

SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA EN VEHÍCULOS (MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA)

EDISON FABIÁN CABALLERO PERÉZ

*Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad Industrial de Santander
fabiancaballero09@hotmail.com*

OSCAR JULIÁN MARTÍNEZ GALLO

*Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad Industrial de Santander
luks8505@hotmail.com*

CARLOS BORRÁS PINILLA

*Ingeniero Mecánico - Profesor Asociado
Director Grupo de Investigación en Dinámica Multifísica, Control y Robótica (DICBoT)
Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad Industrial de Santander
cborras@uis.edu.co*

*Fecha de Recibido: 27/10/2009
Fecha de Aprobación: 26/05/2010*

RESUMEN

El artículo de investigación presenta el modelo matemático y simulación de un sistema de regeneración hidráulico-mecánico el cual convierte energía cinética de un vehículo pesado de reparto clase VI en energía hidráulica para proceder a almacenarla y luego cuando sea requerida, se retorna como torque a la línea de transmisión de potencia del camión. Se analizó el funcionamiento del sistema dinámico de regeneración Hidráulico-Mecánico por medio de simulación utilizando la plataforma computacional Matlab-Simulink®, la cual permitió conocer su comportamiento dinámico y respuesta ante determinadas señales y obtener resultados acerca de cuál es la mejor forma de administrar tanto la captación como entrega de dicha energía.

PALABRAS CLAVES: Regeneración, Energía, Modelado, Hidráulica, Híbrido, Vehículo, Compresibilidad, Simulación, Cinética, Frenado.

ABSTRACT

This research article presents the modeling and simulation of a hydraulic-mechanic regeneration system, which has as aim turn kinetic energy of a truck class VI into hydraulic power. The energy is stored and when it is needed, it is released to the system in terms of torque to the power transmission line of the truck. It analyzed the performance of the dynamic regeneration energy hydraulic- mechanic system and it was done under simulation environment using the computing platform Matlab-Simulink® which allowed to understand thoroughly its dynamic behavior, response before certain signs and to obtain more information about the best way of management both the capture and delivery of the above mentioned energy.

KEYWORDS: Regeneration, Energy, Modeling, Hydraulic, Hybrid, Vehicle, Compressibility, Simulation, Kinetic, Brake.

1. INTRODUCCIÓN

La creciente demanda y uso desmedido de energía por parte de los países que participan activamente en el desarrollo tecnológico ha traído consigo problemas

ambientales como el efecto invernadero producido por la emisión de CO₂ y problemas energéticos debido a la incapacidad de las reservas de petróleo de satisfacer la demanda de petróleo y sus derivados.

El transporte terrestre vehicular es un gran emisor de gases contaminantes producidos por la combustión de combustibles fósiles; entre ellos se presentan el CO₂ (Dióxido de carbono), CO (Monóxido de carbono), NO_x (Óxidos de nitrógeno) y SO_x (Óxidos de Azufre).

Los vehículos en la actualidad son altamente ineficientes ya que se tiene el motor de combustión interna como fuente única de potencia mecánica para el funcionamiento integral del mismo, esto conlleva a que en ocasiones sea necesario desechar energía ya suministrada por el motor por que no cuentan con un sistema que permita reutilizar esta energía o parte de ella; un claro ejemplo de esto es la energía cinética que hay que disipar para lograr la desaceleración del vehículo, energía, que posteriormente será requerida para lograr una nueva aceleración pero fue desechada y nuevamente el motor de combustión interna debe suministrar, además, obliga al motor de combustión a fluctuar en un rango de operación en los cuales no trabaja a su mayor eficiencia [1], [2]. Debido a esto, es necesario buscar alternativas que permitan mejorar la eficiencia energética con que operan los vehículos.

Una nueva tecnología que ofrezca recuperar y reutilizar la energía que se da por desechada en el ciclo normal de funcionamiento de los vehículos, ofrece una solución racional y duradera a los problemas que el consumo excesivo de combustibles genera, adicionalmente, es una solución que va relacionada directamente con los costos que genera el funcionamiento de los vehículos, haciendo de esta una inversión más rentable [3], [4].

La investigación, buscando dar soluciones a esta problemática, desarrolló un modelo de un sistema híbrido hidráulico-mecánico en paralelo, aplicado en un vehículo pesado de reparto. El entorno de simulación usado para modelar y simular se realizó en MATLAB® y SIMULINK®, con el fin de conocer a fondo las prestaciones que este modelo tecnológico pueden ofrecer para lograr disminuir la emisión de gases producto de la combustión y aumentar la eficiencia global promedio del vehículo como un sistema dinámico acoplado [5], [6].

2. METODOLOGÍA

El desarrollo de la investigación constó de cuatro etapas. La primera etapa fue el desarrollo del circuito lógico hidráulico de potencia que permite la regeneración y el modelado matemático de los componentes del sistema híbrido hidráulico. La segunda etapa fue la simulación de dichos componentes a través de la plataforma Matlab© -Simulink© y su posterior validación teórica.

En la tercera etapa se procedió a desarrollar una simulación dinámica del vehículo pesado de reparto. La cuarta y última etapa consistió en el enlace de los dos sistemas descritos, y el planteamiento de una estrategia de control que permitiese el trabajo acoplado de los dos sistemas dinámicos y la realización de las pruebas finales.

2.1 Modelado Matemático

El sistema de regeneración se basa en un diseño propuesto de circuito hidráulico el cual permite convertir la energía cinética del vehículo pesado una vez este comienza a frenar en energía hidráulica almacenada para así su posterior regeneración en energía cinética y aplicación a una nueva aceleración del vehículo.

Existen varios elementos importantes dentro de este circuito hidráulico y cada uno, lleva a cabo una tarea determinada para cumplir con el propósito del sistema; a continuación se presentan los modelos matemáticos tenidos en cuenta dentro de esta simulación, sus consideraciones, simplificaciones y aplicabilidad.

