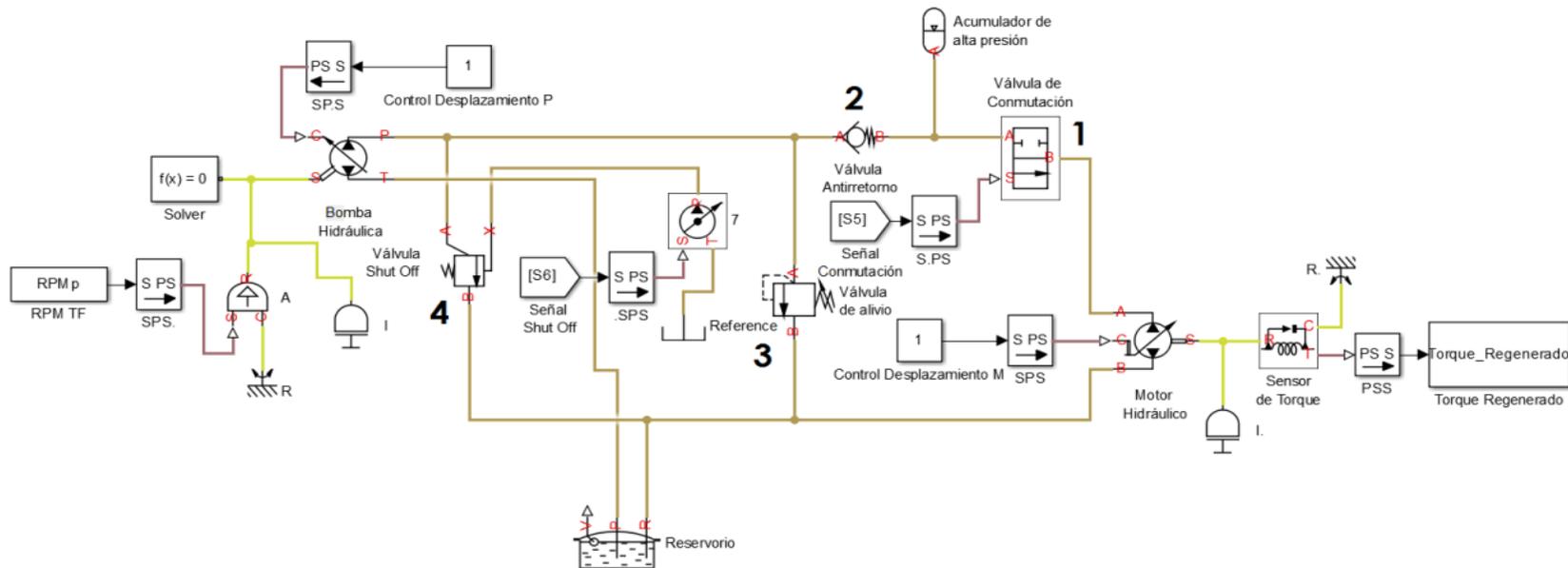


A continuación se describen las funciones de las válvulas hidráulicas del circuito.

5.1 VÁLVULAS DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

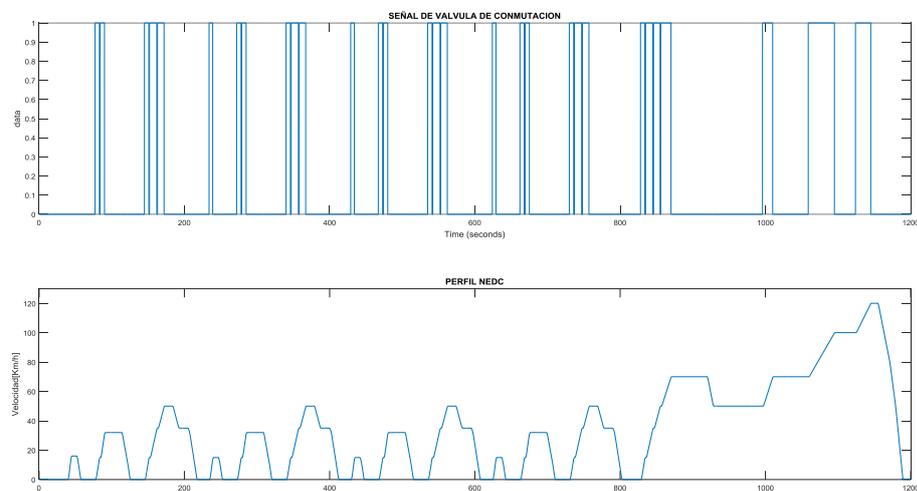
En dicho circuito se pueden observar cuatro tipos de válvulas, fundamentales para el correcto funcionamiento de dicho sistema.

Fig. 27 Ubicación de las válvulas en el circuito hidráulico.



5.1.1 Válvula de conmutación. (1) Esta válvula es la encargada de realizar los cambios de operación en el sistema, dependiendo del requerimiento de velocidad, es decir; se cerrará cuando el vehículo esté desacelerando para hacer que el aceite ingrese al acumulador de alta presión hasta que se requiera en etapa de propulsión. Esta válvula es de acción rápida y no permite términos medios entre apertura y cierre, por tal motivo este control se realiza mediante “On-Off”. La señal para esta válvula para un perfil de velocidades NEDC se muestra en la figura 28.

Fig. 28 Señal para válvula de conmutación.



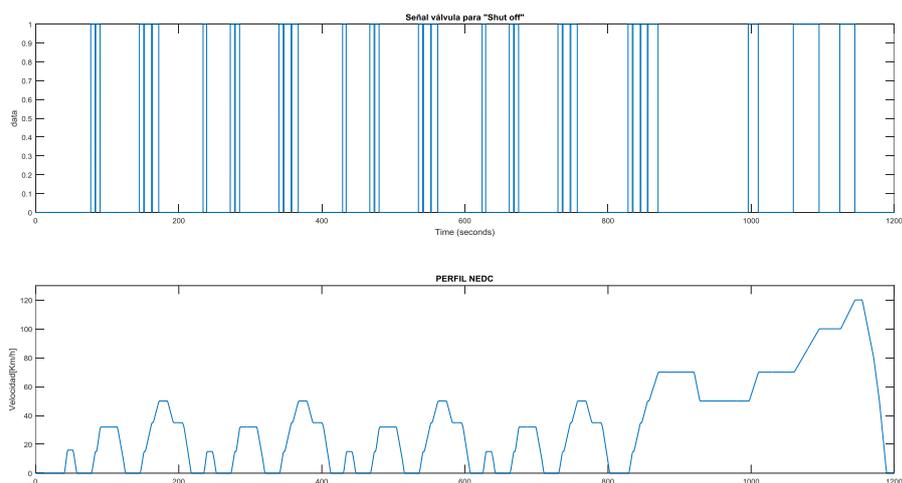
La señal de apertura o cierre de esta válvula está condicionada a la velocidad, cuando hay aumento de velocidad (una pendiente positiva en la derivada del perfil de velocidad) la señal será “cero” o disminución de la misma (pendiente negativa en la derivada del perfil de velocidad) la señal será “uno”. Cuando la velocidad es constante la señal de la válvula es positiva (uno), es decir hay descarga del acumulador, si este tiene disponibilidad de descarga.

5.1.2 Válvula anti retorno. (2) La segunda válvula, es la válvula anti-retorno, cuya función es permitir el paso de fluido hacia el acumulador e impedir la descarga del acumulador antes de que sea necesario.

5.1.3 Válvula de alivio (3). La tercera válvula es la válvula de alivio, que determina la presión máxima de trabajo del acumulador, esta presión máxima según Kumar en [64] es de 32 MPa para una un sistema de regeneración en un vehículo de 14.310 Kg.

5.1.4 Válvula “Shut Off” (4). Y por último, la válvula “Shut Off”, que tiene como función desconectar del sistema la bomba hidráulica, puesto que este modelo no cuenta con embrague alguno, la válvula hace las veces de este, direccionando todo el caudal de la bomba hacia el reservorio e impedir que este pase por la válvula de alivio, incrementando el gasto energético. Esta válvula está controlada remotamente, y también depende del perfil de velocidades del vehículo, cuando el vehículo está en etapa de propulsión, la señal de pilotaje es enviada y la válvula desvía del caudal. Para la simulación se utilizó control “On-Off” para esta válvula, en la figura 29 se muestra la señal de cierre y apertura de dicha válvula para un perfil de velocidades NEDC.

Fig. 29 Señal para válvula “Shut Off”



En el circuito están la bomba y motor hidráulicos de desplazamiento variable, este circuito se simuló con bomba de desplazamiento fijo y desplazamiento variable.

5.2 MODOS DE OPERACIÓN

En el sistema de regeneración de energía de frenado se distinguen tres modos de operación, propios del ciclo de manejo, que son la propulsión, el frenado, y la velocidad constante, ésta última no aporta energía al sistema.

El estado de las válvulas según su modo de manejo se aprecia en la tabla 3:

Tabla 3. Estado de válvulas según modo de manejo

| | Aceleración | Frenado | Velocidad Cte. |
|------------------|--------------------|----------------|-----------------------|
| Válvula 1 | Abierta | Cerrada | Cerrada |
| Válvula 2 | Bloqueada | Permite Flujo | Bloqueada |
| Válvula 3 | N/A | N/A | N/A |
| Válvula 4 | Abierta | Cerrada | Abierta |

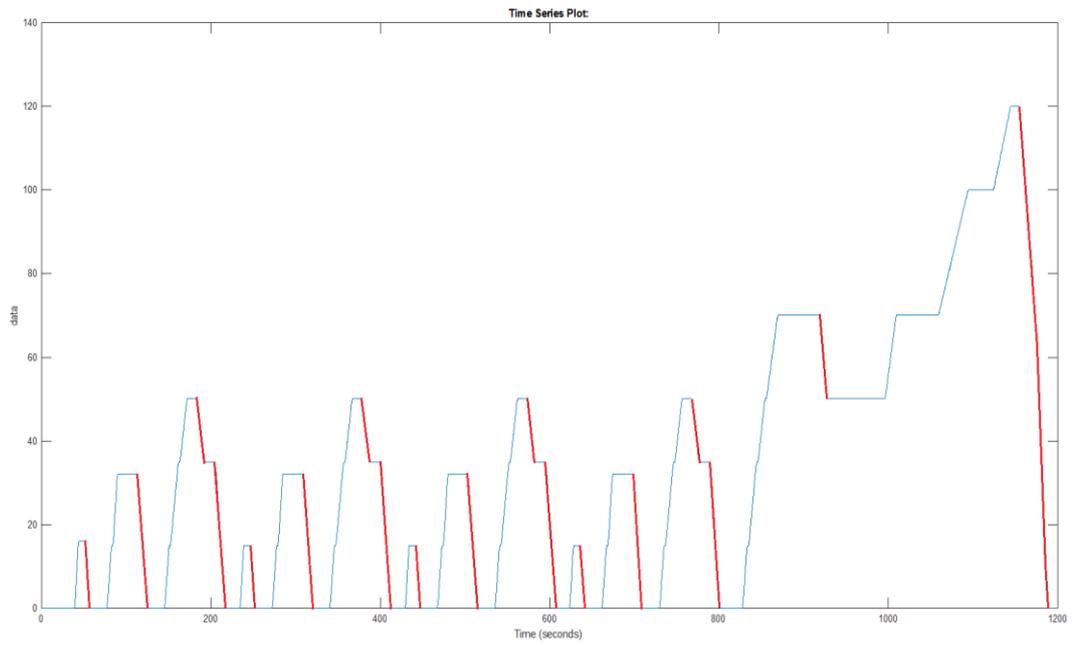
La válvula 3 (Válvula de seguridad) es utilizada para tarar la presión máxima de trabajo (ver numeral 3.2)

5.2.1 Modo frenado. En estas partes del perfil de velocidades, es cuando el sistema de regeneración almacena una porción de la energía cinética perdida durante el frenado, como se mencionó en el capítulo 1, los sistemas de regeneración híbridos hidráulicos y eléctricos difieren entre sí, por la capacidad de recuperación de dicha energía (cerca al 75% para el hidráulico y 15% para el eléctrico).

En la figura 30 se aprecian en el ciclo de velocidades NEDC las fracciones de dicho ciclo donde el sistema de regeneración absorbe parte de la energía para posteriormente entregarla al vehículo.

En etapa de desaceleración, las válvulas de conmutación y “Shut Off” se encuentran cerradas, permitiendo así, el flujo del aceite desde el reservorio hasta el acumulador de alta presión como se muestra en la figura 31.

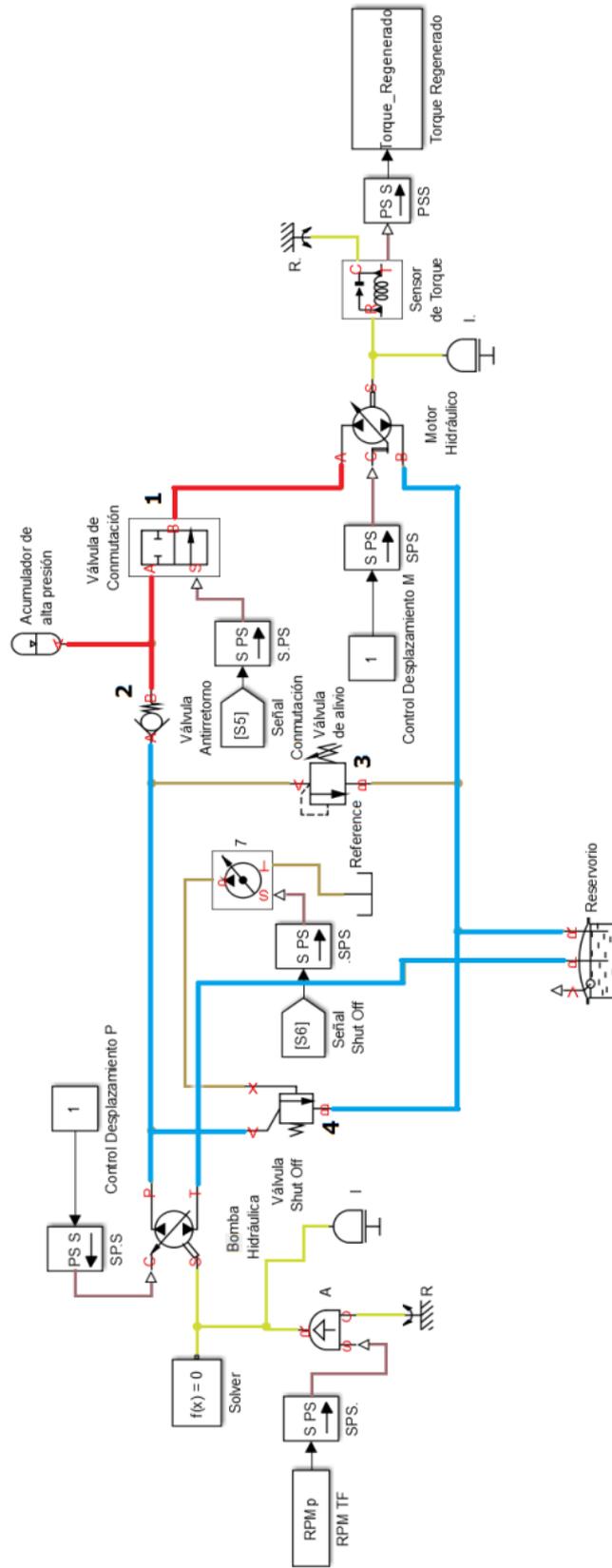
Fig. 30 Accionamiento del sistema de regeneración en modo frenado.



De no requerir propulsión, el sistema hidráulico de regeneración, continuará cargando el acumulador hidráulico hasta su presión máxima de trabajo determinada por la válvula de alivio. De esta forma la energía se confina en el dispositivo hidráulico de presión debido a la válvula anti retorno que se encuentra entre el acumulador y la bomba hidráulica.

5.2.2 Modo propulsión. Luego de almacenar la energía hasta el momento de requerirse, la válvula de conmutación se activa por la señal “On-Off” y el acumulador envía el fluido confinado hacia el motor hidráulico, el cual se ve obligado a seguir esa dirección , pues la válvula anti retorno impide su regreso a la bomba.

Fig. 32 Circuito hidráulico en modo propulsión.



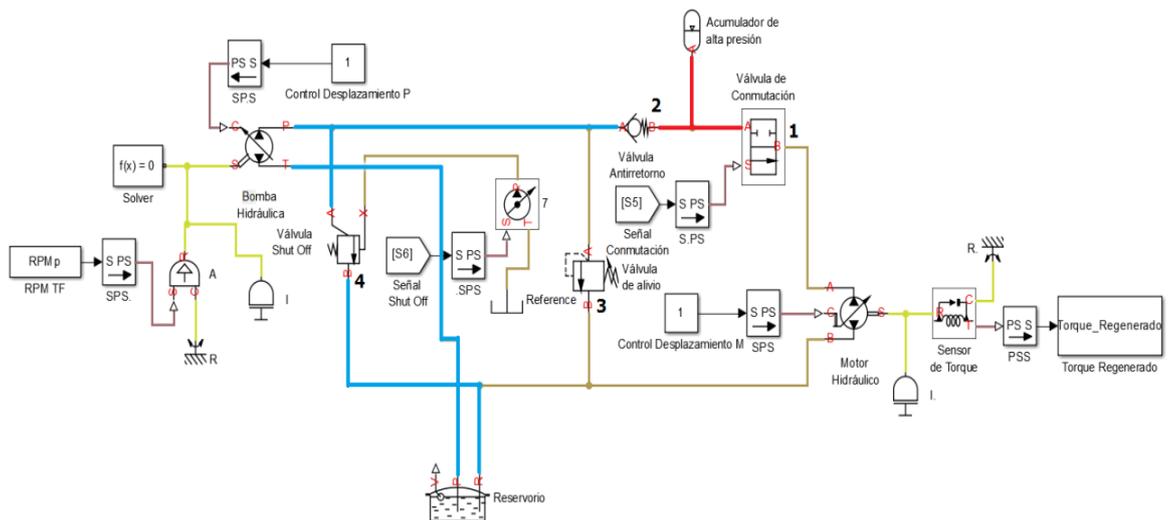
El paso del aceite a través del motor hidráulico produce un par, que es llamado torque regenerado, este torque se aporta a la transmisión por medio de la toma fuerza, de tal forma, el requerimiento de torque disminuye por el aporte del sistema de regeneración.

