

DISEÑO DE UN AMORTIGUADOR MAGNETO-REOLÓGICO

Luz Antonio Aguilera-Cortés, Miguel Ángel Moreno-Báez, José Colín-Venegas, Max Antonio González-Palacios
Universidad de Guanajuato, Campus Salamanca, FIMEE.
Carretera Salamanca-Valle de Santiago km 3.5+1.8 km.
Tel./Fax: +52 (464) 647 99 40 / (2311)
aguilera@salamanca.ugto.mx, mbluekitty@gmail.com

RESUMEN

Recientemente, ha crecido el uso de fluidos magneto-reológicos en dispositivos mecánicos, debido a que permiten controlar sus propiedades físicas (reológicas) eléctricamente, lo que puede resultar en un mejor desempeño dinámico de los dispositivos. Con el fin de poder realizar pruebas experimentales en amortiguadores semiactivos, se propone el diseño de un amortiguador magneto-reológico en base a especificaciones previas.

ABSTRACT

Recently, application of magnetorheological fluids in mechanical devices has grown, mostly because they allow to change and control their physical properties by means of electric circuits. This may result into better performance of the mechanical device. Here is proposed the design of a magnetorheological damper, which is intended for experimental research.

INTRODUCCIÓN

Con base a una caracterización de un modelo de suspensión semiactiva, Aguilera et al [1] y [2], se presenta el diseño de un amortiguador magneto-reológico, considerando dichos datos. Se pretende que el diseño incluya el construir un prototipo del amortiguador usando un fluido magneto-reológico comercial, aunque este trabajo aún no incluye la etapa experimental.

Antecedentes

Se cuenta con un estudio enfocado al análisis de una suspensión semiactiva que representa un modelo simple de un vehículo (una cuarta parte de la suspensión para un carro o la suspensión de una bicicleta) de un grado de libertad.

Marco Teórico

En cualquier sistema de suspensión existen varios parámetros básicos en su funcionamiento, éstos son: la masa m del cuerpo; la rigidez k del resorte; el coeficiente de amortiguamiento viscoso c del amortiguador; y la fuerza excitatriz $F(t)$ aplicada a la masa (Figura 1). El tipo de amortiguamiento y el buen desempeño dinámico del sistema depende de la elección adecuada de las constantes c y k .

En la mayoría de los casos estas constantes se seleccionan para obtener un rendimiento óptimo en “situaciones normales”. Sin embargo, los vehículos no siempre están sujetos a las mismas condiciones, debido a que la fuerza aplicada varía en función de las condiciones del terreno y de la velocidad a la que se transite sobre el mismo.

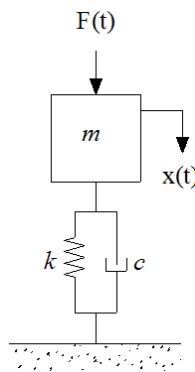


Fig. 1 Modelo de un sistema masa-resorte-amortiguador.

Con el fin de que las suspensiones tengan el mejor desempeño sin importar el tipo de terreno y la rapidez con la que se transite se debe recurrir a las *suspensiones inteligentes*. Mientras que las *suspensiones pasivas*, donde c y k son constantes, no pueden ser ajustadas de manera automática y/o continua, en las *suspensiones inteligentes* se puede modificar continuamente algún parámetro de ellas y obtener un mejor desempeño en cualquier tipo de terreno.

Existen dos variantes de las suspensiones inteligentes: *activas* y *semiactivas*:

Suspensiones Activas. En éstas se aplica una fuerza $F(t)$ al sistema, mediante actuadores neumáticos, hidráulicos o electromecánicos. La desventaja de este tipo de suspensiones es que presentan un alto consumo de energía.

Suspensiones Semi-activas. En este sistema, c es una variable que se ajusta dependiendo del estado del camino y la forma de manejo del conductor. Normalmente para su cálculo se monitorean varios parámetros como son la velocidad horizontal del vehículo y la velocidad vertical relativa entre el vehículo y la rueda; en base a estos datos se hace un cálculo mediante un programa especializado y se obtiene el coeficiente de amortiguamiento viscoso adecuado para las condiciones de manejo. Una de sus ventajas es que tienen un bajo consumo de energía, pero tienen la desventaja de que no son capaces de reducir las vibraciones eficientemente como las suspensiones activas. Las suspensiones inteligentes han encontrado una gran aplicación en el sector automotriz y aunque la mayoría de los vehículos tipo sedán utilizan suspensiones pasivas, en algunos otros modelos más lujosos se incluyen suspensiones activas o semiactivas y, aunque son más costosas, reducen las vibraciones (rms) del automóvil, aumentando así el confort y la eficiencia dinámica del vehículo.