2.1.1 Bomba motor

La bomba-motor hidráulica de desplazamiento variable de pistones es la encargada de convertir energía mecánica en hidráulica y viceversa; esta a su vez controla que tanto torque se almacena o se regenera según sea el caso ya que gracias a que tiene capacidad volumétrica variable, y el torque es variable [7], su rango oscila desde un máximo para la misma presión a un mínimo, todo depende del estado al que quiera operar el sistema y del flujo a manejar.

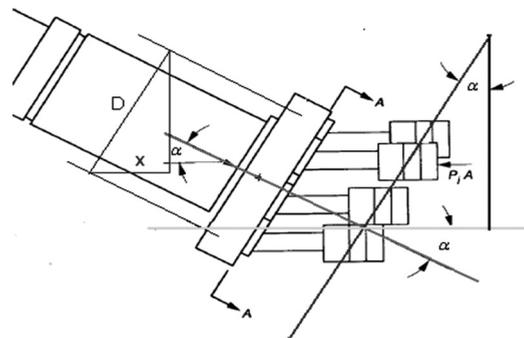


Figura 1. Influencia del ángulo α en la carrera de los pistones. Tomado de Referencia [7].

$$C_b = nA_p D S \sin(\alpha) \quad (1)$$

La ecuación 1, modela la función y variación de la capacidad volumétrica con respecto al ángulo variable del eje de la bomba-motor y parámetros geométricos constantes como: número de pistones n , área de cada pistón hidráulico A_p y diámetro pitch D de la Bomba – motor.

$$Q_{bomba} = C_b \omega - K_{leak} (P_{out} - P_{in}) \quad (2)$$

La ecuación 2, relaciona el flujo que entrega la bomba; el cual es el flujo ideal debido a la velocidad angular del eje ω menos lo perdido debido a la influencia de incremento en la presión; este modelo lineal de flujo de perdidas por presión ($K_{leak} \Delta P$) se plantea basados en la asunción de que dicho flujo se produce a bajos números de Reynolds y por ello es un flujo laminar [8], [9], el coeficiente de perdidas dado por la ecuación 3 varía en relación con la variación volumétrica de la bomba hidráulica, como se muestra a continuación:

$$K_{leak} = C_b \omega_{nom} \frac{(1 - \eta_{vol})}{P_{nom}} \quad (3)$$

El torque del eje de entrada es modelado por la ecuación 4. Esta ecuación tiene presente la caída de torque debido al transitorio que ocurre mientras el pistón de la bomba pasa de la cámara de succión a la cámara de descarga, descrito en [10].

$$T = \frac{C_b (P_{out} - P_{in}) \left(1 - \frac{\gamma^2}{6}\right)}{\eta_{mec}} \quad (4)$$

2.1.2 Acumulador hidráulico

El acumulador es un dispositivo que en su forma básica consta de dos cámaras separadas por un material elastómero o por un pistón; al entrar aceite a una de las cámaras este va comprimiendo un gas inerte que se encuentra en la otra y así genera la presión a la que queda confinado el aceite; el tipo de gas más común usado en los acumuladores es el nitrógeno.

$$V_{final} = \int Q_{real} dt \quad (5)$$

La ecuación 5, refleja la relación entre el volumen de aceite confinado en el acumulador y el caudal de aceite real que está llegando al acumulador; el caudal que hace trabajo contra el acumulador está comprimido y

variable en la medida que se comprime y no es el caudal neto que entrega la bomba idealmente menos el de perdidas por fugas debidas a la presión. Las ecuaciones que permiten tener en cuenta la compresibilidad del aceite y obtener un flujo aproximado más realista son las ecuaciones 8 y 9.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_w - T}{\tau} - \frac{1}{c_v} \left[\frac{RT}{v} \left(1 + \frac{b}{v^2}\right) + \frac{1}{v^2} \left(B_o RT + \frac{2C_o}{T^2} \right) - \frac{2c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \right] \frac{dv}{dt} \quad (6)$$

La ecuación 6, corresponde al modelo matemático desarrollado por Pourmovahed y Otis [11], este modelo refleja el comportamiento dinámico del acumulador, teniendo en cuenta las pérdidas de energía por calor ocurridas entre las paredes del acumulador y el medio.

En esta ecuación el nitrógeno no es modelado con la ecuación de gas ideal sino con la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin (ver ecuación 7) la cual presenta una formulación más completa, en el tratamiento del gas y descrita en [11].

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{\left(B_o RT - A_o - \frac{C_o}{T^2} \right)}{v^2} + \frac{(bRT - a)}{v^3} + \frac{aa}{v^6} + \frac{c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \quad (7)$$

2.1.3 Compresibilidad del aceite

Como se muestra en [11] y [12], la compresión del aceite depende de la variación de la presión instantánea a la que este es sometido, del volumen total de aceite presurizado, del módulo de Bulk característico de cada tipo de líquido y se ve reflejado en el volumen que ocupa el líquido así:

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{\beta}{V} \frac{dV}{dt} \quad (8)$$

La ecuación 8 que refleja el comportamiento de la variación volumétrica de un fluido (aceite hidráulico) ante la influencia de variación de presión puede ser implementada para el análisis y comportamiento dinámico del circuito hidráulico del sistema de regeneración de energía, teniendo en cuenta que la variación de la presión respecto al tiempo presenta la fluctuación de la presión en el sistema en la zona de alta presión y la variación de volumen comprimido con respecto a el tiempo muestra la diferencia entre el caudal que bombea la bomba sin tener en cuenta compresibilidad y el caudal que realmente está haciendo trabajo contra el acumulador y comprimido; esto lleva a reemplazar la ecuación 8, a los siguientes términos presentados en la ecuación 9:

$$\frac{dP_n}{dt} = -\frac{\beta}{V_n} \left(Q_n - Q_{leak} - \frac{dV_{acu}}{dt} \right) \quad (9)$$

Esta ecuación describe como la variación de la presión en el tiempo, afecta el caudal del aceite ya que el termino que se encuentra dentro de paréntesis representa la cantidad de aceite comprimido y por conservación de masa, el aceite allí presente es el mismo en términos de masa pero este ya no ocupa el mismo volumen y por ende el flujo es diferente.