En este modo de operación, la válvula “Shut Off” se activa y desvía todo el flujo hacia el reservorio, para evitar su paso por la válvula, evitando aumento en el consumo de energía y permitiendo la correcta descarga del acumulador.

En La figura 32 se observa el circuito hidráulico de regeneración, operando en modo propulsión.

5.2.3 Modo velocidad constante. Como se mencionó anteriormente, este modo de operación no dispone delta de energía cinética, por tal motivo el sistema de regeneración contiene el aceite presurizado en el acumulador y desvía el aceite de la bomba hacia el reservorio por medio de la válvula “Shut Off” (ver figura 33).

Fig. 33 Circuito hidráulico a velocidad constante.



5.3 CALCULO DE LA ENERGÍA REQUERIDA

La energía requerida se calcula integrando la potencia respecto al tiempo (Ecuación 29), la potencia requerida es el producto del torque requerido (obtenido del modelo dinámico) por la velocidad angular en el eje de transmisión, según la ecuación 28.

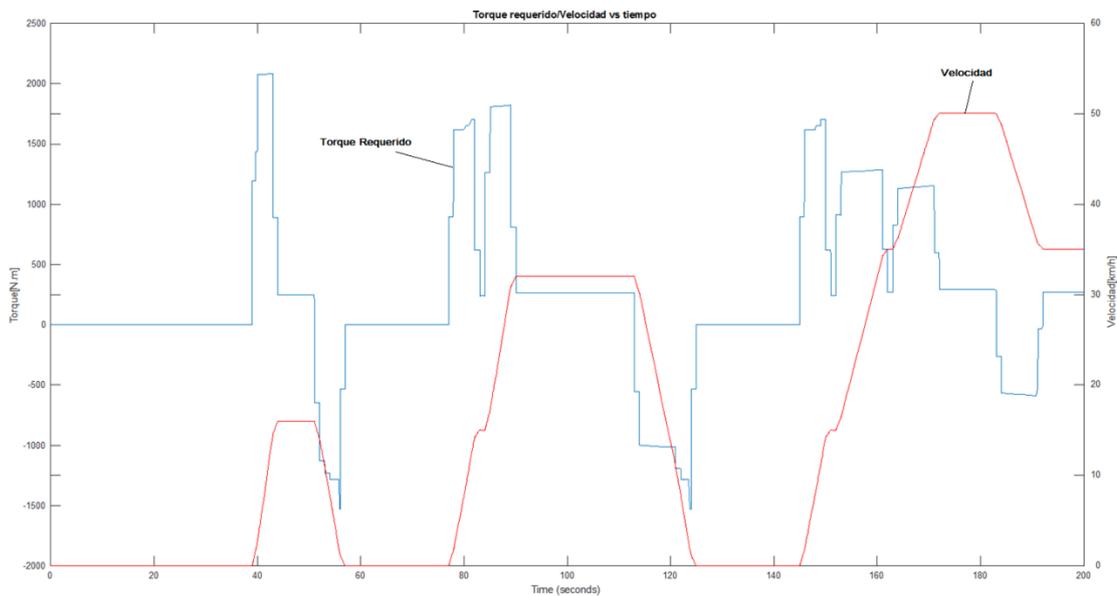
$$P = T * \omega \quad (28)$$

Con base en la potencia se calcula la energía requerida como la integral de la potencia en el intervalo de tiempo analizado (Ecuación 29).

$$Energía = \int_{t_{inicial}}^{t_{final}} P \cdot dt \quad (29)$$

En la figura 34 se observa el torque requerido para una demanda de velocidades en una fracción del perfil NEDC (200 segundos), este perfil se obtuvo del modelo dinámico del vehículo.

Fig. 34 Perfiles de torque requerido y velocidad para tramo de 200 segundos

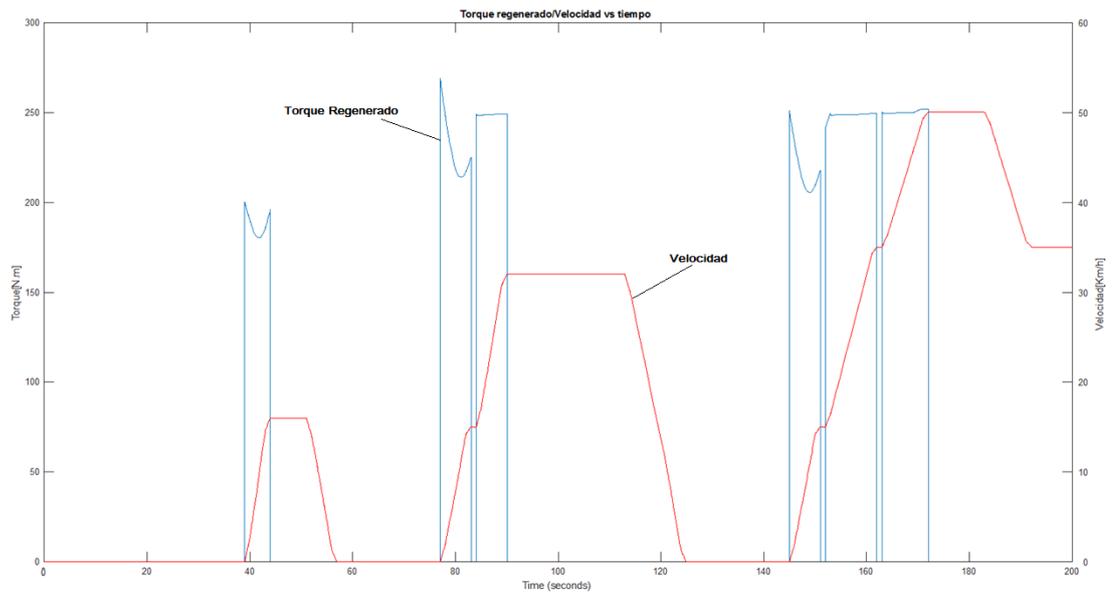


Para conocer el porcentaje de energía regenerada, se realiza el mismo procedimiento pero esta vez, con el torque regenerado por el sistema hidráulico.

Cabe resaltar que dicho sistema recupera energía cinética en el frenado y la entrega nuevamente en etapas de propulsión.

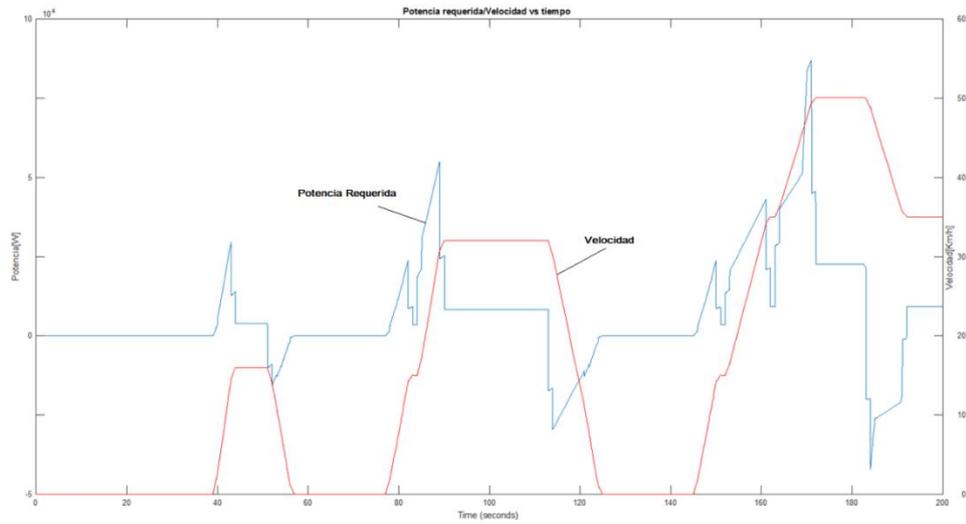
El torque regenerado por el sistema de regeneración para el mismo tramo de velocidades se observa a continuación:

Fig. 35 Perfiles de torque regenerado y velocidad para tramo de 200 segundos



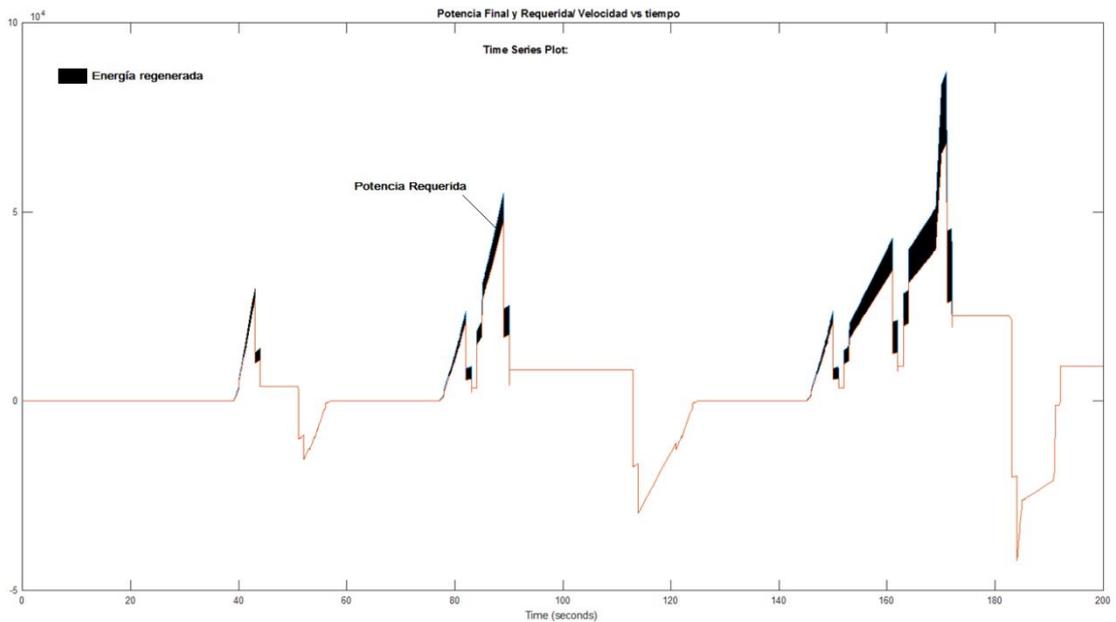
Usando la ecuación 28, se calcula la potencia requerida, y la potencia final con el sistema de regeneración como la diferencia entre la potencia requerida y la regenerada. En la figura 36 se aprecia el perfil de potencia requerida para una fracción de 200 segundos del perfil NEDC.

Fig. 36 Perfiles de potencia requerida y velocidad en tramo de 200 segundos



En la figura 37 se compara la potencia requerida y la potencia con el sistema de regeneración de energía, la diferencia entre las dos potencias es la potencia regenerada

Fig. 37 Potencia regenerada en tramo de 200 segundos



Como se mencionó anteriormente, la integral de la potencia en el tiempo representa la energía, es decir el área bajo la curva, en la figura 37 se observa

la energía regenerada como el área sombreada, ésta área representa el 15.5% aproximadamente para el tramo NEDC (1200 segundos).

Los resultados y su análisis (Capítulo 5 y 6) muestran la metodología aplicada para los perfiles NEDC y en la fracción de la vía San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar) con duraciones de 1200 y 1800 segundos respectivamente.

6. RESULTADOS

Este modelo se simuló con dos perfiles de velocidad, como anteriormente se expuso. Adicional a eso se implementó bomba/motor hidráulico de desplazamiento fijo y variable. Para el perfil de velocidades NEDC, se dispuso un arreglo con bomba/motor de desplazamiento fijo y variable, de igual manera se hizo lo mismo con el perfil real de velocidades obtenido gracias a Navisaf.

En las gráficas mostradas, el perfil real hace referencia a la fracción de la vía San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar)

6.1 PERFIL NEDC CON DESPLAZAMIENTO FIJO

El perfil NEDC se muestra en la figura 22, para estas velocidades se obtuvieron los perfiles de torque requerido (ver figura 38), de torque regenerado (ver figura 39), de potencia requerida (ver figura 40) y de potencia regenerada (ver figura 35).

Fig. 38 Torque requerido perfil NEDC

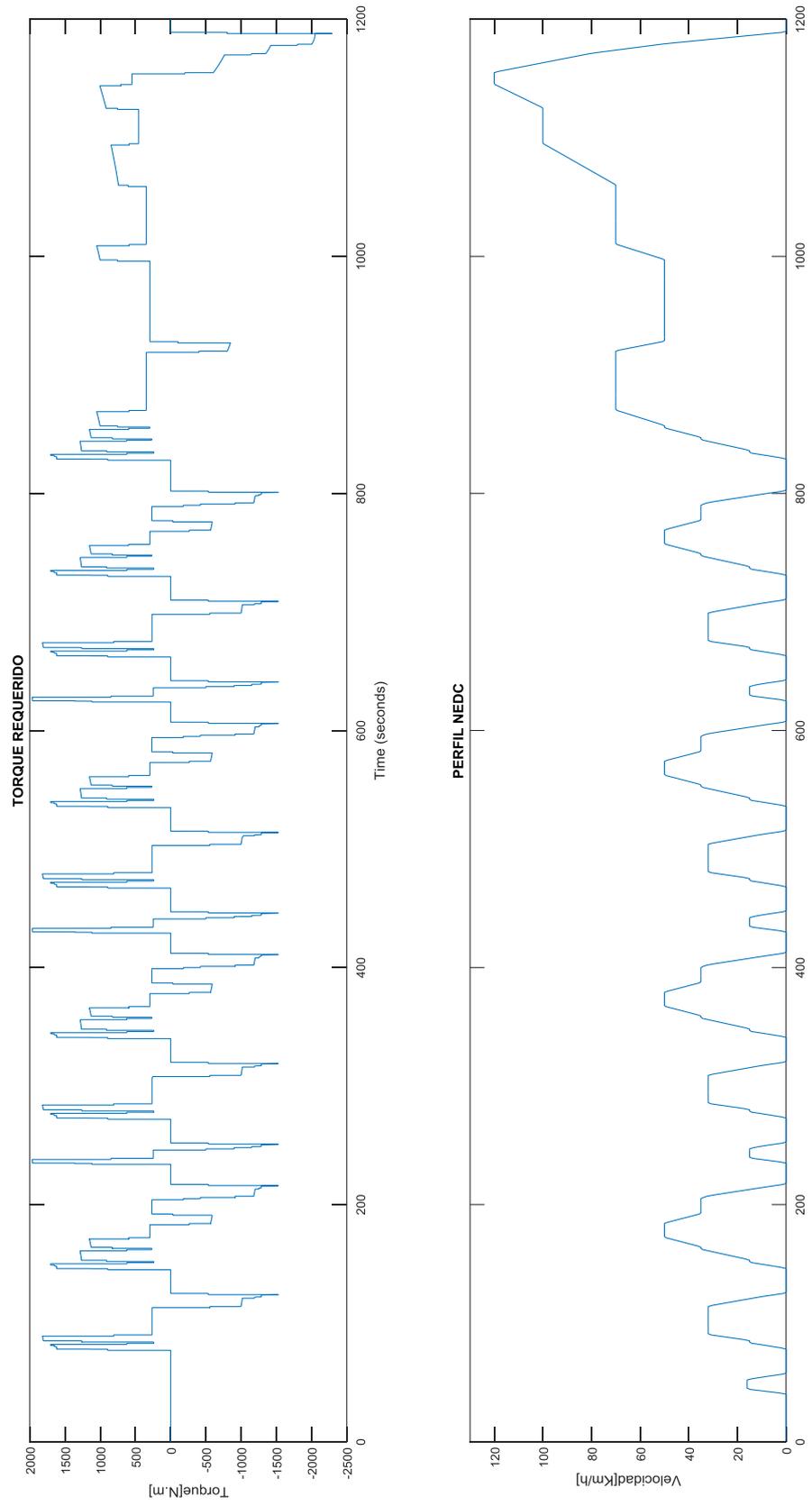


Fig. 39 Torque regenerado perfil NEDC con desplazamiento fijo.