Para las suspensiones semiactivas se presentan dos problemas principalmente:

- 1) la forma en la que se modifica el coeficiente de viscosidad y
- 2) la manera en la que se controla este parámetro.

Variación del coeficiente de Viscosidad.

Existen muchas formas de variar el coeficiente de viscosidad de un sistema. Una manera sencilla consiste en emplear una suspensión con dos amortiguadores: uno de ellos fijo, es decir, siempre funcionando y el otro, utilizado sólo en caso de bajas frecuencias de vibración. Este modelo tiene dos posiciones: “apagado” y “encendido”, pero no es posible obtener un nivel intermedio de amortiguamiento con este método.

En la actualidad existen 3 métodos capaces de obtener cualquier nivel intermedio de amortiguamiento, que emplean: Fluidos magneto-reológicos (MR), Fluidos electro-reológicos (ER) y dispositivos mecánicos que impiden/regulan el flujo del aceite.

Los fluidos magneto-reológicos (MR) representan una buena opción para cambiar el valor del parámetro c de la suspensión. Éstos son materiales que responden a un campo magnético aplicado, cambiando una o más de sus propiedades reológicas. Típicamente, este cambio es manifestado por el desarrollo de un esfuerzo de cedencia que crece en función del campo aplicado. La razón por la cual ha crecido el interés en este tipo de fluidos se deriva de la facilidad con que permiten establecer controles electrónicos en los sistemas mecánicos.

Estos fluidos son en realidad suspensiones no coloidales de partículas polarizables (metal) de un tamaño del orden de unos cuantos micrones. Las partículas de metal se encuentran suspendidas en el fluido de manera desordenada, pero cuando se aplica un campo magnético, las partículas del metal (comúnmente hierro) se alinean siguiendo las líneas de campo magnético, dificultando el movimiento de las partículas en cualquier dirección diferente. Este fenómeno incrementa de forma drástica la viscosidad del fluido, de manera que con un potencial eléctrico de 12 volts se puede controlar la suspensión semiactiva perfectamente.

Objetivo

Se ha desarrollado un nuevo algoritmo de control para una suspensión semiactiva [2]. Con base a esto se pretende diseñar y construir un amortiguador magneto-reológico para analizar su comportamiento dinámico, empleando un fluido MR comercial.

DESARROLLO

En este apartado se presentan los datos disponibles y las definiciones y obtención de cantidades necesarias para el diseño.

2.1 Datos disponibles

De la referencia [2] se toman los siguientes datos como pauta (no todos se emplearán en el diseño):

- El voltaje deseado no deberá ser mayor de 24 [V], aunque preferentemente debe tomarse como $V=12$ [V].
- La corriente que pasé a través del circuito eléctrico del amortiguador debe ser de 1-2 [A].
- $m=450$ [kg], $k=2000$ [N/m]

$$\Rightarrow \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2.108 \text{ [rad/s]}$$

$$\text{y } c_c = 2m\omega_n = 1897 \text{ [N}\cdot\text{s/m]}$$

- Se desea que el amortiguador pueda tomar valores del coeficiente de amortiguamiento entre

$$c_{min} = 0.2c_c = 379.44 \text{ [N}\cdot\text{s/m]}$$

y

$$c_{max} = 1.8c_c = 3414.96 \text{ [N}\cdot\text{s/m]}$$

2.2 Cálculo de la potencia necesaria

Para el diseño del amortiguador es necesario conocer cuanta potencia es capaz de disipar. En los datos de [2] no se hace una referencia explícita al respecto, así que para estimarla se tomarán los datos de la simulación descrita ahí.

Si el amortiguador es sometido a un movimiento armónico

$$x = A \sin \omega t$$

para $A=35$ [mm] y $\omega=2\omega_n=4.216$ [rad/s], la energía disipada durante un ciclo del movimiento puede calcularse mediante

$$W = \int_0^{2\pi/\omega} A^2 c \omega^2 \cos^2 \omega t dt = \pi c A^2 \omega$$