El modelo descrito se apoyó en el estudio realizado por Manring [12]. Con este modelo se realimenta el flujo comprimido, el flujo de la bomba y el flujo de pérdidas, por lo que se obtiene un flujo real aproximado; en la obtención del modelo de flujo se han tenido en cuenta la capacidad volumétrica de la bomba, las pérdidas por presión, la velocidad de rotación de la bomba hidráulica y la compresibilidad del aceite. Con los modelos matemáticos descritos se elaboró el modelado de las ecuaciones en Simulink® del sistema hidráulico [13], [14].

2.2 Modelo Simulink

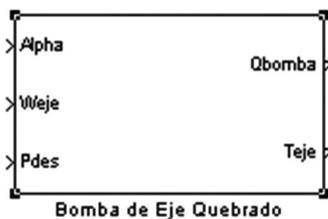


Figura 2. Simulación de la Bomba-Motor Hidráulica de Pistones.

Se observa en la figura 2, las señales de entrada que controlan la bomba y su funcionamiento son el ángulo “Alpha” del eje; las revoluciones a las que está girando el eje de la bomba (son las mismas del motor de combustión interna del camión ya que ambos ejes son solidarios mediante el engranaje primario de la caja de cambios del vehículo pesado), “Pdes”, es la presión de descarga de la bomba la cual es realimentada del acumulador y la caída de presión a través de las válvulas.

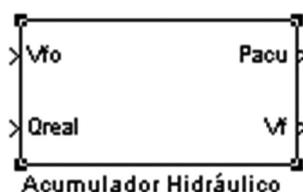


Figura 3. Subsistema del acumulador hidráulico.

En la figura 3, el bloque de acumulador hidráulico muestra las entradas y salidas del acumulador; V_{fo} representa el volumen inicial que se encuentra disponible dentro del acumulador antes de que este empiece a llenarse o desocuparse; Q_{real} representa el caudal de aceite que está entrando al acumulador (en Q_{real} ya ha sido tomada en cuenta la compresibilidad del aceite); La figura 4, muestra el subsistema interno donde se relaciona el flujo comprimido y P_{acu} que es la presión a la que se encuentra sometido el aceite en el acumulador y V_f es el volumen de aceite contenido dentro del mismo.

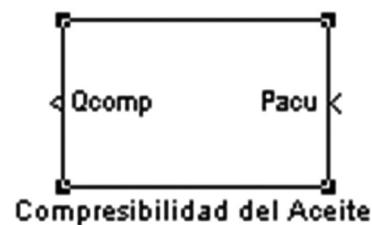


Figura 4. Subsistema compresibilidad del aceite.

Durante la compresibilidad del aceite, la señal de entrada es la presión que está actuando dentro del acumulador; aunque la presión en el puerto de descarga de la bomba es mayor que la presión en el acumulador (debido a las pérdidas por accesorios y válvulas), esta diferencia es despreciable con respecto a la presión dentro del acumulador de alta presión que para facilidad de cálculos se utiliza dicho valor como si fuera la presión a la que está sometido todo el aceite en la zona de alta presión, debido a esto la compresibilidad del aceite en cada elemento del circuito hidráulico propuesto se trató como una suma de compresibilidades en serie [13], [15].

Cada uno de los elementos mencionados anteriormente cumple una tarea dentro del circuito hidráulico, con el objetivo de llevar a cabo la regeneración de energía; además de tener los componentes indicados es necesario tener una lógica de control hidráulico que les permita realizar la tarea deseada a los componentes hidráulicos primarios en el momento preciso, de esto se encargan las válvulas de control direccional.

Según el momento en el que se encuentre el vehículo ya sea acelerando, frenando o manteniendo una velocidad constante, el sistema de válvulas se activa para generar una de las siguientes tareas específicas; almacenar energía, entregarla o simplemente trasegar.

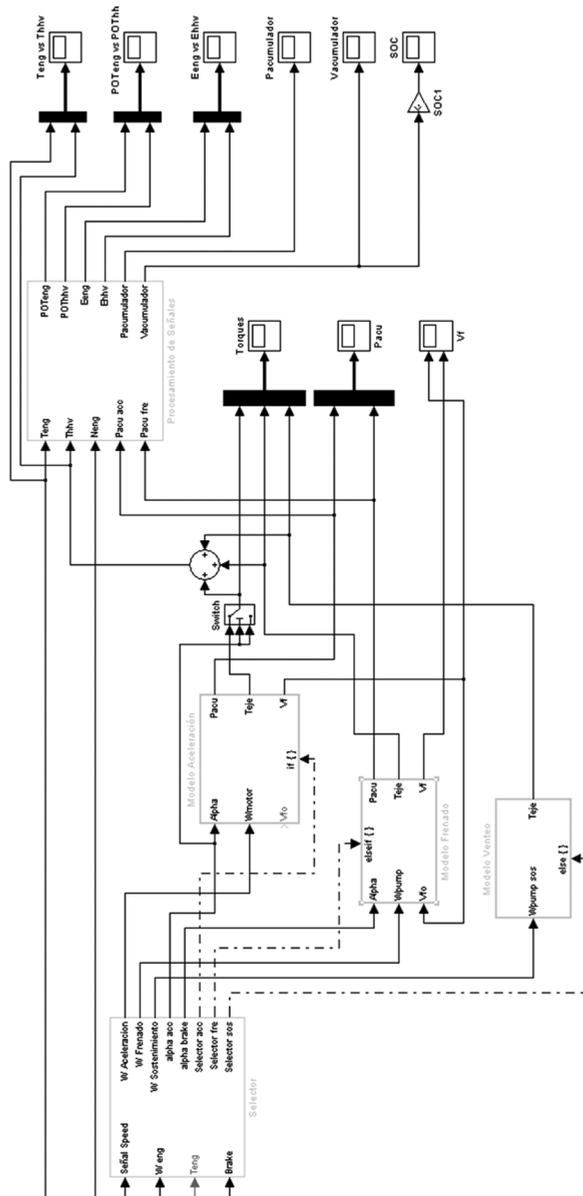


Figura 5. Modelo del sistema de regeneración de energía en Simulink.