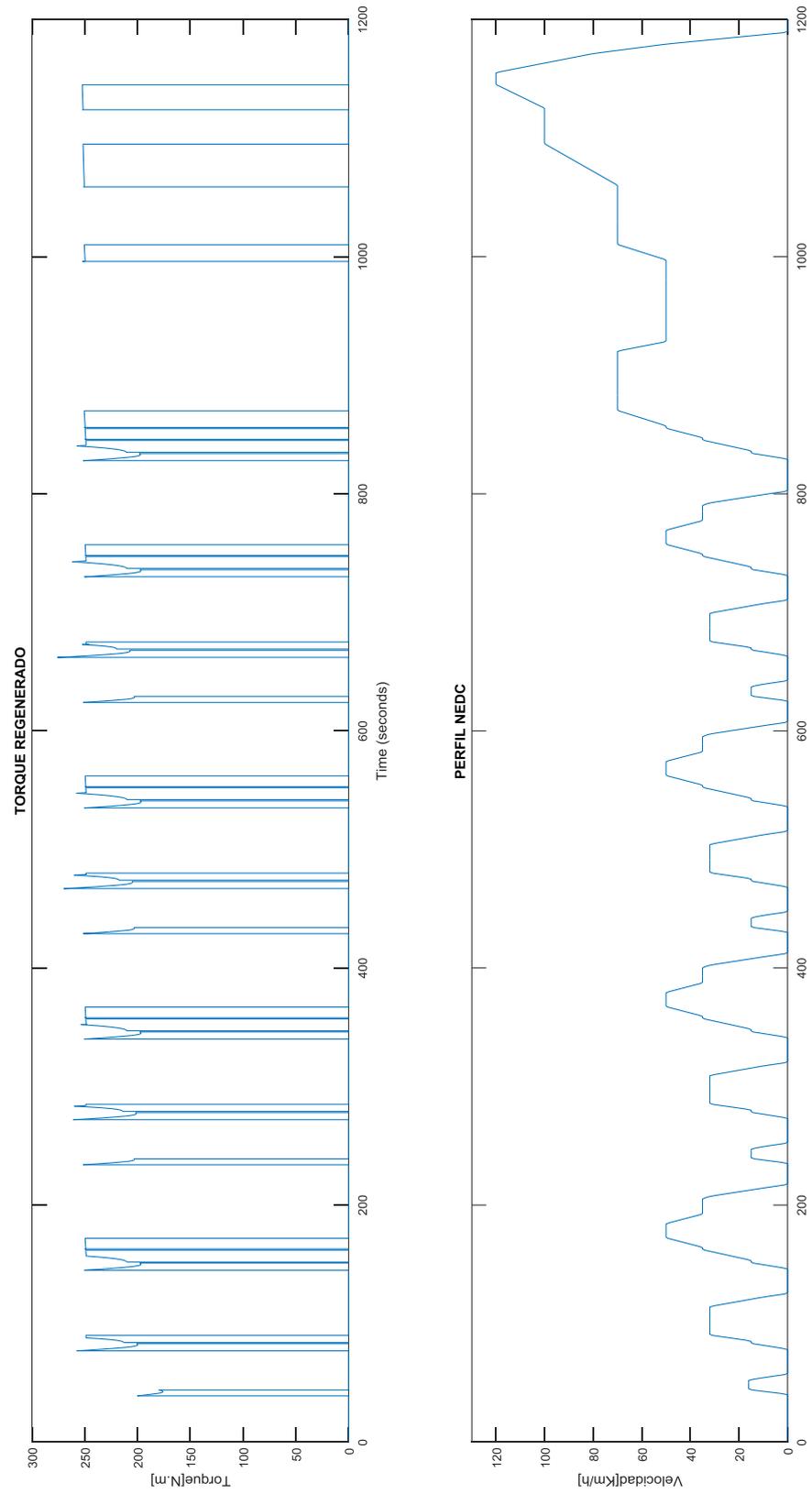


Fig. 40 Potencia requerida perfil NEDC.

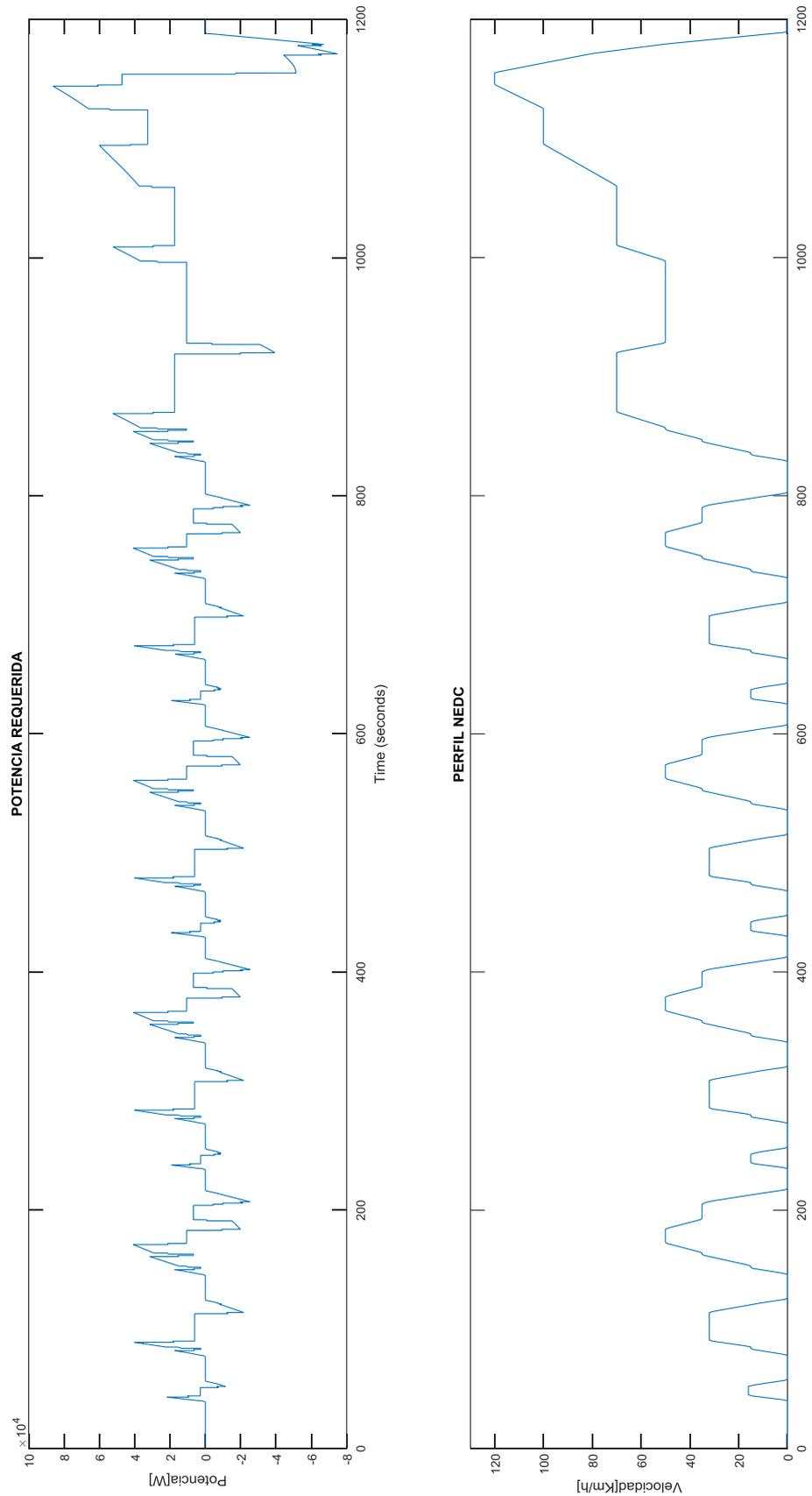
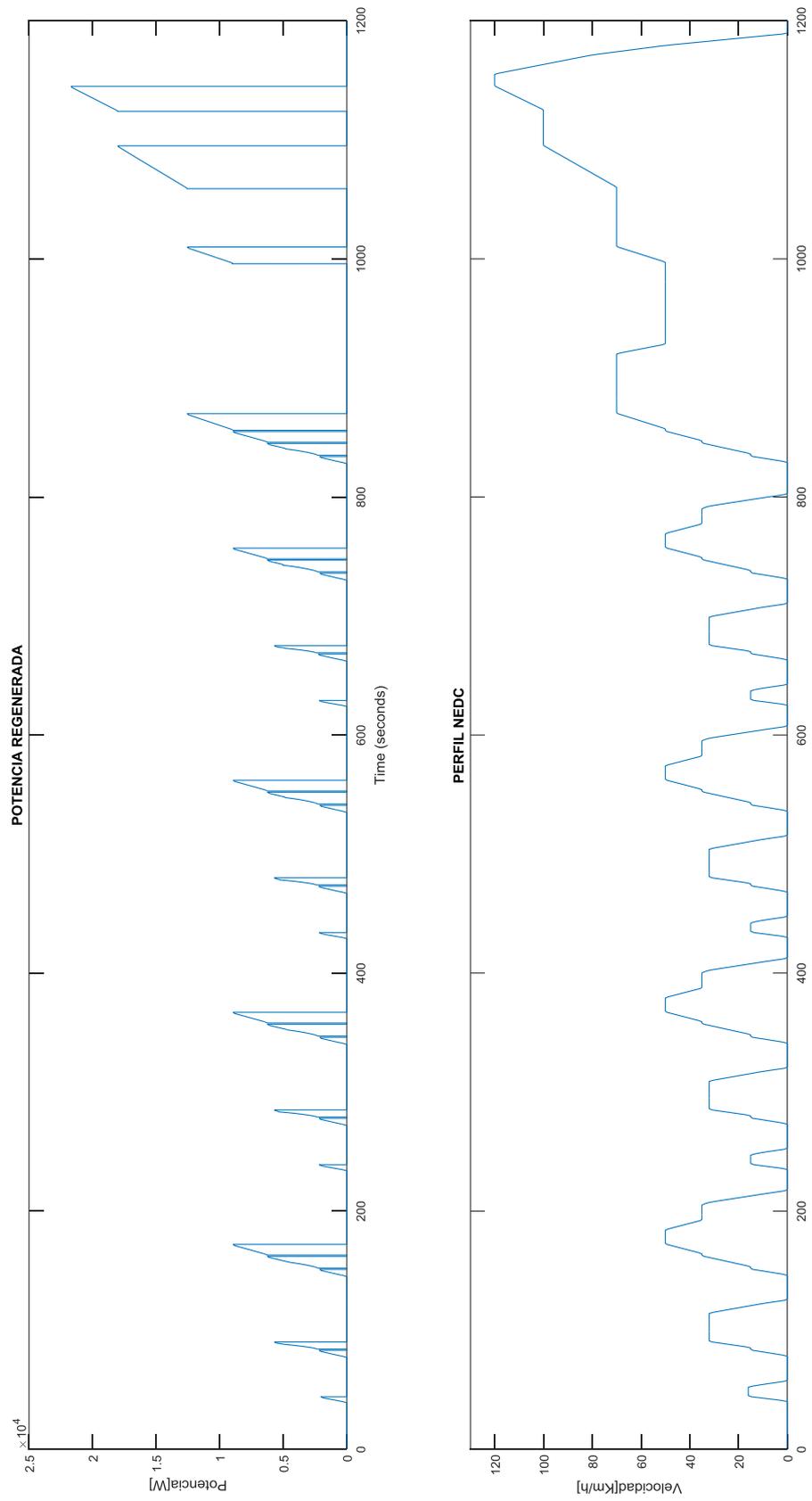


Fig. 41 Potencia regenerada perfil NEDC con desplazamiento fijo.



6.2 PERFIL REAL CON DESPLAZAMIENTO FIJO

De igual manera se simuló el sistema de regeneración de energía para el perfil real, mostrado en la parte inferior de cada perfil, con una bomba de desplazamiento fijo y se obtuvieron los perfiles de torque y potencia requerido y regenerado.

Fig. 42 Torque requerido perfil real.

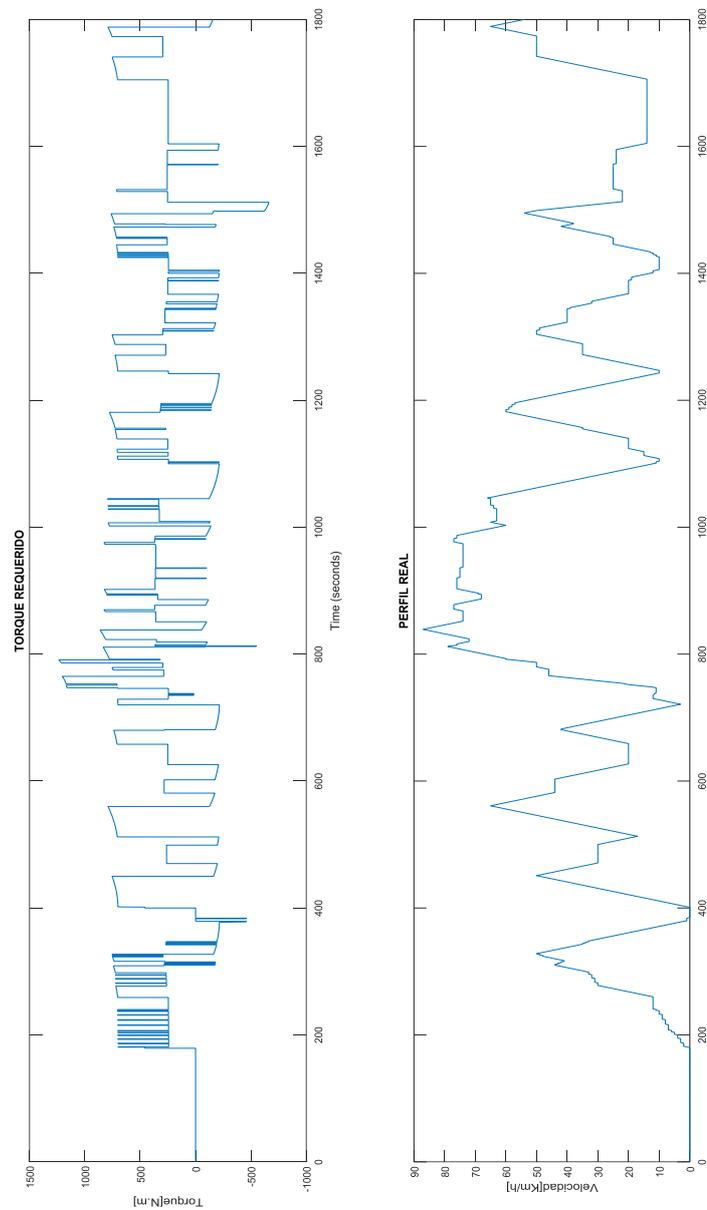


Fig. 43 Torque regenerado perfil real con desplazamiento fijo.

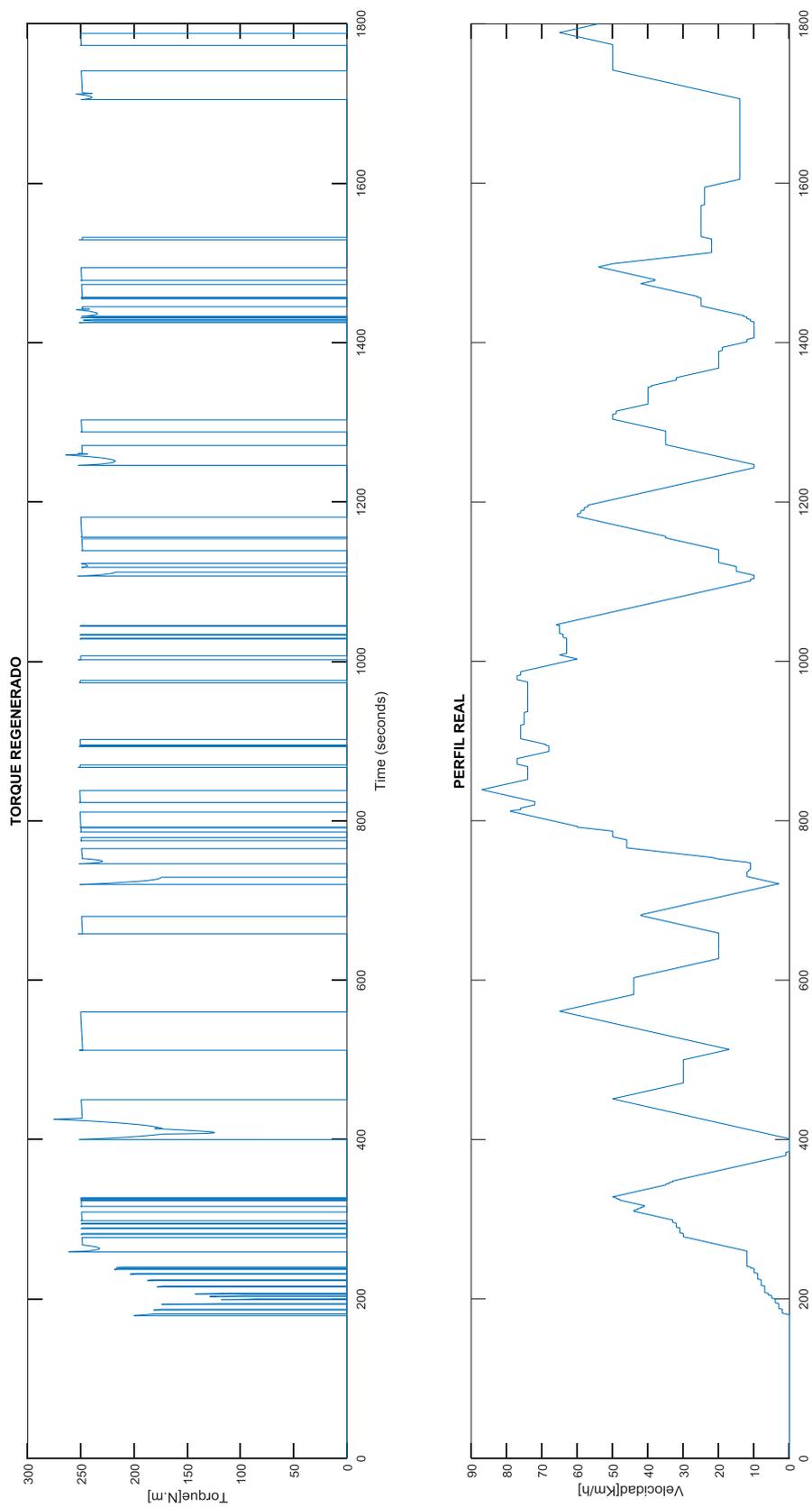


Fig. 44 Potencia requerida perfil real con desplazamiento fijo.