Como dicho trabajo debe realizarse durante un periodo de tiempo

$$\Delta t = 2\pi/\omega$$

la potencia necesaria es

$$P = \frac{W}{t} = \frac{1}{2} c A^2 \omega^2$$

Con el fin de obtener de esta expresión la potencia máxima, se sustituye $c=c_{max}$, así como el resto de los valores, de donde resulta que la potencia a disipar debe ser

$$P = 37.179 \text{ [W]}$$

Otra forma de estimar la potencia necesaria consiste en considerar que el pistón se mueve a una velocidad media durante el trayecto. Empleando

$$v_{rms} = \frac{v_{max}}{\sqrt{2}} = \frac{A\omega}{\sqrt{2}} = 0.105 \text{ [m/s]}$$

la potencia máxima puede calcularse como

$$P = F \cdot v = c_{\max} \omega^2 = 37.1 \text{ [W]}$$

que resulta en el valor calculado por integración. En base a estos resultados se tomará para el diseño una potencia

$$P = 40 \text{ [W]} \quad (1)$$

La mayoría de las dimensiones y parámetros restantes deben obtenerse de forma simultánea en un proceso iterativo de diseño (probando valores y validando resultados). Por un lado, es necesario estimar algunos valores para poder obtener el resto de los parámetros del diseño. Tal es el caso de los diámetros del vástago y del cilindro, ya que son fundamentales para el cálculo de casi todas las demás cantidades involucradas, Figura 2.

Por otra parte, cantidades como el caudal, velocidad del fluido, diámetro del émbolo, longitud del émbolo, etc., pueden determinarse únicamente cuando otras cantidades ya han sido definidas, por lo que debe verificarse al final que todos los resultados sean consistentes.

Ya que el proceso de solución involucra verificar suposiciones iniciales y corrección de valores, se presentan primero ecuaciones y definiciones de las distintas cantidades y después el proceso de cálculo seguido.

2.3 Caudal y rapidez de corte

Con ayuda de la Figura 2 puede comprobarse fácilmente que el caudal máximo del fluido que pasa de un lado a otro del pistón por el espaciamiento que deja el émbolo es

$$Q = c_{\max} \frac{\pi}{4} (d_{\text{cil}}^2 - d_{\text{vas}}^2) \quad (2)$$

siendo d_{cil} el diámetro interior del cilindro del pistón, d_{vas} el diámetro exterior del vástago y

$$c_{\max} = A\omega = 0.148 \text{ [m/s]}$$

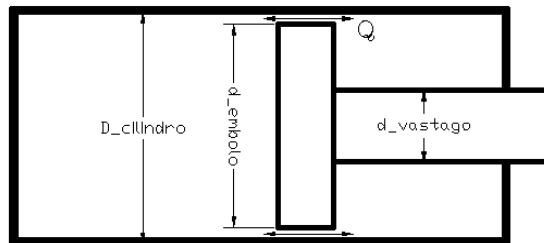


Fig. 2 Esquema simplificado de un amortiguador.

Empleando el principio de continuidad ($Q_1 = Q_2$) se estima que la velocidad relativa media del fluido que pasa a través del espacio entre el émbolo y el cilindro del pistón es

$$v_f = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d_{\text{cil}}^2 - d_{\text{embolo}}^2)}$$

o bien

$$v_f = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d_{\text{cil}}^2 - [d_{\text{cil}} - 2g]^2)} \quad (3)$$

donde g representa el espaciamiento entre el émbolo y el cilindro (ver Figura 3) y

$$d_{embolo} = d_{cil} - 2g \quad (4)$$

Con esta velocidad v_f se calcula la rapidez de corte (*shear rate*) como

$$v_{corte} = \frac{v_f}{g} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4g} (d_{cil}^2 - [d_{cil} - 2g]^2)} \quad (5)$$

Una vez conocida esta cantidad se puede estimar la viscosidad del fluido MR a partir de hojas de propiedades.

2.4 Obtención de L y g

La longitud total del émbolo bajo la acción del campo magnético, L , y el espaciamiento entre émbolo y cilindro, g , se calcularon con un procedimiento similar al descrito en [3].

Bajo la suposición de que $g \ll d_{cil}$ puede aproximarse que el flujo de fluido es similar al flujo de fluido que ocurre entre dos placas planas paralelas (Figura 3). Para este caso se observa que el fluido MR dentro del cilindro trabajará en *modo válvula*, ya que el campo magnético aplicado servirá para regular el paso del fluido que atraviesa de un lado a otro del cilindro (ver Figura 3).