En el esquema de la figura 5, se puede apreciar un bloque que se llama “selector”; su función es activar en su debido momento la etapa que corresponda según la señal que proviene de la simulación del camión, además en el subsistema “selector” también se controla el ángulo α del eje de la bomba basados en unas consideraciones o criterios que se expondrán en las siguientes secciones.

2.3 Modelo en Simulink® del Vehículo Pesado de Reparto (Camión Clase VI)

La energía para el movimiento del vehículo es transmitida a través de las llantas de tracción, allí se debe suministrar el torque necesario para vencer cargas como la inercia, el arrastre producido por el aire, la fricción y la carga propia del vehículo entre otras; estas fuerzas las podemos analizar partiendo de una consideración del vehículo como una partícula [16].

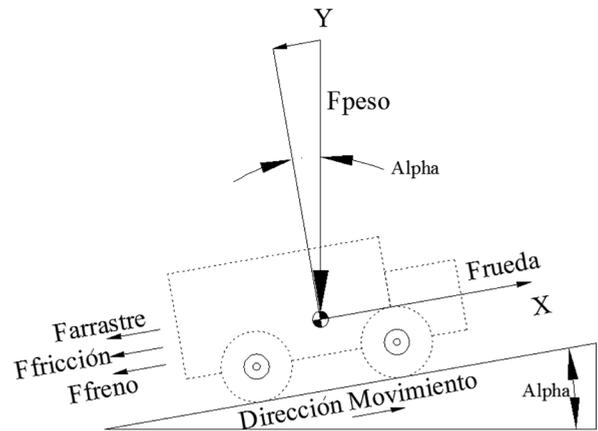


Figura 6. Diagrama de cuerpo libre para el vehículo.

La figura 6, muestra las fuerzas aplicadas sobre el vehículo y la respectiva ecuación de movimiento que describe la relación de fuerzas que actúan sobre el vehículo y su inercia, es la ecuación 10.

$$m_{veh} \frac{d^2x}{dt^2} = F_{veh} - F_{arr} - F_{fri} - F_{fre} - F_w \text{sen}(\alpha) \quad (10)$$

Reemplazando en la ecuación 10 las características de cada una de las diferentes fuerzas dinámicas que interactúan en el camión se obtiene un modelo matemático que permite simular el comportamiento dinámico de las diferentes fuerzas que afectan al vehículo [16], [17]. Este modelo que representa estas fuerzas está descrito en la figura 7 y corresponde al diseño dinámico obtenido para representar la dinámica de un vehículo pesado de reparto clase VI en Simulink®.

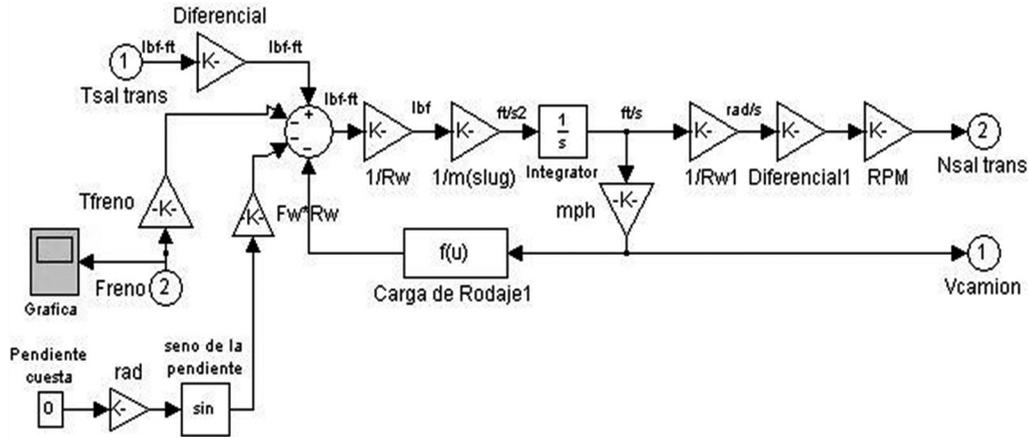


Figura 7. Modelo en Simulink® de la dinámica del vehículo.

En el modelo dinámico obtenido para representar la dinámica del vehículo (ver figura 7), las variables de entrada son el ángulo de la cuesta o pendiente (α en grados), el torque de salida de la transmisión ($T_{saltrans}$), el torque de frenado en ruedas, la fuerza de arrastre y la relación de la transmisión diferencial.

Como resultado del modelo propuesto y la simulación se obtiene la velocidad de traslación del camión y la velocidad angular de salida de la transmisión.

La principal fuente de energía del vehículo es el motor de combustión interna, este se modeló a partir de las curvas suministradas por los fabricantes y su comportamiento dinámico depende del porcentaje de aceleración y de la disponibilidad de torque que éste posee a los diferentes rangos de revoluciones del motor.

La aceleración (acelerador) del vehículo pesado de reparto es una variable de entrada que viene dada en forma conveniente de porcentaje y representa el porcentaje que se mantiene oprimido el acelerador contra su máxima carrera.

La velocidad angular del cigüeñal del motor es otra variable de entrada al motor; con estas 2 variables de entrada se obtiene la variable de salida; el torque que el motor de combustión interna entrega al sistema dinámico. Ver el comportamiento de motor en la figura 8.

Estas curva se procesaron a partir de los datos suministrados por el fabricante International para su motor comercial Maxxforce 7 de 200 Hp y 560 Lb-Ft de torque en lo que respecta a los datos a porcentaje de carga únicamente del 100%: la curva de la figura 8, refleja estos datos tabulados.