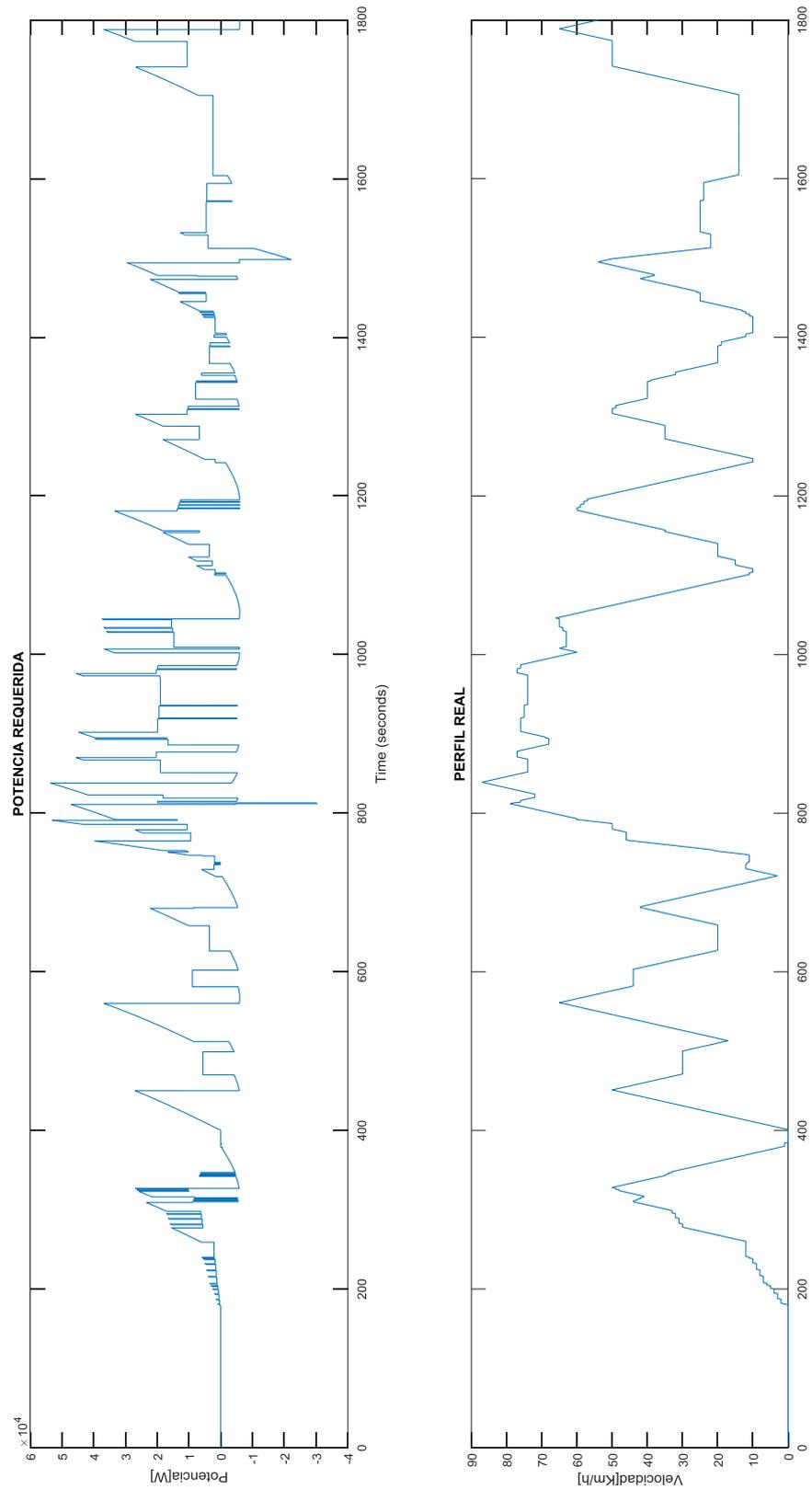
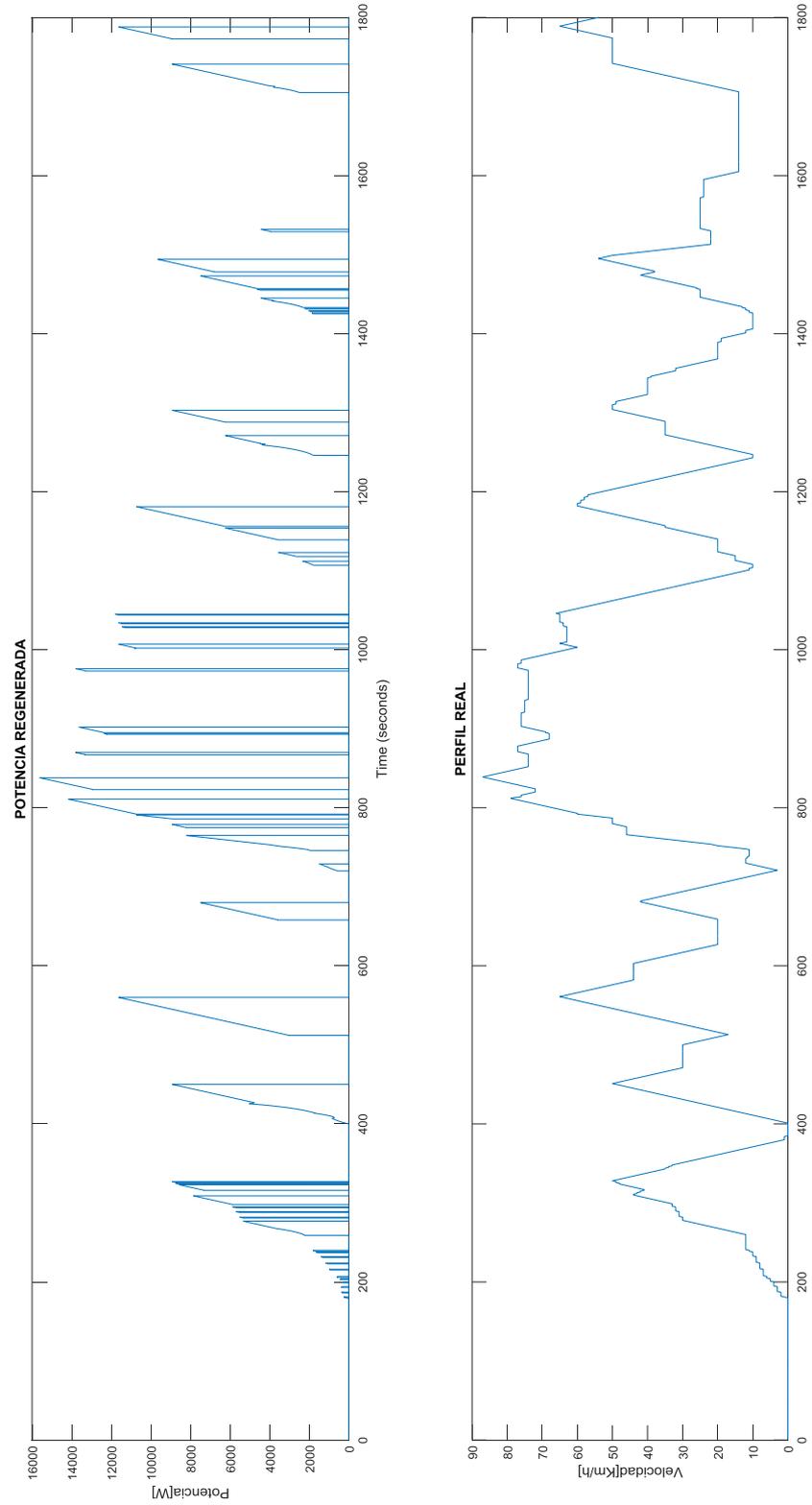


Fig. 45 Potencia regenerada perfil real con desplazamiento fijo



6.3 PERFIL NEDC CON DESPLAZAMIENTO VARIABLE

Utilizando el sistema regenerativo con bomba/motor con desplazamiento variable se obtienen los perfiles de torque regenerado y potencia regenerada.

Fig. 46 Torque regenerado perfil NEDC desplazamiento variable

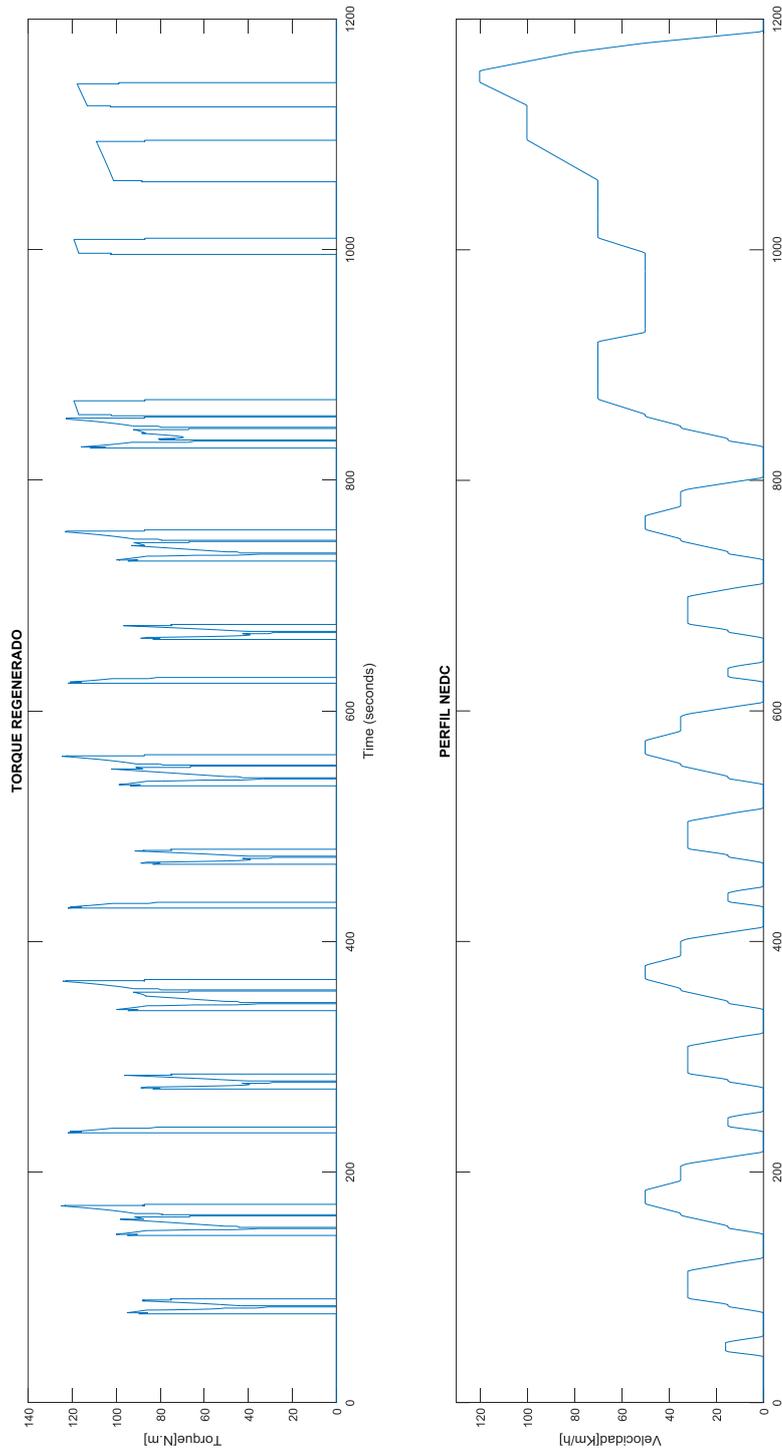
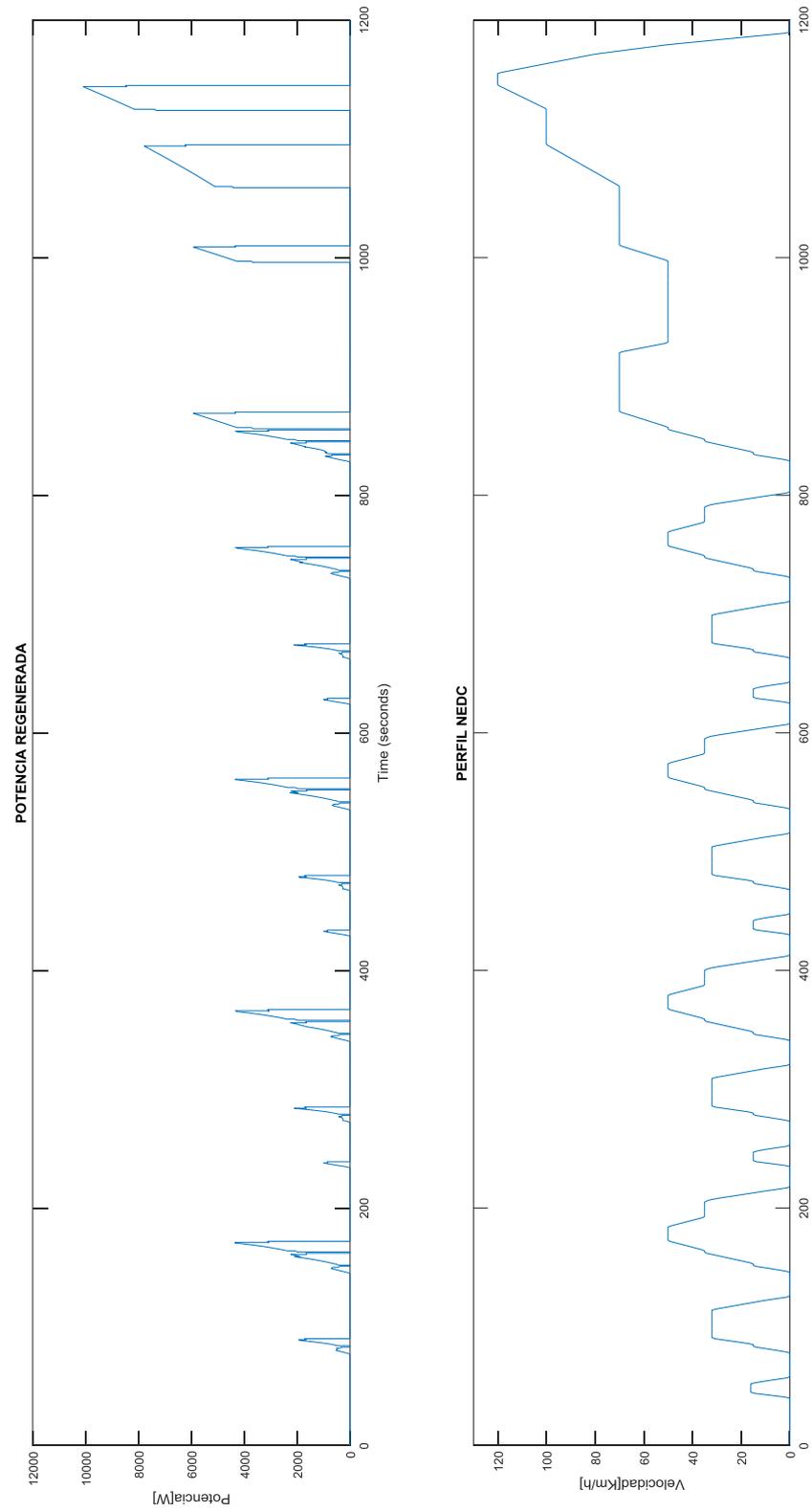


Fig. 47 Potencia regenerada perfil NEDC desplazamiento variable



6.4. PERFIL REAL CON DESPLAZAMIENTO VARIABLE

En las figuras 48 y 49 se observan los perfiles de torque regenerado y potencia regenerada para una bomba/motor con desplazamiento variable en el perfil real de velocidades.