El ancho del área expuesta al campo magnético puede aproximarse por

$$w = \pi d_{cil} \quad (6)$$

La caída de presión para el dispositivo de la Figura 3 está dado por [3]:

$$\Delta P = \Delta P_{\eta} + \Delta P_{\tau} \quad (7)$$

donde

$$\Delta P_{\eta} = \frac{12\eta QL}{g^3 w} \quad (8)$$

y

$$\Delta P_{\tau} = \frac{c\tau_y L}{g} \quad (9)$$

L , g y w son la longitud, espaciamiento y ancho del canal de fluido expuesto al campo magnético; τ_y es el esfuerzo de cedencia desarrollado por el fluido MR en presencia del campo magnético y c es un parámetro que puede ir desde un valor de 2 (para $\Delta P_{\tau}/\Delta P_{\eta}$ menor de 1) hasta un valor máximo de 3 (para $\Delta P_{\tau}/\Delta P_{\eta}$ mayor de 100).

Denotando

$$\lambda = \frac{\Delta P_{\tau}}{\Delta P_{\eta}} \quad (10)$$

se tiene que la mínima cantidad de volumen de fluido activo esta dada por [3]:

$$V = \frac{12}{c} \left(\frac{\eta}{2\tau_y} \right) \lambda W_m \quad (11)$$

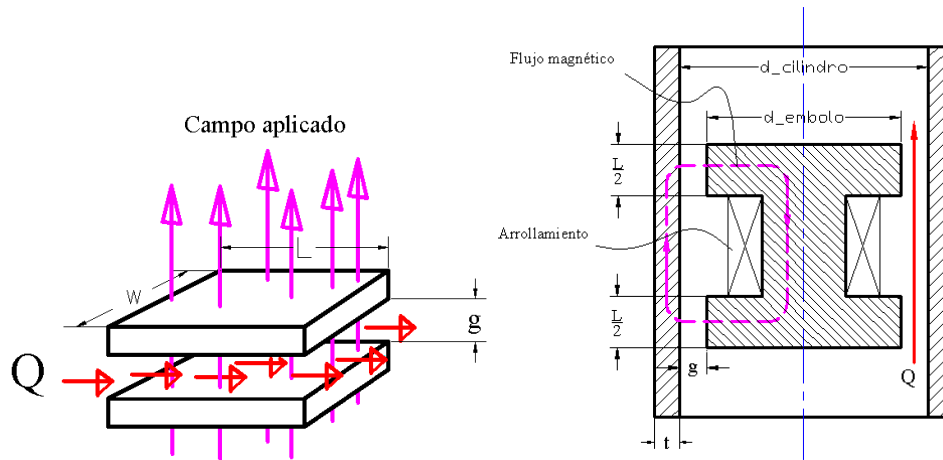


Fig. 3 Esquema de Fluido MR trabajando en modo válvula.

siendo η y τ_y propiedades del fluido MR que pueden obtenerse de las especificaciones dadas por el fabricante y W_m , la potencia a disipar, que puede calcularse por

$$W_m = Q \Delta P \tau \quad (12)$$

Notando que

$$V = Lwg \quad (13)$$

se llega a la expresión

$$wg^2 = \frac{12}{c} \left(\frac{\eta}{\tau_y} \right) \lambda Q \quad (14)$$

Para obtener los valores de g y L es necesario conocer de antemano la potencia a disipar, W_m , la relación de presiones, λ , el diámetro del cilindro, d_{cil} , el caudal, Q , y las propiedades η y τ_y del fluido (estimar el valor de c). Con estos datos se pueden calcular w y V de las ecuaciones (6) y (11); después se procede a calcular g de (14) y L de (13).

Aún cuando el cálculo de estos valores parece simple, es necesario emplearlos para calcular el circuito eléctrico que producirá el campo magnético, por lo que puede ser que se requieran ajustes o cambios de los valores ya obtenidos. Para los cálculos del circuito magnético se hace referencia a [4], pero aquí sólo se presentará el procedimiento empleado en el diseño específico para este trabajo.

2.5 Procedimiento y cálculos: 1a. parte

1. Se eligen valores para el diámetro interno del cilindro y para el diámetro externo del vástago. En este caso:

$$d_{cil} = 2.5 \text{ [pulg]} \quad d_{vas} = 1.375 \text{ [pulg]}$$

2. Se elige el fluido MR a emplear y se estima su viscosidad (*este valor de la viscosidad deberá ser verificado una vez que se conozca la rapidez de corte, v_{corte}*).