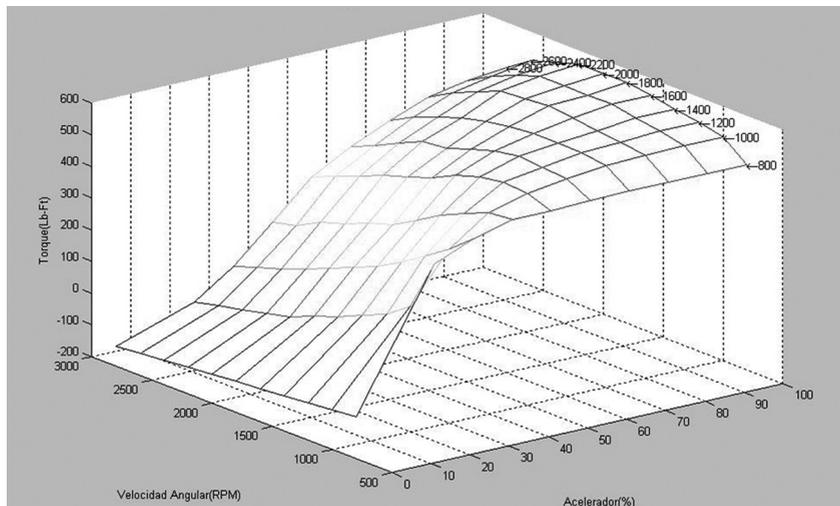


Figura 8. Curva de funcionamiento del motor de combustión interna a diferentes cargas.

Los datos para los otros porcentajes de carga diferentes del 100% fueron interpolados a partir del comportamiento dinámico de otro motor de combustión interna de similares características de potencia fueron analizados y extraídos de [13].

Lo anterior permitió que la simulación tenga datos más cercanos a la respuesta real del motor, debido a la ausencia de datos experimentales del fabricante en la caracterización de motores de combustión interna a diferentes porcentajes de carga del 100% aplicada a motores de similar potencia.

3. SIMULACION Y RESULTADOS

Los siguientes resultados arrojados por la simulación se plantean para el vehículo cargado a su máxima capacidad (20,600 Kg de peso bruto), velocidad inicial del camión de 0 km/h y unas necesidades de aceleración y frenado que generaran la carga y descarga completa del acumulador hidráulico. La figura 9, muestra estas relaciones de aceleración inicial en rampa hasta 23 segundos y posteriormente una desaceleración del 85%, esto son condiciones exigentes extremas de entrada para la simulación de un vehículo pesado.

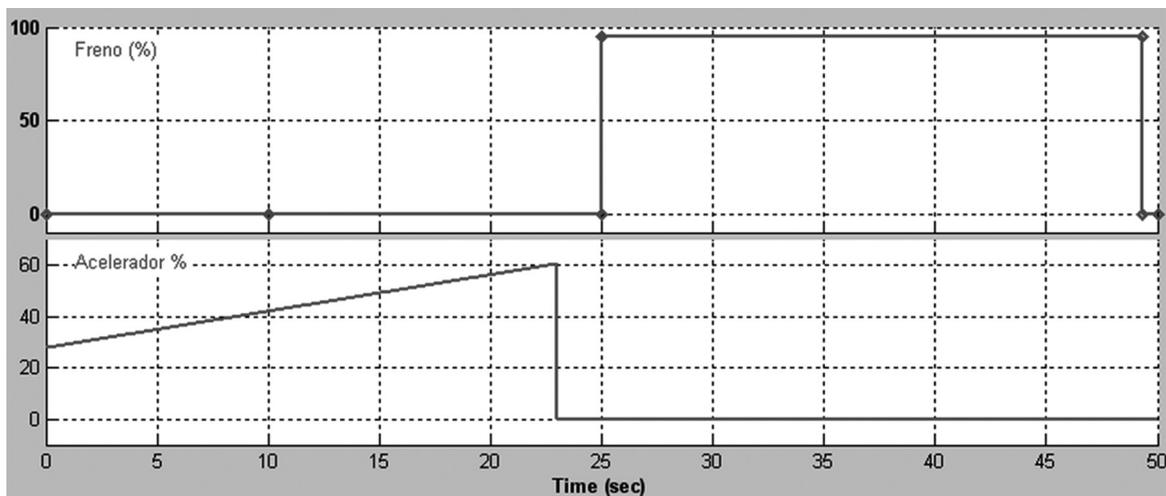


Figura 9. Accionamiento del freno y el acelerador.

El sistema dinámico halla el ángulo α de desplazamiento variable de la bomba durante la fase de aceleración según la necesidad de torque requerido por la dinámica propia del camión y que en el modelo convencional es suministrando por el Motor de Combustión Interna (MCI) en todo momento.

El sistema de regeneración hidráulico asiste al vehículo pesado con una fracción porcentual del torque total que en condiciones normales sin sistema de regeneración de energía deberá asumir el MCI.

Este criterio fue usado en este trabajo, y logra que la entrega de torque por parte del circuito de regeneración sea proporcional a la demanda, permitiendo de esta forma gozar de cierta disponibilidad energética y evitar que dicho torque sea entregado de una forma abrupta.

La figura 10 muestra estos resultados. Se observa, como asiste el sistema de regeneración durante la aceleración y desaceleración al MCI.

La figura 11, muestra los resultados de la simulación respecto a las potencias entregadas y disipadas por los tres sistemas de interés; el sistema primario de potencia o motor de combustión interna, el sistema de regeneración de energía y el sistema de frenos convencionales.

Los datos suministrados tanto por el motor como por los frenos corresponden a su trabajo en un esquema de camión convencional sin sistema de regeneración de energía.