Fig. 48 Torque regenerado perfil real desplazamiento variable

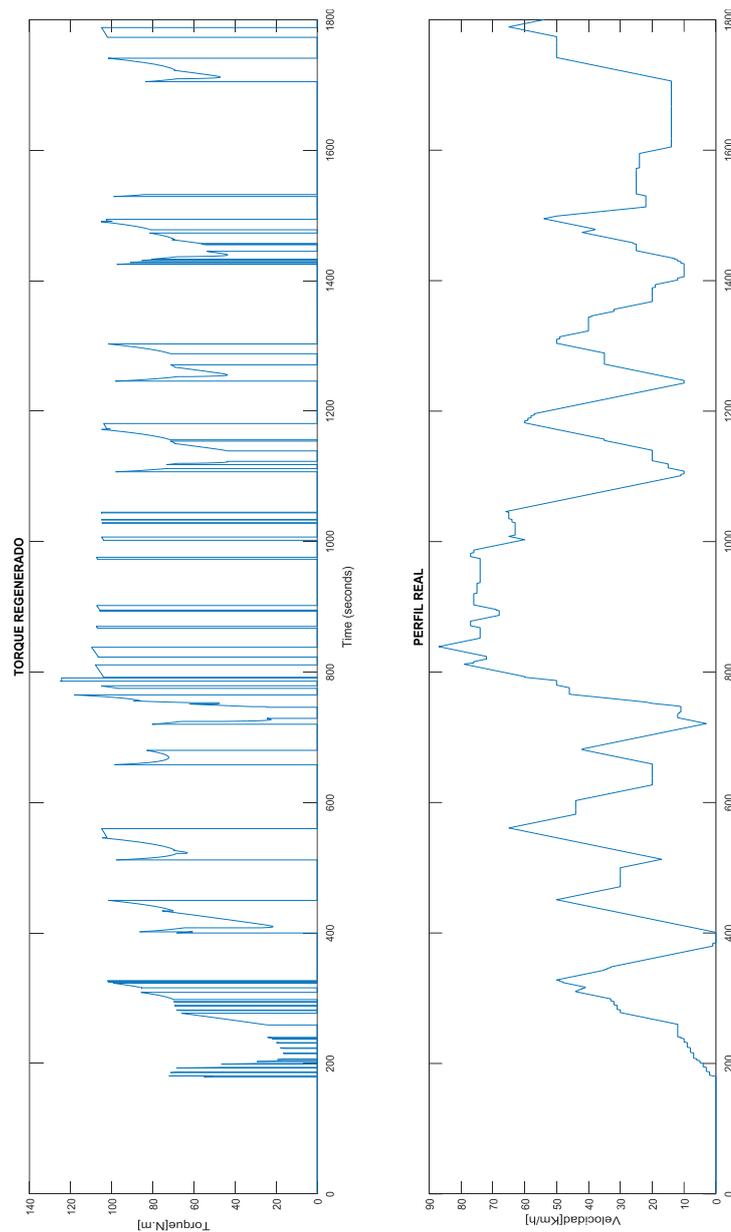
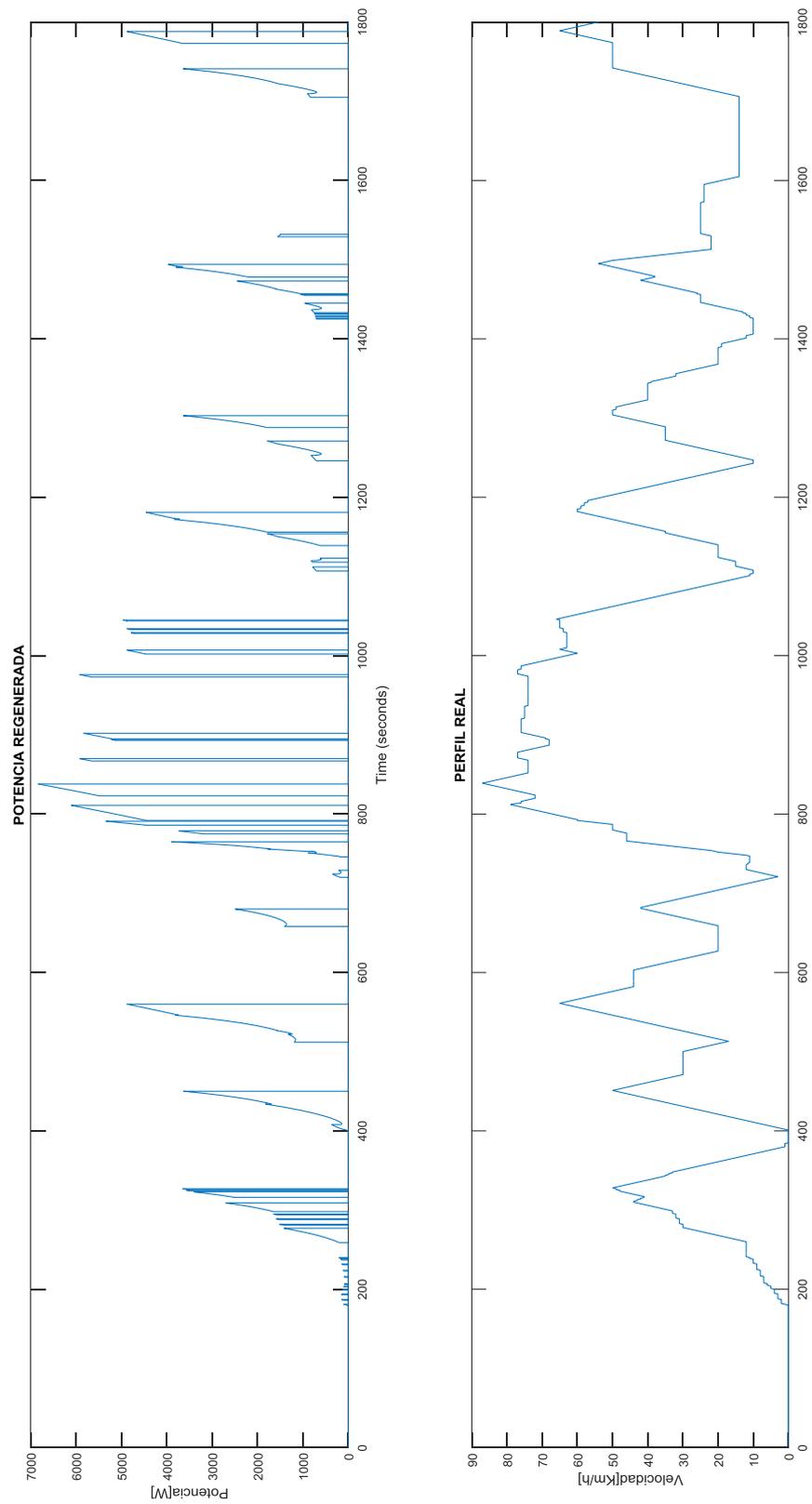


Fig. 49 Potencia regenerada perfil real desplazamiento variable



7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados mostrados en la sección 5 muestran los aportes de las publicaciones para sistemas de regeneración de energía de frenado, bajo los dos perfiles de velocidad analizados y la implementación de bomba/motor con desplazamiento fijo y variable, podemos observar que los torques y potencias requeridas para satisfacer dichas demandas de velocidad han disminuido, aunque el objetivo del trabajo no era calcular porcentajes de ahorro, se puede realizar una estimación de la reducción en energía requerida, CON y SIN sistema de regeneración de energía.

Para tal fin, se calculó con el modelo dinámico el torque requerido por el vehículo, y también se calculó la potencia requerida con la ecuación 28.

La energía requerida se obtuvo calculando el área bajo la curva de potencia requerida desde el inicio hasta el fin del recorrido (ecuación 29).

De igual manera para el torque regenerado, se calculó la potencia regenerada y se compararon los dos perfiles de potencia en el tiempo, el área que resulta de la diferencia entre los dos perfiles representa una aproximación de la energía regenerada.

Los porcentajes de reducción son los siguientes:

- ✓ Con desplazamiento fijo: 15.5% (como el promedio entre los valores obtenidos del perfil NEDC y el perfil real)
- ✓ Con desplazamiento variable: 22.5% (como el promedio entre los valores obtenidos del perfil NEDC y el perfil real)

Comparación de torque y potencia requerida

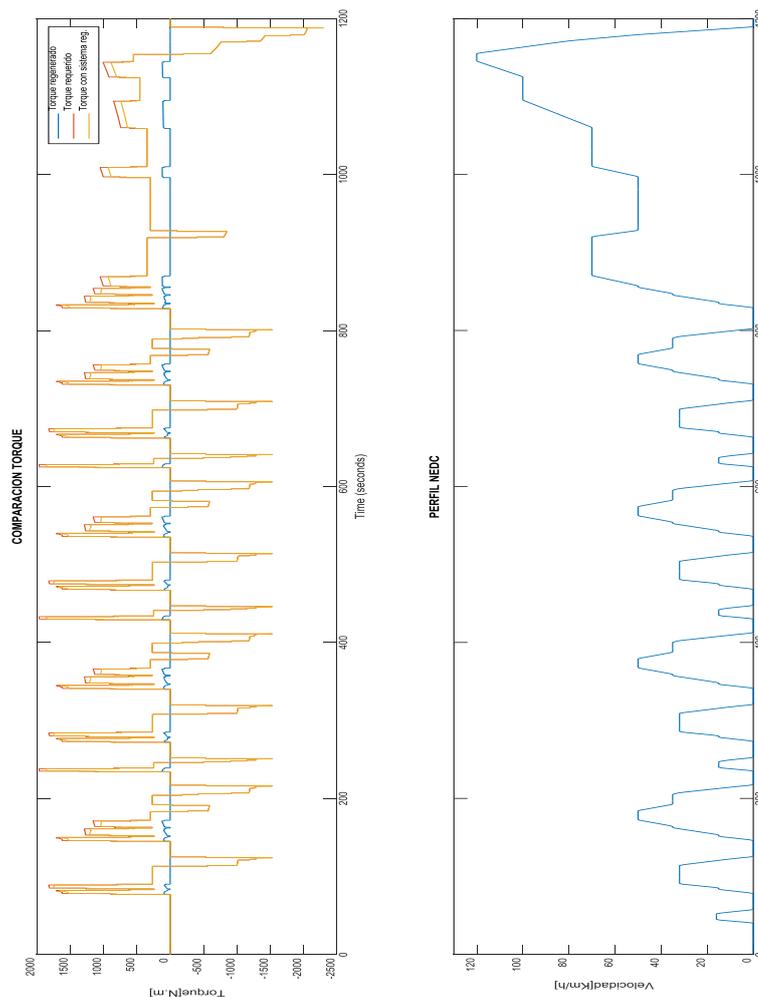
De esta forma se pueden comparar tanto el torque y potencia requeridos entre el vehículo con sistema de regeneración y sin sistema de regeneración como lo establece el objetivo específico número 3 del trabajo de investigación.

Para las gráficas de torque, las torques positivas representan etapas de propulsión y las torques negativas son etapas de frenado o desaceleración.

Para cada grafica mostrada, se incluyó el perfil de velocidad correspondiente, ya sea perfil NEDC (New European Driving Cycle) o el perfil de velocidades real, que fue el que se obtuvo de los datos proporcionados por Navisaf.

Torques en perfil NEDC (desplazamiento fijo)

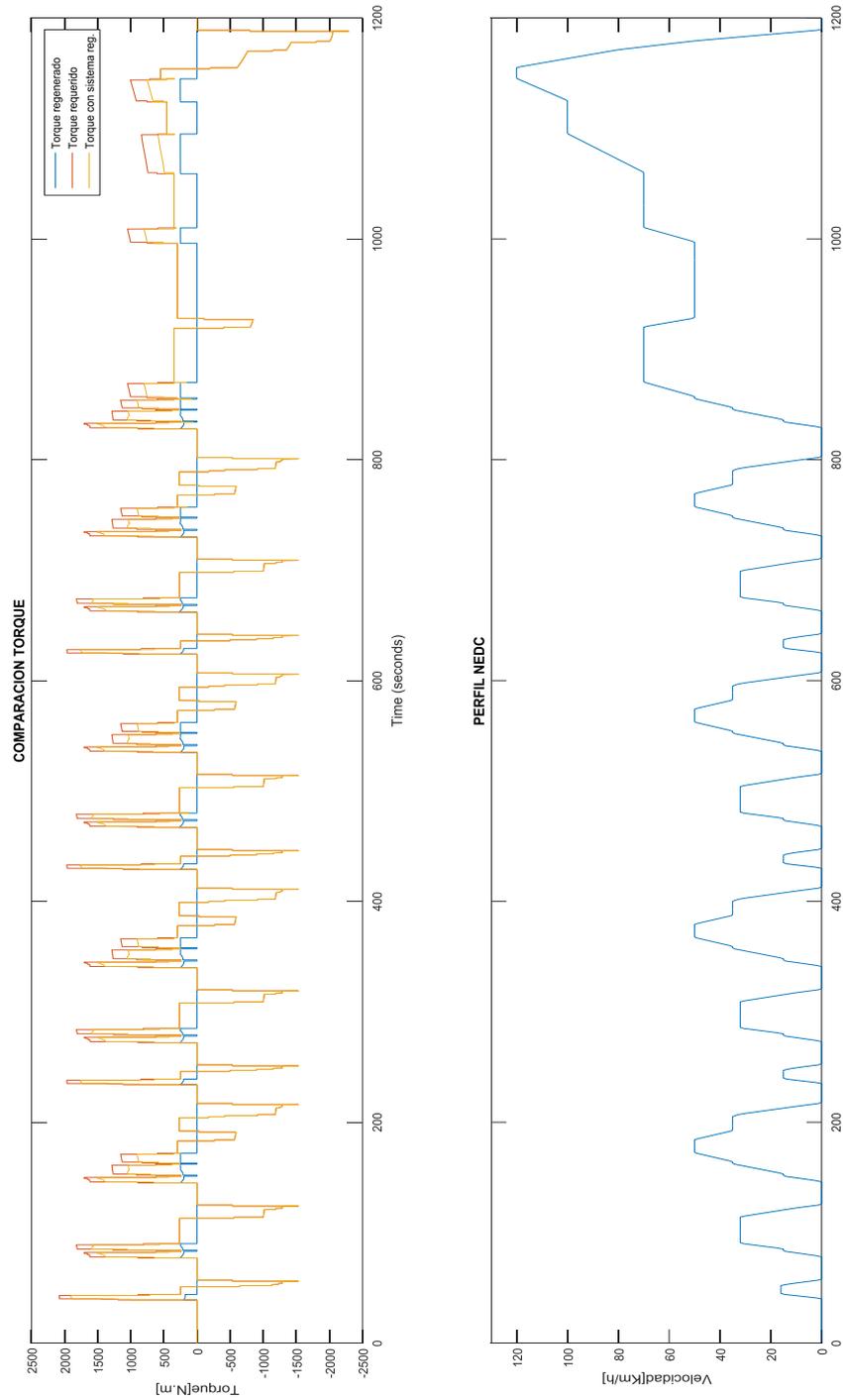
Fig. 50 Comparación de torques NEDC con desplazamiento fijo



En las figuras 50 y 51 se puede observar la retribución del torque regenerado al vehículo en etapas de propulsión.

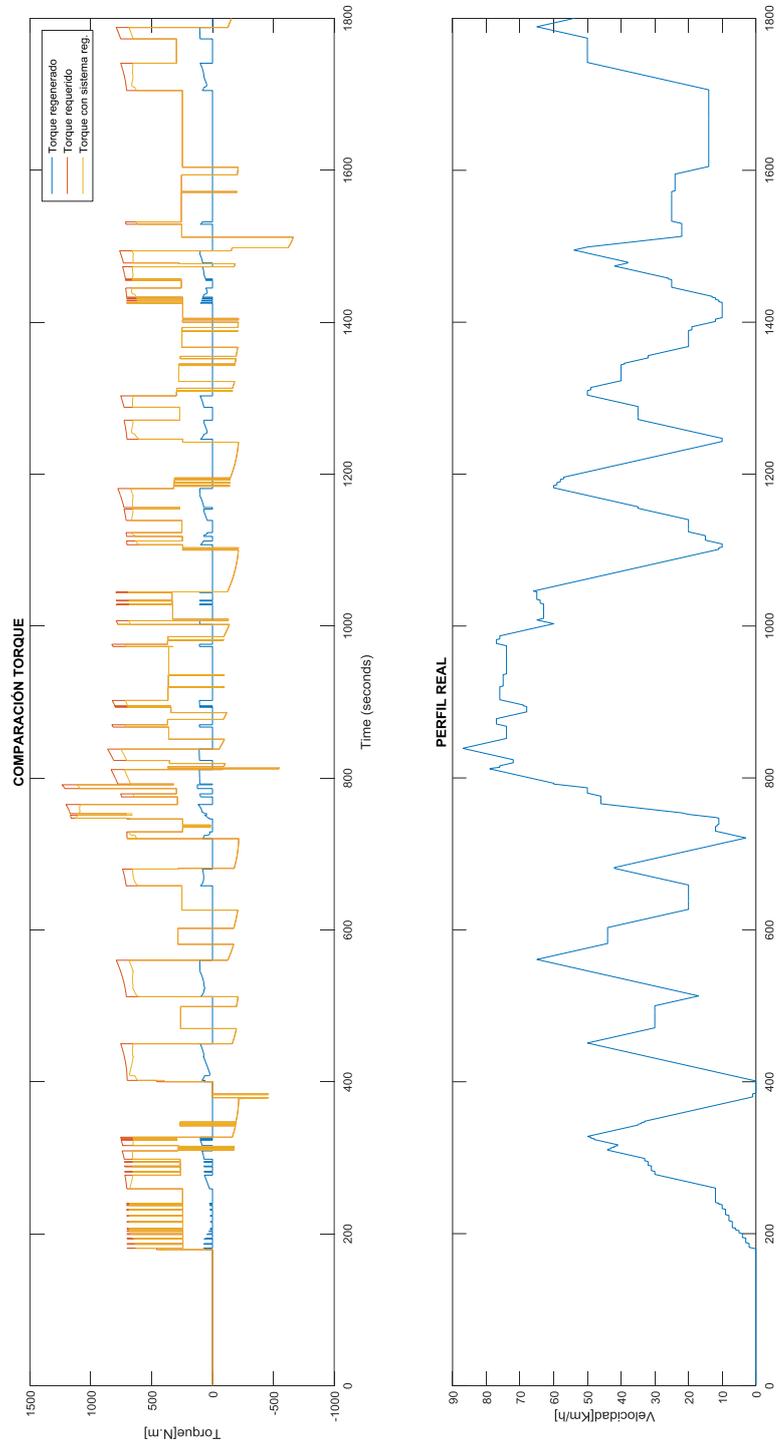
Torques en perfil NEDC (desplazamiento variable)

Fig. 51 Comparación de torques NEDC con desplazamiento variable



Torques en perfil REAL (desplazamiento fijo)

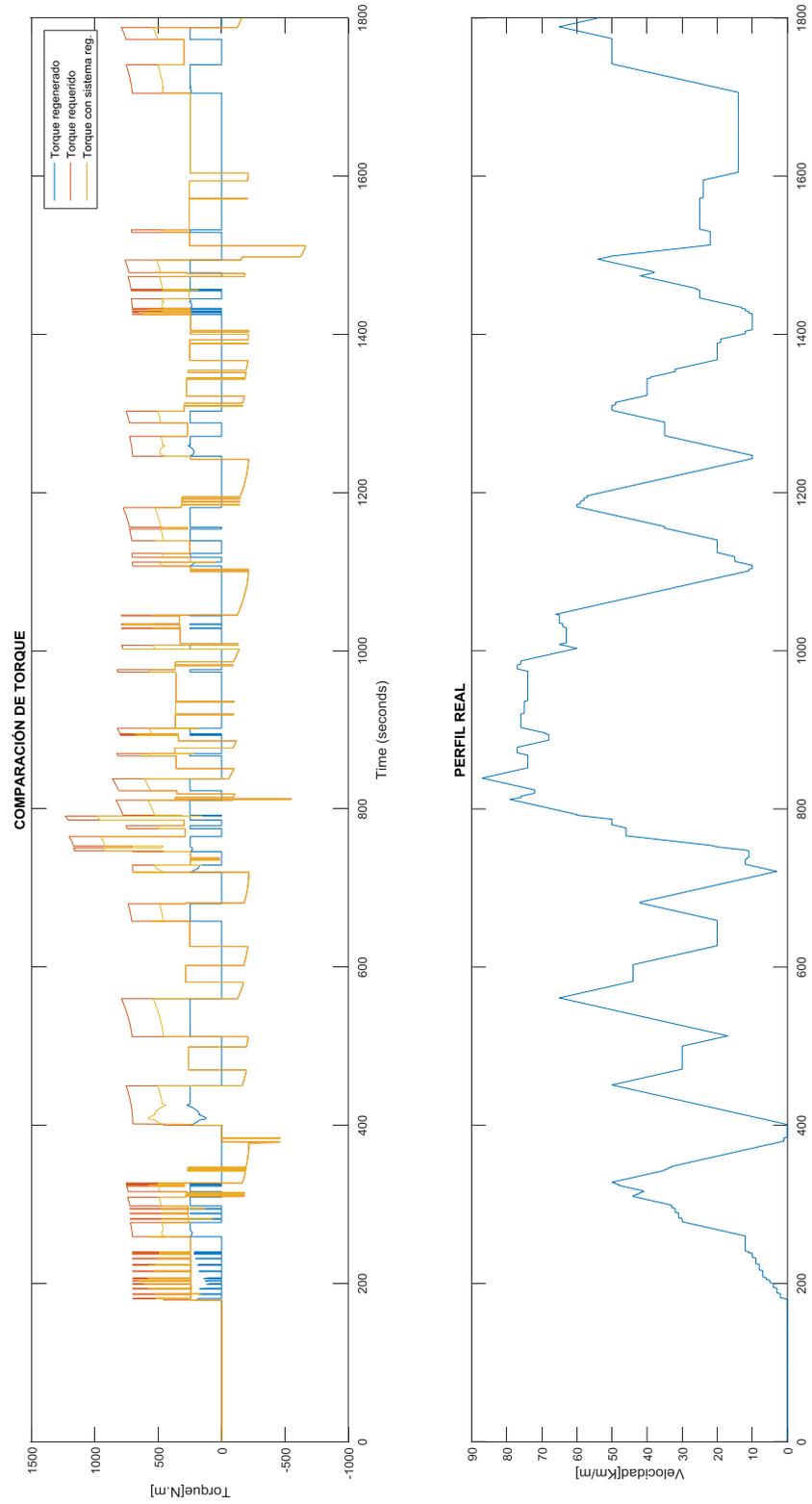
Fig. 52 Comparación de torques perfil real con desplazamiento fijo



En las figuras 52 y 53 se aprecian también el torque regenerado y la disminución en el torque requerido para desarrollar el recorrido.

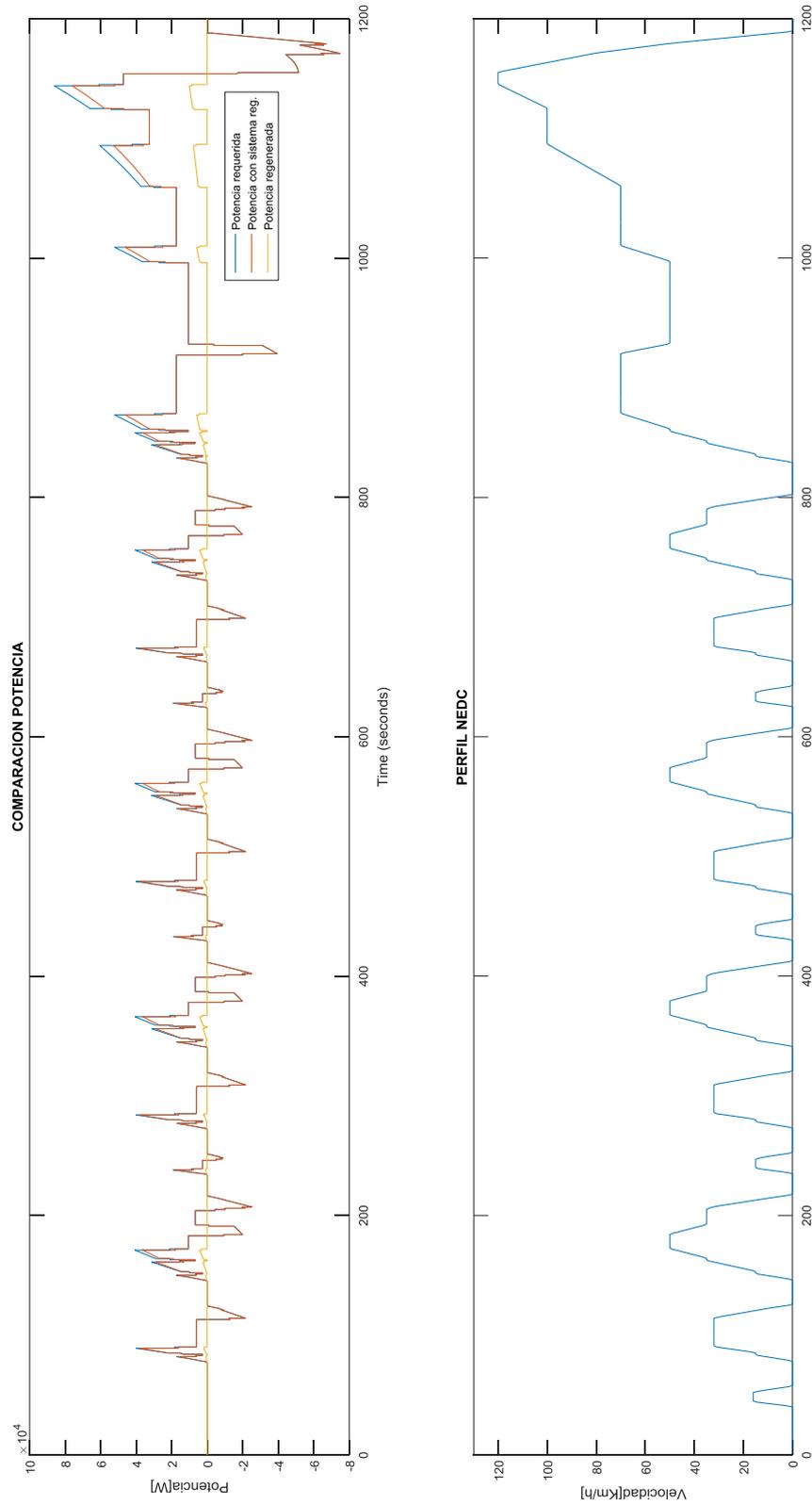
Torques en perfil REAL (desplazamiento variable)

Fig. 53 Comparación de torques perfil real con desplazamiento variable



Potencias en Perfil NEDC (desplazamiento fijo)

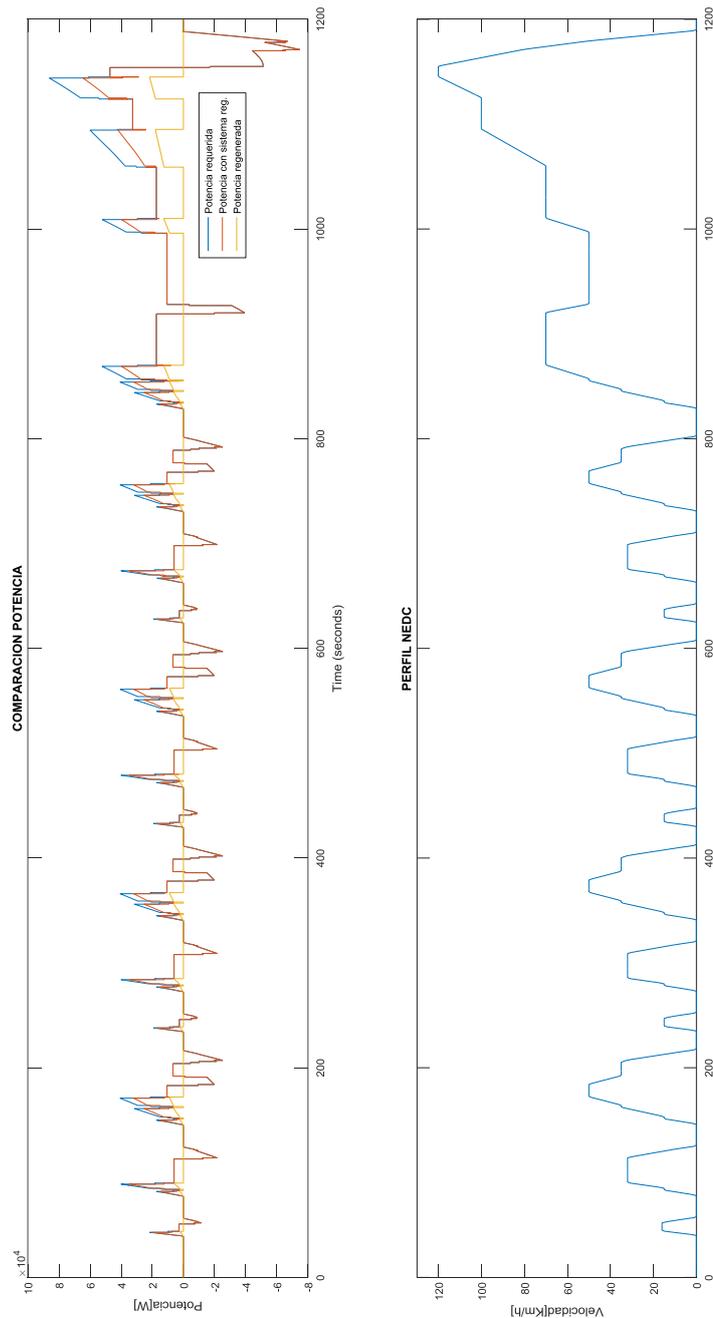
Fig. 54 Comparación de Potencias NEDC con desplazamiento fijo



En las figuras 54 y 55 se observa la comparación entre la potencias requerida, final y regenerada, ésta última entregada en etapas de propulsión como se muestra en el perfil de velocidad.

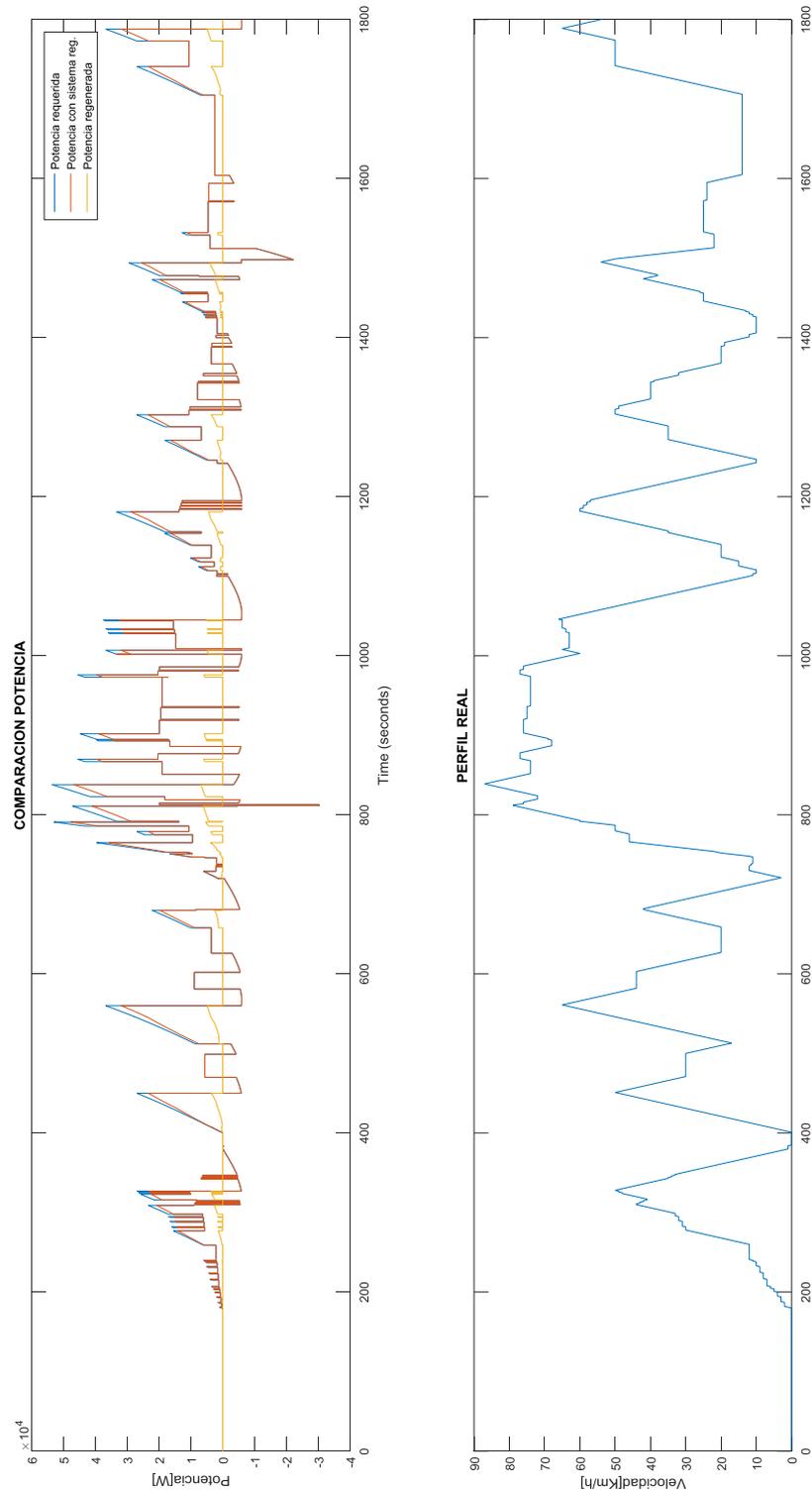
Potencias en Perfil NEDC (desplazamiento variable)

Fig. 55 Comparación de potencias perfil NEDC con desplazamiento variable



Potencias en perfil REAL (desplazamiento fijo)

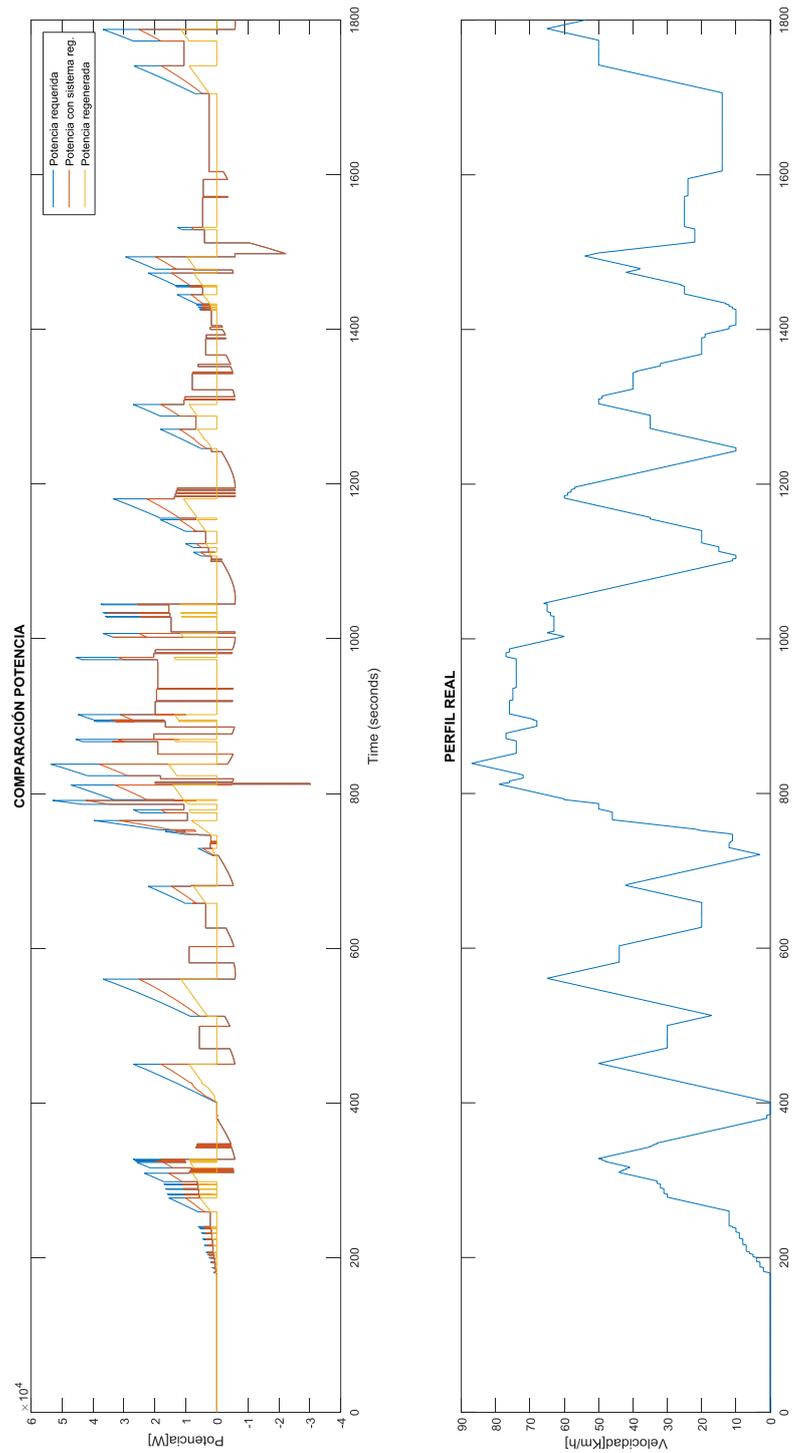
Fig. 56 Comparación de potencias perfil real con desplazamiento fijo



En las figuras 56 y 57 también se observa la comparación de potencias requerida, final y regenerada, y sus etapas de entrega al vehículo.