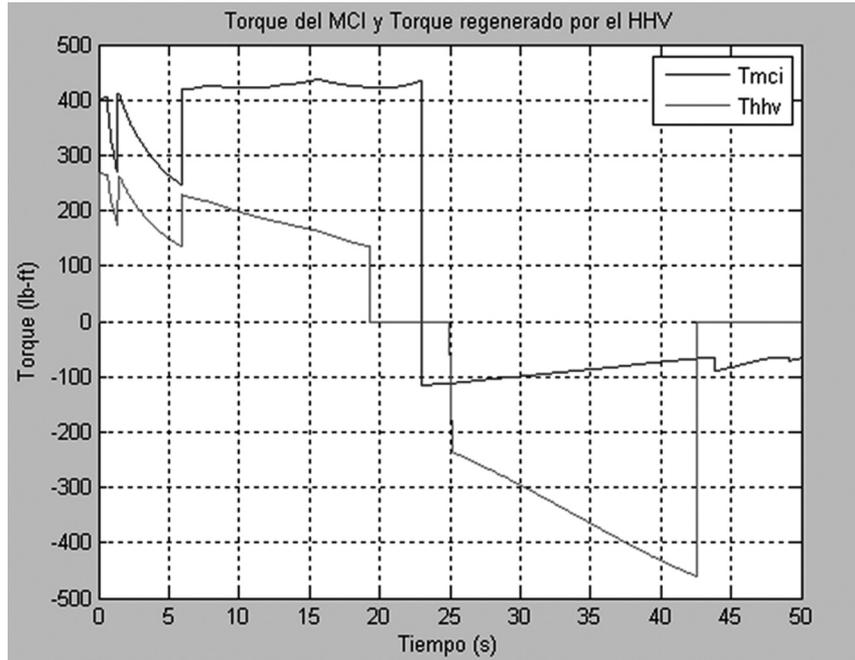


Figura 10. Torque del MCI y capacidad de entrega de torque del sistema de regeneración.

La simulación muestra claramente como el sistema de regeneración impacta en la reducción de consumo de potencia durante la aceleración y mantiene un nivel

más estable de consumo de potencia comparada con el sistema convencional MCI sin asistencia del sistema de regeneración.

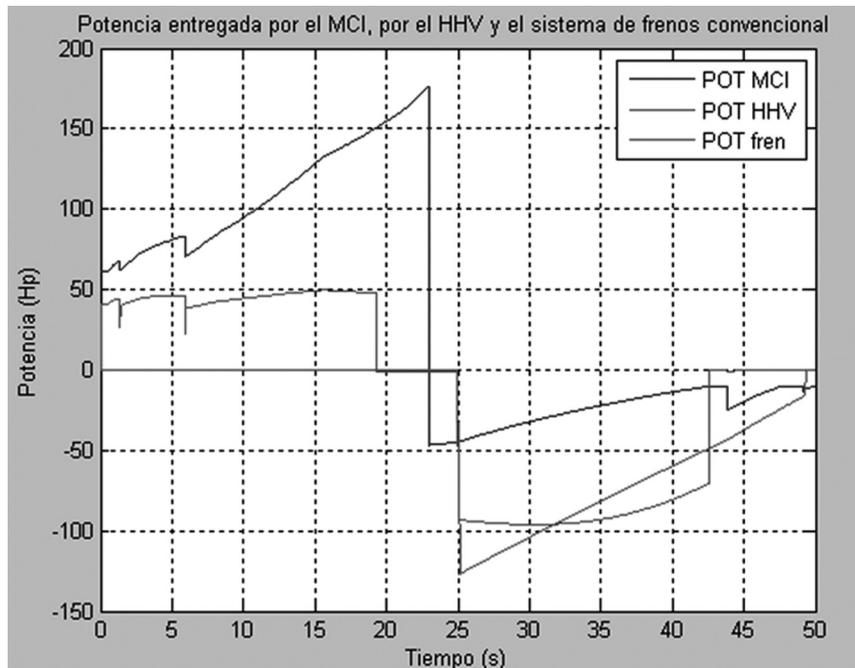


Figura 11. Torque del MCI y capacidad de entrega de torque del sistema de regeneración.

Se observa en los resultados obtenidos (ver la figura 12), que la curva de consumo de energía para el MCI sin asistencia tiene una relación de 3 a 1 máxima en consumo de energía con respecto al sistema con asistencia de regeneración HHV de energía durante la fase de aceleración del vehículo, lo que implica un mayor consumo de potencia durante la aceleración sin asistencia.

Se observa cómo hasta el instante de 23s, el motor tiene que suministrar una gran energía y como hasta el instante de 19s, el sistema de regeneración HHV podría asistir a dicho motor para realizar la misma operación de carga.

Adicionalmente, si se compara esta energía entregada por el HHV con la almacenada en el frenado por el mismo (desde t=25s hasta t=42s) podemos ver la eficiencia propia del sistema de regeneración de energía, la curva del motor desde t=23s hasta t=50s muestra como la compresión del MCI también genera frenado y finalmente la curva de E_frenado de la figura 12, representa la energía necesaria para llegar a detener el camión con un frenado convencional (si el vehículo careciera de sistema de regeneración).

Estos valores se cuantificaron con los datos de la figura 9, que corresponde a las energías entregadas y disipadas por cada uno de los tres sistemas.

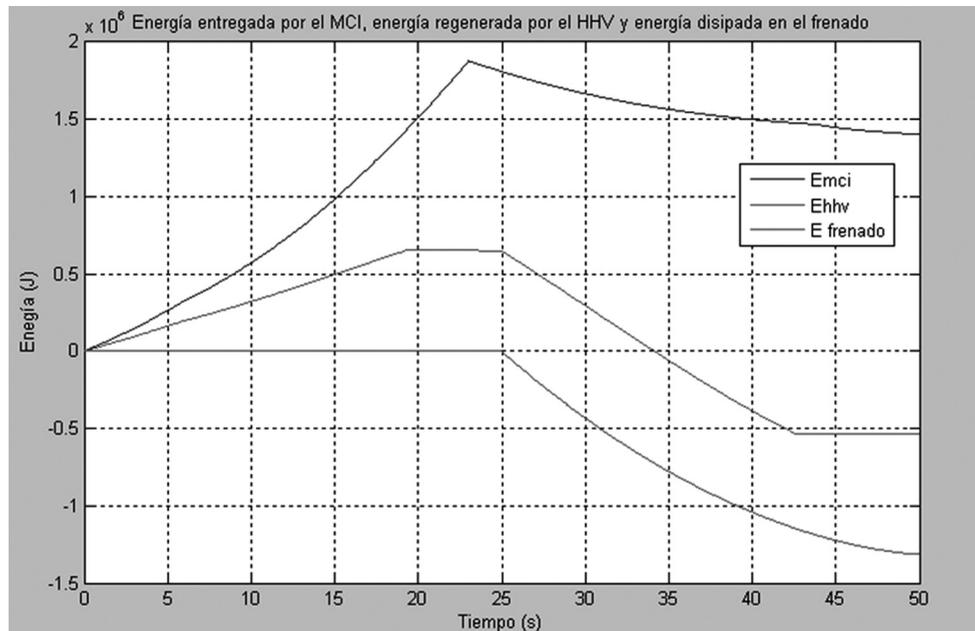


Figura 12. Energías del motor de combustión interna, del sistema de regeneración y de los frenos.