Potencias en perfil REAL (desplazamiento variable)

Fig. 57 Comparación de potencias perfil real con desplazamiento variable



Los porcentajes de disminución de la energía requerida dependiendo del perfil de velocidad y del desplazamiento de la bomba/motor hidráulico se muestran en la tabla 4.

Como se indicó anteriormente, estos porcentajes se calcularon con base en el área bajo la curva de potencia en el tiempo.

Podemos observar en las gráficas 50,51,54 y 55, que el sistema de regeneración de energía de frenado para el perfil de velocidades NEDC, es más eficiente en el tramo de 800 segundos a 1200 segundos, debido a que la diferencia de energía cinética es mayor que de 0 segundos a 799 segundos.

Tabla 4 Porcentajes de ahorro en energía requerida

| Perfil de Velocidad | % Disminución en Energía Requerida para Bomba/Motor con desplazamiento fijo | % Disminución en Energía Requerida para Bomba/Motor con desplazamiento variable |
|---|--|--|
| NEDC (New European Driving Cycle) | 16% | 22% |
| Perfil de Velocidad en fracción de la vía San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná(Bolívar) | 15% | 23% |

8. ANÁLISIS DE COSTOS

Este análisis básico de costos se realiza como valor agregado al trabajo de investigación, pues es preciso estimar los costos de implementación de dicho sistema en un camión de carga para la siguiente fase de la investigación (Fase Experimental). El costo aproximado del sistema hidráulico se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 5 Costo estimado del sistema de regeneración

| ELEMENTO | COSTO |
|---|-------------|
| Acumulador hidráulico NXQJ de 63L (32Mpa) | \$ 4.500 US |
| Bomba/Motor hidráulica A4VG90 (90cm³/rev) | \$ 6.850 US |
| Válvulas, reservorio, accesorios y conexiones | \$ 3.700 US |
| TOTAL | \$15.050 US |

El costo aproximado de la implementación del sistema está cercano a los \$15.050 dólares, en pesos colombianos \$43'000.000 de pesos al mes de enero de 2017. Según el departamento de energía de los Estados Unidos (U.S. Department of Energy) los motores diésel pueden convertir cerca del 45% de la energía disponible en el combustible en energía mecánica (U.S Department of Energy 2003) y basados en un estudio realizado por el Centro de Investigación de Finlandia VTT (Finland 2013), se puede asumir valores de eficiencia en la transformación de energía desde el combustible hasta la toma de energía del sistema de regeneración como un 44.5%. Se asume un consumo de 12.500 galones por año.

De la energía disponible en el combustible (100%) se pierde 55.5%, es decir, de los 12.500 galones anuales, tan solo 5.687 galones se transforman en energía utilizable por el camión, el sistema de regeneración de energía de frenado configurado en paralelo para los perfiles simulados, arrojó una disminución del 23%, es decir un ahorro de 1.308 galones por año aproximadamente, que a precio de enero de 2017 equivalen a \$10'330.000 pesos colombianos, para un tiempo estimado de 4.16 años en el retorno de la inversión.

9. APORTES

- Se diseñó, modeló y simuló un sistema de regeneración a una ruta de la geografía colombiana, con valores de velocidad reales de un vehículo de transporte, cuyos resultados no estaban disponibles antes de este trabajo.
- Se participó en el Congreso Internacional de Ingeniería Mecatrónica y Automatización [65]. Desarrollado en la ciudad de Bucaramanga los días 28 y 29 de Octubre, con el trabajo titulado: “Estado del arte acerca de los sistemas de regeneración de energía de frenado en vehículos híbridos hidráulicos”
- Se participó en la XVIII Convención Científica de Ingeniería y Arquitectura en el Noveno Congreso de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica. Que se llevó a cabo en la ciudad de La Habana (Cuba) desde el 21 al 25 de Noviembre de 2016, con el trabajo titulado: “Ventajas del usos de sistemas de regeneración de energía en vehículos híbridos hidráulicos”

10. RECOMENDACIONES

- Para poder entender el efecto de cada uno de los componentes del sistema de regeneración, se recomienda modificar los tamaños del acumulador y la bomba/motor hidráulico y comparar su desempeño.
- Emplear modelos de optimización del desplazamiento de la bomba y comparar los resultados.
- Realizar una evaluación tecno-económica de la implementación del sistema en vehículos de carga pesada.
- Realizar una comparación entre los sistemas configurados en serie y paralelo.

11. CONCLUSIONES

De acuerdo con los objetivos propuestos se modeló y simuló un sistema de regeneración de energía de frenado configurado en paralelo para un vehículo de carga pesada de 15 toneladas, se simularon dos perfiles de velocidades, un perfil estándar y un perfil real de un vehículo de mensajería intermunicipal y se compararon los requerimientos de torque y potencia CON y SIN sistema de regeneración de energía obteniendo un porcentaje de ahorro de un 15.5% en promedio para un sistema con bomba/motor con desplazamiento fijo y de un 22.5% en promedio para un sistema con bomba/motor con desplazamiento variable.

El sistema de regeneración de energía, es más eficiente cuando la diferencia de velocidades entre las etapas de frenado es mayor, estos resultados se ven respaldados por las publicaciones donde se indica que dicha energía recuperable se define como un medio de la masa por el cuadrado de la velocidad.

El uso del sistema con desplazamiento variable aumenta la eficiencia en regeneración de energía cuando la energía cinética cuando los deltas de velocidades son bajos, aumentando aproximadamente 7%.

El porcentaje de ahorro para el perfil de velocidades NEDC fue del 19% en promedio, teniendo en cuenta el desplazamiento fijo y variable de la bomba/motor hidráulico.

El porcentaje de ahorro para el perfil de velocidades real, que cubría un tramo de la ruta entre San José del Purgatorio (Magdalena) hasta Turbaná (Bolívar) fue del 19% en promedio, teniendo en cuenta el desplazamiento fijo y variable de la bomba/motor hidráulico.

12. CITAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] [2] [3] GAO, Yimin, Liang Chu, and Mehrdad Ehsani. "Design and Control Principles of Hybrid Braking System for EV, HEV and FCV." *VPPC 2007 - Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference* (1):384–91.

[4] LIN, Chan-Chiao, Jun-Mo Kang, J. W. Grizzle, and Hwei Peng. "Energy Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck." *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001* 4(D):2878–83 vol.4.

[5] ZOROOFI, Siavash. "Modeling and Simulation of Vehicular Power Systems." Chalmers University of Technology. 2008.

[6] [22] [24] IBRAHIM, Mohamed Saber Ahmed. "Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars." Shaker Verlag, Aachen. 2011. [En línea]. Citado en 11 enero 2017. Extraído en: (<http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2011/3582/>).

[7] PANAGIOTIDIS, Michael, George Delagrammatikas, and Dennis Assanis. 2000. "Development and Use of a Regenerative Braking Model for a Parallel Hybrid Electric Vehicle." *SAE International* (724):12.

[8] [27] SHAN, Mingwei. "Modeling and Control Strategy for Series Hydraulic Hybrid Vehicles." The University of Toledo College of engineering. 2009.

[9] WICKS, F. and K. Donnelly. "Modeling Regenerative Braking and Storage for Vehicles." *IECEC-97 Proceedings of the Thirty-Second Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (Cat. No.97CH6203)* 3:2030–35. 1997.

[10] CHEN, Chih-keng. "Regenerative Braking Study for a Hydraulic Hybrid Vehicle." *2011 9th World Congress on Intelligent Control and Automation* 2011. 413–18. [En línea]. Citado en 11 febrero 2017. Extraído de :

(<http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=5970547>).

[11] [23] TAYLOR, Jamie, Win Rampen, Alasdair Robertson, and Niall Caldwell. "Digital Displacement Hydraulic hybrids.Parallel Hybrid Drives for Commercial Vehicles." (1). 2011.

[12] RYDBERG, Karl-erik. "Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives." *The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden* 1–14. [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

[13] LEON, Jorge, Jose M. Garcia, Mario J. Acero, and Andres Gonzalez. "Case Study of an Electric-Hydraulic Hybrid Propulsion System for a Heavy Duty Electric Vehicle." 2016.

[14] RAMAKRISHNAN, R., Somashekhar S. Hiremath, and M. Singaperumal. "Theoretical Investigations on the Effect of System Parameters in Series Hydraulic Hybrid System with Hydrostatic Regenerative Braking." *Journal of Mechanical Science and Technology* 26(5):1321–31. 2012.

[15] [20] [42] SHAN, Mingwei. "Modeling and Control Strategy for Series Hydraulic Hybrid Vehicles." *Engineering* (December). 2009.

[16] FENG, D. and D. Huang. "Modeling and Control of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle." *Journal of Computational Information Systems* 5(March):1805–19. 2012. [En línea]. Citado en 13 febrero 2017. Extraído de: (http://www.jofcis.com/publishedpapers/2012_8_5_1805_1819.pdf).

[17] [18] [39] DU, Zhekang, Kai Loon Cheong, Perry Y. Li, and Thomas R. Chase. "Fuel Economy Comparisons of Series , Parallel and HMT Hydraulic Hybrid Architectures." *2013 American Control Conference (ACC)* 5974–79.

[19] [21] RAMAKRISHNAN, R., Somashekhar S. Hiremath, and M. Singaperumal. "Theoretical Investigations on the Effect of System Parameters in Series Hydraulic Hybrid System with Hydrostatic Regenerative Braking." *Journal of Mechanical Science and Technology* 26(5):1321–31. 2012.

[25] STELSON, Kim a., Jonathan J. Meyer, Andrew G. Alleyne, and Brandon Hency. "Optimization of a Passenger Hydraulic Hybrid Vehicle To Improve Fuel Economy." *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power* 2008(7–1):143–48. 2008. [En línea]. Citado en 05 marzo 2017. Extraído en: (<http://jfps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/os6-3.pdf>).

[26] SALMASI, Farzad Rajaei. "Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends." *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 56(5 I):2393–2404. 2007

[28] [31] CORPORATION, EATON. "'Think Powerfully' Eaton Technology Presentation."

Deppen, Timothy O., Andrew G. Alleyne, Kim a. Stelson, and Jonathan J. Meyer. 2012. "Optimal Energy Use in a Light Weight Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle." *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 134(July 2012):41009.

[29] KEPNER, R. P. "Hydraulic Power Assist-a Demonstration of Hydraulic Hybrid Vehicle Regenerative Braking in a Road Vehicle Application." *SAE Paper* (2002-01–3128). 2002.

[30] AGENCY, ENVIRONMENTAL PROTECTION. "Progress Report on Clean and Efficient Automotive Technologies." 2014. (EPA420-R-04-002).

[32] CABALLERO, Edison Fabián, Oscar Julian Martínez, and Carlos Borrás. 2010. "Sistema de Regeneración de Energía En Vehículos." *Uis Ingenierías* 9(1):145–57.

[33] [34] [35] MAROTTA, R. J. “Parker ’ S Hydraulic Hybrid Technologies.” 2012.

[36] BARRAGÁN, Antonio Javier.“Síntesis de Sistemas de Control Borroso Estables Por Diseño.” Universidad de Huelva. 2009.

[37] [38] [45] [44] [46] [47] KARBASCHIAN, Mohammad and Dirk Söffker.“Review and Comparison of Power Management Approaches for Hybrid Vehicles with Focus on Hydraulic Drives.” *Energies* 7(6):3512–36. 2014. [En línea]. Citado en 23 febrero 2017. Extraído en: (<http://www.mdpi.com/1996-1073/7/6/3512/>).

[40] WU, B. I. N., Chan-chiao Lin, Zoran Filipi, Hwei Peng, and Dennis Assanis. “Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck.” 42:23–40. 2004.

[41] CHEN, Chih-keng, Tri-vien Vu, and Chih-wei Hung. “Control Strategy Development and Optimization for a Series Hydraulic Hybrid Vehicle.”2013. 948:101–8.

[43] HU, Fei and Zhiguo Zhao.“Optimization of Control Parameters in Parallel Hybrid Electric Vehicles Using a Hybrid Genetic Algorithm.” 2015. *Automotive Engineering*.

[48] DEPPEN, Timothy O., Andrew G. Alleyne, Kim Stelson, and Jonathan Meyer. “A Model Predictive Control Approach for a Parallel Hydraulic Hybrid Powertrain.” *Proceedings of the 2011 American Control Conference* 2713–18.

[49] [50] [51] SCHALTZ, Erik. “Electrical Vehicle Design and Modeling.” *Electric Vehicles - Modeling and Simulations* 479. 2011.

[52] YUNPU, Song.“Parameter Design for the Energy-Regeneration System of Series Hydraulic-Hybrid Bus.” 10(6):1293–1300. 2012.

[53] [58] [64] KUMAR, E. R.Amitesh. "Hydraulic Regenerative Braking System." *International Journal of Scientific & Engineering Research* 3(4):1–12. 2012.

[54] [60] POURMOVAHED, A., N. H. Beachley, and F. J. Fronczak. "Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System- Part I: Analytical Treatment." 114(March 1992):155–59. 2016.

[55] POURMOVAHED, A. "An Algorithm for Computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators." 107(March 1985):93–96. 2015.

[56] HUI, Sun and Jing Junqing. "Research on the System Configuration and Energy Control Strategy for Parallel Hydraulic Hybrid Loader." 2010. *Automation in Construction* 19(2):213–20. [En línea]. Citado en 22 enero 2017. Extraído en: (<http://dx.doi.org/10.1016/j.autcon.2009.10.006>).

[57] [59] [61] LIU, Tao, Jihai Jiang, and Hui Sun. "Investigation to Simulation of Regenerative Braking for Parallel Hydraulic Hybrid Vehicles." 2009 *International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* 242–45. [En línea]. Citado en 03 marzo 2017. Extraído en: (<http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=5203419>).

[62] CORNELL, Charles. "Dynamic Simulation of a Hydrostatically Propelled Vehicle." *SAE Technical Paper* 22. 1981.

[63] RYDBERG, Karl-erik. "Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives." *The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden* 1–14. [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

[65] CORPORATION, EATON. "Think Powerfully' Eaton Technology

Presentation.” Deppen, Timothy O., Andrew G. Alleyne, Kim a. Stelson, and Jonathan J. Meyer. 2012. “Optimal Energy Use in a Light Weight Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle.” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 134(July 2012):41009.

BIBLIOGRAFÍA

AGENCY, ENVIRONMENTAL PROTECTION. "Progress Report on Clean and Efficient Automotive Technologies." 2014. (EPA420-R-04-002).

BARRAGÁN, Antonio Javier. "Síntesis de Sistemas de Control Borroso Estables Por Diseño." Universidad de Huelva. 2009.

BECK, R. et al. "Model Predictive Control of a Parallel Hybrid Vehicle Drivetrain." 2005. *IEEE Conference on Decision and Control* 2670–75.

BORRÁS, Carlos. "Pattern Recognition in Hydraulic Backlash Using Neuronal Network." 2002. *University of Oklahoma* 1:113.

BOSCH GROUP, Rexroth. n.d. "Axial Piston Variable Pump." 2010 (RE 92003/06.12):20.

CABALLERO, Edison Fabián, Oscar Julian Martínez, and Carlos Borrás. 2010. "Sistema de Regeneración de Energía En Vehículos." *Uis Ingenierías* 9(1):145–57.

CHEN, Chih-keng. "Regenerative Braking Study for a Hydraulic Hybrid Vehicle." *2011 9th World Congress on Intelligent Control and Automation* 2011. 413–18. [En línea]. Citado en 11 febrero 2017. Extraído de : (<http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=5970547>).

CHEN, Chih-keng, Tri-vien Vu, and Chih-wei Hung. "Control Strategy Development and Optimization for a Series Hydraulic Hybrid Vehicle." 2013. 948:101–8.

CORNELL, Charles. "Dynamic Simulation of a Hydrostatically Propelled

Vehicle.” *SAE Technical Paper* 22. 1981.

CORPORATION, EATON. “‘Think Powerfully’ Eaton Technology Presentation.”

Deppen, Timothy O., Andrew G. Alleyne, Kim a. Stelson, and Jonathan J. Meyer. 2012. “Optimal Energy Use in a Light Weight Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle.” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 134(July 2012):41009.

DEPPEN, Timothy O., Andrew G. Alleyne, Kim Stelson, and Jonathan Meyer. “A Model Predictive Control Approach for a Parallel Hydraulic Hybrid Powertrain.” *Proceedings of the 2011 American Control Conference* 2713–18.

DU, Zhekang, Kai Loon Cheong, Perry Y. Li, and Thomas R. Chase. “Fuel Economy Comparisons of Series , Parallel and HMT Hydraulic Hybrid Architectures.” *2013 American Control Conference (ACC)* 5974–79.

FENG, D. and D. Huang. “Modeling and Control of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle.” *Journal of Computational Information Systems* 5(March):1805–19. 2012. [En línea]. Citado en 13 febrero 2017. Extraído de: (http://www.jofcis.com/publishedpapers/2012_8_5_1805_1819.pdf).