Durante la aceleración, la energía total entregada por el motor de combustión fue de:

$$E_{MCI\text{aceleración}} = 1878 \text{ KJ}$$

En este mismo intervalo de operación la energía suministrada por el sistema de regeneración fue de:

$$E_{HHV\text{aceleración}} = 654 \text{ KJ}$$

Obteniendo el factor de estos dos valores se conoce el porcentaje de energía requerida por el vehículo durante

la aceleración que puede llegar a entregar este sistema de regeneración con la configuración de este sistema de regeneración que este trabajo presenta:

$$F_{\text{aceleración}} = \frac{E_{HHV\text{aceleración}}}{E_{MCI\text{aceleración}}} = \frac{654\text{KJ}}{1878\text{KJ}} \times 100\% = 34.83\%$$

De la figura 12, también se obtiene la cantidad de energía almacenada por el sistema de regeneración:

$$E_{HHV\text{almacenada}} = 1183.1\text{KJ}$$

Dividiendo la cantidad de energía entregada por el sistema de regeneración durante la aceleración en la cantidad de energía almacenada se obtiene la eficiencia del sistema de regeneración

$$\eta_{HHV} = \frac{E_{HHV \text{ aceleración}}}{E_{HHV \text{ almacenada}}} = \frac{654 \text{ KJ}}{1183.1 \text{ KJ}} \times 100 = 55.2\%$$

De la curva correspondiente a la energía de frenado (E_{frenado}), se observa que la energía disipada por los frenos en un esquema convencional es:

$$E_{\text{disipada frenos}} = 1310 \text{ KJ}$$

Con este valor de energía disipada por los frenos y con el valor de la energía almacenada por el sistema de regeneración se aprecia cuánto porcentaje de dicha energía a disipar durante el frenado puede captar este sistema:

$$F_{\text{almacenamiento}} = \frac{E_{HHV \text{ almacenada}}}{E_{\text{disipada frenos}}} = \frac{1183.1 \text{ KJ}}{1310 \text{ KJ}} \times 100 = 90.3\%$$

Adicionando la energía suministrada por el motor durante la aceleración más la consumida en la compresión durante el frenado se aprecia para todo el ciclo cuanta energía en total tuvo que entregar el motor de combustión interna.

$$E_{MC \text{ total}} = 1878 \text{ KJ} + 478 \text{ KJ} = 2356 \text{ KJ}$$

Con estos datos se obtuvo una eficiencia global para todo el ciclo desde el arranque del camión hasta que vuelve a quedar quieto

$$F_{\text{ahorro}} = \frac{E_{HHV \text{ entregada}}}{E_{MC \text{ total}}} = \frac{654 \text{ KJ}}{2356 \text{ KJ}} \times 100 = 27.7\%$$

Los resultados obtenidos en esta simulación dinámica están basados en condiciones extremas; fueron realizadas con el vehículo acelerando desde 0 km/h y regresando a 0 km/h; este tipo de operaciones en un vehículo convencional son las que más energía consumen y es el ciclo más ineficiente del vehículo, es por esto que estos valores calculados son valores críticos. En un trabajo bajo condiciones normales del vehículo con asistencia del sistema de regeneración HHV el acumulador no llegaría a descargarse tan rápidamente lo que permite que el vehículo opere en sus puntos de mejor rendimiento (cuando las presiones dentro del acumulador se mantienen altas); esto depende realmente de la estrategia de control y variables tenidas en cuenta a la hora hacer trabajar el sistema de regeneración de energía.

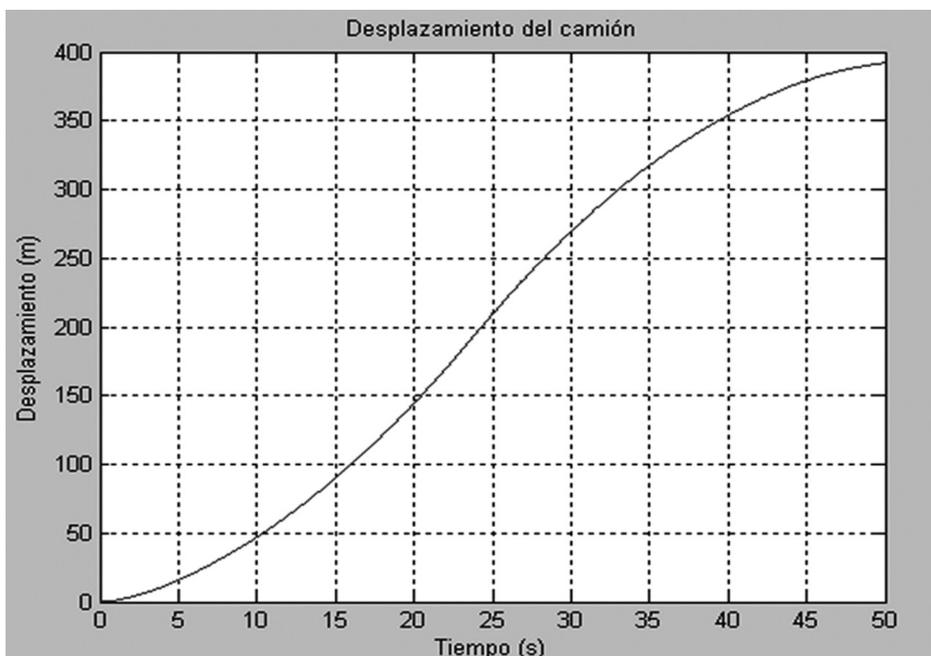


Figura 13. Gráfica de desplazamiento vs tiempo del camión para la prueba simulada

La curva de la figura 13, muestra que durante los 50s que dura el resultado de la simulación el vehículo recorrió 392 m, haciendo los respectivos cálculos con la energía consumida por el motor de combustión interna durante esta prueba y la energía regenerada por el sistema, se obtuvo que el camión modelado en su forma convencional tiene un consumo específico de combustible de 7.846 km por galón mientras que con el sistema de regeneración de energía su consumo específico de combustible mejora a 10.86 km por galón.