FINLAND, VTT Technical Research Centre of. “Vehicle Energy Efficiencies.” in *IEA EGRD Workshop*. 2013.

GAO, Yimin, Liang Chu, and Mehrdad Ehsani. “Design and Control Principles of Hybrid Braking System for EV, HEV and FCV.” *VPPC 2007 - Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference* (1):384–91.

HO, Triet Hung and Kyoung Kwan Ahn. “Modeling and Simulation of Hydrostatic Transmission System with Energy Regeneration Using Hydraulic Accumulator.” 2010. *Journal of Mechanical Science and Technology* 24(5):1163–75.

HU, Fei and Zhiguo Zhao. “Optimization of Control Parameters in Parallel Hybrid

Electric Vehicles Using a Hybrid Genetic Algorithm.” 2015. *Automotive Engineering*.

HUI, Sun, Jiang Ji-hai, and Wang Xin. “Torque Control Strategy for a Parallel Hydraulic Hybrid Vehicle.” *Journal of Terramechanics* 46(6):259–65. 2009. [En línea]. Citado en: 29 enero 2017. Extraído en : <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2009.08.004>.

HUI, Sun and Jing Junqing. “Research on the System Configuration and Energy Control Strategy for Parallel Hydraulic Hybrid Loader.” 2010. *Automation in Construction* 19(2):213–20. [En línea]. Citado en 22 enero 2017. Extraído en: (<http://dx.doi.org/10.1016/j.autcon.2009.10.006>).

IBRAHIM, Mohamed Saber Ahmed. “Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars.” Shaker Verlag, Aachen. 2011. [En línea]. Citado en 11 enero 2017. Extraído en: (<http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus/volltexte/2011/3582/>).

KARBASCHIAN, Mohammad and Dirk Söffker. “Review and Comparison of Power Management Approaches for Hybrid Vehicles with Focus on Hydraulic Drives.” *Energies* 7(6):3512–36. 2014. [En línea]. Citado en 23 febrero 2017. Extraído en: (<http://www.mdpi.com/1996-1073/7/6/3512/>).

KEPNER, R. P. “Hydraulic Power Assist-a Demonstration of Hydraulic Hybrid Vehicle Regenerative Braking in a Road Vehicle Application.” *SAE Paper* (2002-01–3128). 2002.

KUMAR, E. R.Amitesh. “Hydraulic Regenerative Braking System.” *International Journal of Scientific & Engineering Research* 3(4):1–12. 2012.

LEON, Jorge, Jose M. Garcia, Mario J. Acero, and Andres Gonzalez. “Case Study of an Electric-Hydraulic Hybrid Propulsion System for a Heavy Duty

Electric Vehicle.” 2016.

LIN, Chan-Chiao, Jun-Mo Kang, J. W. Grizzle, and Hwei Peng. “Energy Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck.” *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001* 4(D):2878–83 vol.4.

LIU, Tao, Jihai Jiang, and Hui Sun. “Investigation to Simulation of Regenerative Braking for Parallel Hydraulic Hybrid Vehicles.” *2009 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* 242–45. [En línea]. Citado en 03 marzo 2017. Extraído en: (<http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=5203419>).

MAROTTA, R. J. “Parker ’ S Hydraulic Hybrid Technologies.”

PANAGIOTIDIS, Michael, George Delagrammatikas, and Dennis Assanis. 2000. “Development and Use of a Regenerative Braking Model for a Parallel Hybrid Electric Vehicle.” *SAE International* (724):12.

POURMOVAHED, A. “An Algorithm for Computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators.” 107(March 1985):93–96. 2015.

POURMOVAHED, A., N. H. Beachley, and F. J. Fronczak. “Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System- Part I: Analytical Treatment.” 114(March 1992):155–59. 2016.

RAMAKRISHNAN, R., Somashekhar S. Hiremath, and M. Singaperumal. “Theoretical Investigations on the Effect of System Parameters in Series Hydraulic Hybrid System with Hydrostatic Regenerative Braking.” *Journal of Mechanical Science and Technology* 26(5):1321–31. 2012.

RYDBERG, Karl-erik. “Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives.” *The 11:th*

Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09, June 2-4, 2009, Linköping, Sweden 1–14. [En línea]. Citado en 04 marzo 2017. Extraído en: (<http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:373607>).

SALMASI, Farzad Rajaei. “Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends.” *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 56(5 1):2393–2404. 2007

SCHALTZ, Erik. “Electrical Vehicle Design and Modeling.” *Electric Vehicles - Modeling and Simulations* 479. 2011.

SHAN, Mingwei. “Modeling and Control Strategy for Series Hydraulic Hybrid Vehicles.” The University of Toledo College of engineering. 2009.

SHAN, Mingwei. “Modeling and Control Strategy for Series Hydraulic Hybrid Vehicles.” *Engineering* (December). 2009.

STELSON, Kim a., Jonathan J. Meyer, Andrew G. Alleyne, and Brandon Hency. “Optimization of a Passenger Hydraulic Hybrid Vehicle To Improve Fuel Economy.” *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power* 2008(7–1):143–48. 2008. [En línea]. Citado en 05 marzo 2017. Extraído en: (<http://jfps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/os6-3.pdf>).

TAYLOR, Jamie, Win Rampen, Alasdair Robertson, and Niall Caldwell. 2“Digital Displacement Hydraulic hybrids.Parallel Hybrid Drives for Commercial Vehicles.” (1). 2011.

U.S DEPARTMENT OF ENERGY. “Just the Basics - Diesel Engine.” *freedomCAR & vehicle technologies program* (x):0–1. 2003.

VU, Tri-Vien, Chih-Keng Chen, and Chih-Wei Hung. “A Model Predictive Control Approach for Fuel Economy Improvement of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle.”

Energies 7(11):7017–40. Retrieved (<http://www.mdpi.com/1996-1073/7/11/7017/>). 2014.

WICKS, F. and K. Donnelly. “Modeling Regenerative Braking and Storage for Vehicles.” *IECEC-97 Proceedings of the Thirty-Second Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (Cat. No.97CH6203)* 3:2030–35. 1997.

WU, B. I. N., Chan-chiao Lin, Zoran Filipi, Huei Peng, and Dennis Assanis. “Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck.” 42:23–40. 2004.

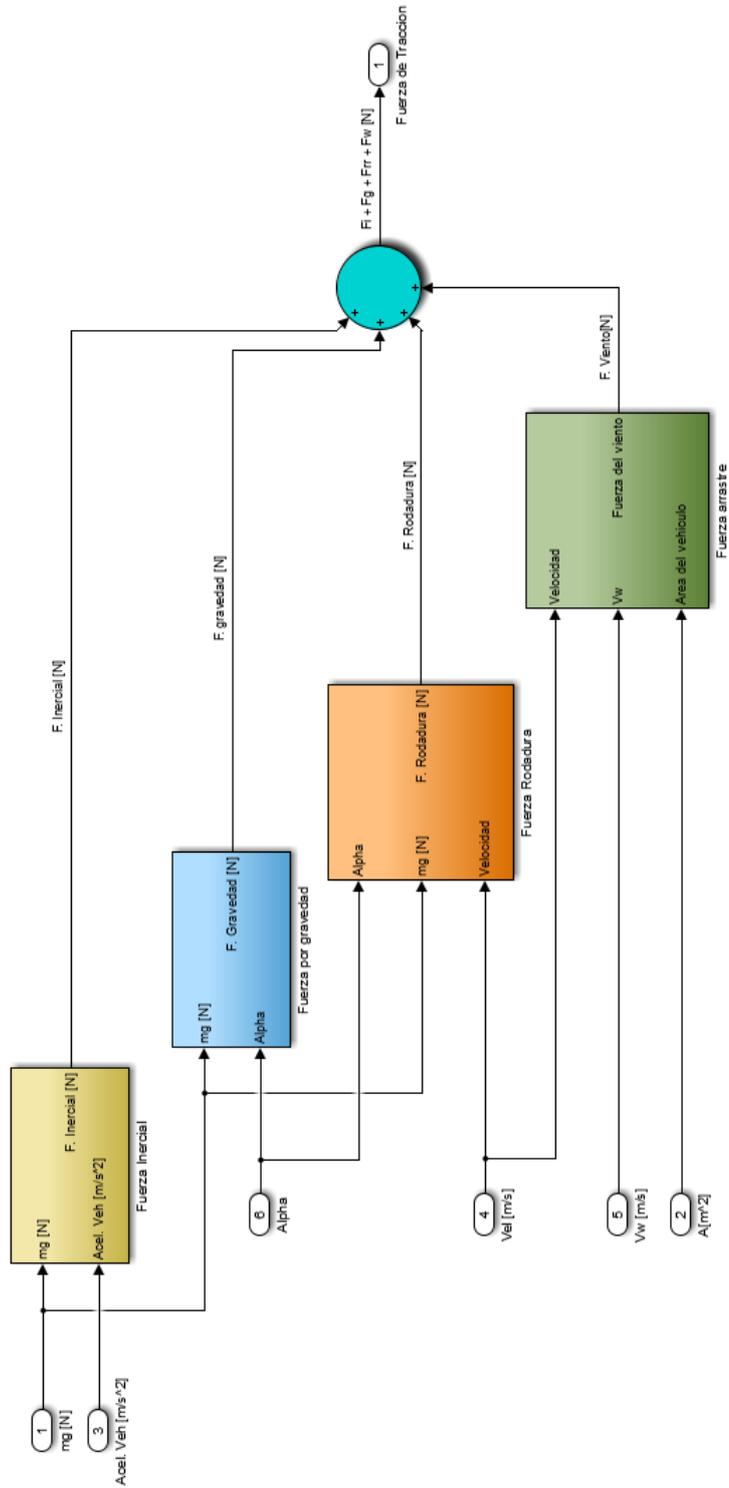
WU, Bin, Chan-Chiao Lin, Zoran Filipi, Huei Peng, and Dennis Assanis. “Optimal Power Management for a Hydraulic Hybrid Delivery Truck.” *Vehicle System Dynamics* 42(734):23–40. 2004.

YUNPU, Song. “Parameter Design for the Energy-Regeneration System of Series Hydraulic-Hybrid Bus.” 10(6):1293–1300. 2012.

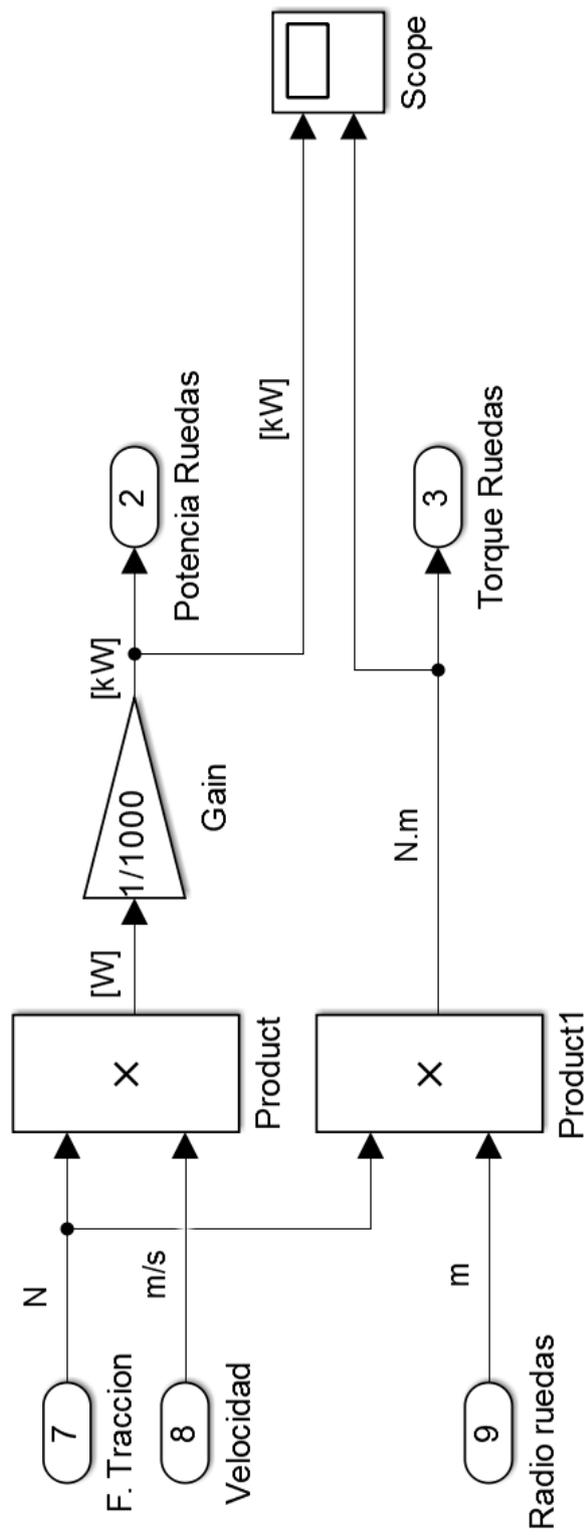
ZOROOFI, Siavash. “Modeling and Simulation of Vehicular Power Systems.” Chalmers University of Technology. 2008.

ANEXOS

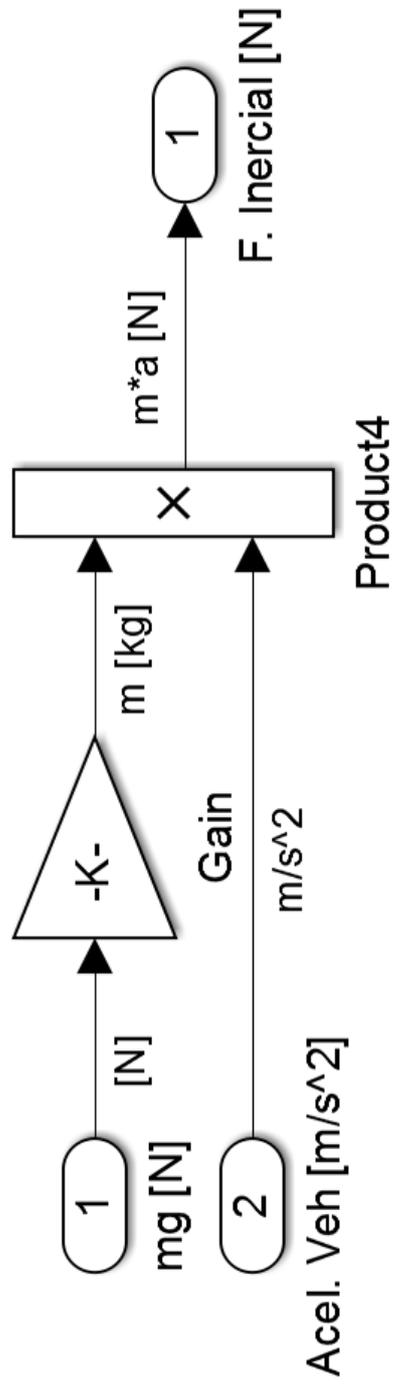
Anexo A. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza de tracción



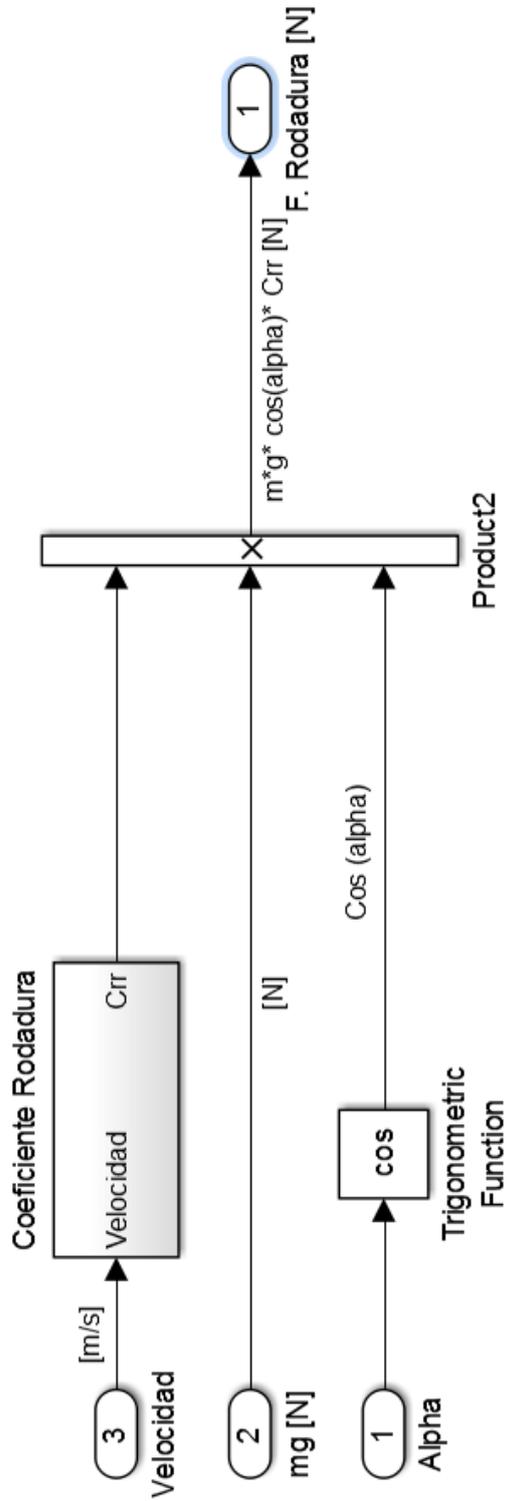
Anexo B. Modelo Simulink para el cálculo de Torque y Potencia requeridos



Anexo C. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza inercial



Anexo D. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza de rodadura.



Anexo E. Modelo Simulink para el cálculo de la fuerza de arrastre.