4. CONCLUSIONES

El dimensionamiento y selección de los acumuladores del sistema hidráulico está afectado principalmente por las condiciones de operación: a frecuentes aceleraciones y desaceleraciones, la capacidad de los acumuladores es relativamente pequeña, logrando optimizar la entrega y captación de torque. Con baja frecuencia en aceleraciones y desaceleraciones se requieren acumuladores relativamente grandes que permitan almacenar la suficiente energía para obtener de disponibilidad energética en el sistema de regeneración.

Se observa que desaceleraciones y aceleraciones bruscas generan irreversibilidades las cuales se vieron reflejadas en la eficiencia del sistema de regeneración de energía.

Lograr una eficiencia global promedio del vehículo alta es necesario adoptar una estrategia de operación en la cual la velocidad sea lo más estable posible permitiendo de esta forma no tener tantas irreversibilidades; manteniendo la operación del motor de combustión interna lo más cerca posible de su punto de más alta eficiencia.

La gran ventaja que aporta a un vehículo pesado de reparto un sistema hidráulico de regeneración es la alta capacidad de captación de energía en un reducido intervalo de tiempo, permitiendo su gran aplicabilidad y efectividad en vehículos de carga pesada.

La relevancia de la operación de este tipo de sistemas radica en que además de recuperar energía, permite que dicha energía sea reintegrada al vehículo en los momentos en que es más ineficiente el motor de combustión interna.

La energía regenerada es energía que no ha sido obtenida por el proceso de combustión, de esta forma la reducción en porcentaje de emisiones de agentes contaminantes es alta ya que equivale al porcentaje de reducción de consumo de combustible el cual está cerca del 30%.

El sistema de regeneración durante el almacenamiento actúa como un sistema auxiliar de frenado, aumentando la potencia de frenado instalada en el vehículo lo que aumenta la seguridad del mismo.

Este sistema permite cambios de velocidad menos bruscos aumentando el confort en aplicaciones de transporte de pasajeros o carga delicada.

Debido a que el motor opera la mayoría de tiempo cerca del punto nominal de diseño se alarga su vida útil, además, dado que se utiliza menos el sistema principal de frenos se reducen los costos por mantenimiento y repuestos de dichos componentes lo que ayuda a disminuir el tiempo de retorno de la inversión.

5. AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Industrial de Santander a través de la Vicerrectoría de Investigaciones y Extensión de la UIS, por el apoyo financiero al ser seleccionado el proyecto de investigación en la convocatoria de proyectos promisorios e innovación 2008.

Al grupo de Investigación DICBoT- Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Industrial de Santander UIS, por su apoyo financiero y a su director, el docente-Investigador Dr. Carlos Borrás Pinilla, por sus ideas, dedicación y suministrar la asesoría necesaria en los temas concernientes a la dinámica de sistemas de los circuitos y dispositivos hidráulico (Potencia Fluida) y Simulink®.

6. REFERENCIAS

- [1] Fundación Instituto Tecnológico para la Seguridad del Automóvil, FITSA, Tecnologías de propulsión híbridas. Fundación FITSAL impresiones, 2007.
- [2] C. L. Gray, Hydraulic Hybrids of Automotive Research Center, Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division. October 2006.
- [3] B. Wu, C. C. Lin, F. Zoran, Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck. Research report, University of Michigan, 2004.
- [4] C. L. Gray, Hydraulic hybrids demonstration for port yard hostlers. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division. September 2007.

- [5] Rexroth Bosch Group, Mobile Hydraulics Master Catalog, Rexroth Bosch Publisher, January 2010.
- [6] J. Alson, D. Barba, D. Haugen, Progress report on clean and efficient automotive technologies under development at EPA. Interim technical report. U.S. January 2004.
- [7] R. D. Bartos. Mathematical Modeling of Bent-Axis Hydraulic Piston Motors. TDA Progress report, November 15, 1992.
- [8] N. H. Manring, The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 122, June 2000, pp. 263-268.
- [9] H. E. Merrit, Hydraulic Control Systems. Jhon Wiley & Sons, New York, 1967.
- [10] N. H. Manring, The Torque on the Input Shaft of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 120, October 1998, pp. 52-57.
- [11] A. Pourmovahed, D. R. Otis. An Experimental Thermal Time-Constant correlation for Hydraulic Accumulators, Journal of Dynamic System Measurement and Control, Vol. 122, March 1990, pp. 116-122.
- [12] N. H. Manring. The Effective Fluid Bulk-Modulus within a Hydrostatic Transmission, Journal of Dynamic System Measurement and Control, Vol. 119, September 1997, pp. 462-466.
- [13] A. Dennis, Validation and Use of SIMULINK Integrated, High Fidelity, Engine-In-Vehicle Simulation of the International Class VI Truck, SAE INTERNATIONAL., March 6 de 2000.
- [14] O. Beucher, M. Weeks, Introduction to Matlab and Simulink, a Project Approach. 3 edition, Jones & Bartlett Publishers, June 2007.
- [15] N. H. Manring, The Hydraulic Control System, John Wiley & Sons INC, New York, 2005.
- [16] J. L. Mieriam, L. G. Kraige, Engineering Mechanics: Dynamics, 5 edition, Wiley, 2001.
- [17] J. H. Ginsberg, Advanced Engineering Dynamics, 2 edition, Cambridge University Press, 1995.