Para esta aplicación se ha elegido el fluido magneto-reológico **MRF-140CG** fabricado por Lord Co. y se estima el valor de la viscosidad como

$$\eta = 0.28 \text{ [Pa-s]}$$

3. Se elige también el valor del esfuerzo de cedencia, τ_y , de las propiedades del fluido MR. (Con esto se determinan a la vez los valores para H y B .) Se ha elegido que el esfuerzo de cedencia sea

$$\tau_y = 12.5 \text{ [kPa]}$$

con lo cual se tienen también:

$$H \approx 25 \text{ [kA/m]}, \quad B \approx 0.25 \text{ [T]}$$

4. Empleando (2) se calcula el caudal Q . Sustituyendo los valores $\alpha_{max} = 0.148 \text{ [m/s]}$, $d_{cil} = 2.5 \text{ [pulg]}$, $d_{vas} = 1.375 \text{ [pulg]}$, se obtiene:

$$Q = 3.2691 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{/s]} = 326.91 \text{ [cm}^3\text{/s]}$$

5. Una vez conocida Q se calcula ΔP_τ a partir de (12). En este caso $W_m = 40 \text{ [W]}$, así que

$$\Delta P_\tau = 0.122 \text{ [MPa]}$$

6. Se propone un valor para λ y a partir de (10) se calcula ΔP_η . Para tratar de obtener la relación propuesta entre c_{max} y c_{min} se emplea

$$\lambda = 8$$

con lo que

$$\Delta P_\eta = 15294.2 \text{ [Pa]}$$

7. De (6) se obtiene w , que en este caso es

$$w = 199.49 \text{ [mm]}$$

8. Una vez conocida λ , se estima un valor para c (esto deberá verificarse experimentalmente). En este caso se estima

$$c = 2.5$$

9. Sustituyendo valores en (11) se calcula el volumen de fluido activo. Para los datos actuales:

$$V = 1.101 \text{ [cm}^3\text{]}$$

10. Resolviendo (14) para g , se obtiene

$$g = 1.19 \text{ [mm]}$$

11. Debe verificarse que el valor propuesto de la viscosidad η sea el correcto. Para esto se calcula la rapidez de corte a partir de (5) y se revisan las propiedades del fluido MR dadas por el fabricante.

Con los datos disponibles se obtiene

$$v_{corte} = 1185.2 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

y revisando las propiedades para el fluido, se obtiene que el dato para la viscosidad corresponde de forma aceptable con el valor supuesto.

12. De la ecuación (13) se calcula L . Con los datos de este problema resulta

$$L=4.65 [mm]$$

Una vez que se han obtenido las dimensiones de cilindro, vástago y diámetro de émbolo, se procede a calcular el circuito magnético del amortiguador.

2.6 Procedimiento y cálculos: 2a. parte

Se realizó un procedimiento similar al descrito en [4] para calcular el número de vueltas de alambre magneto necesarias para el circuito. Tomando como referencia la Figura 3 se estimaron las áreas y longitudes que atraviesa el flujo magnético, según se muestra en la Figura 4.

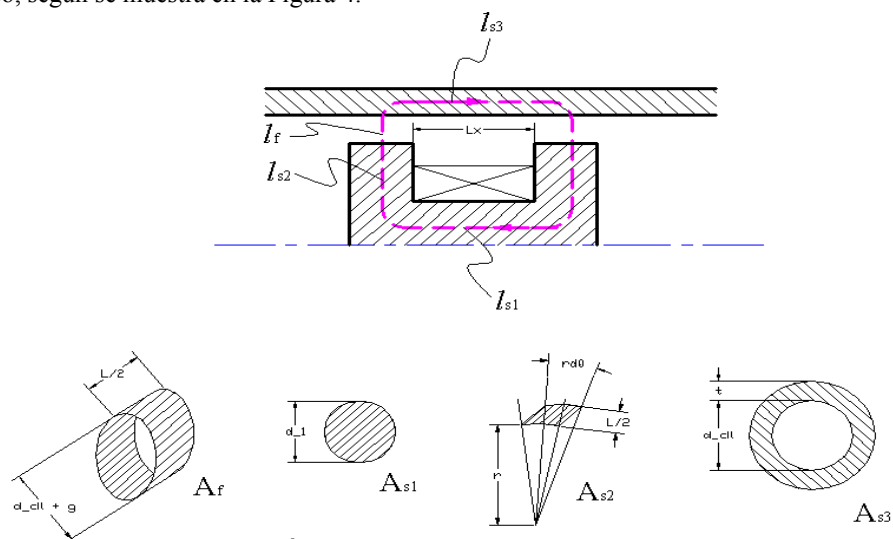


Fig. 4 Áreas y longitudes para el flujo magnético.

Como puede observarse en la Figura 4, las áreas de sección transversal A_{s1} y A_{s3} son constantes a lo largo del trayecto del flujo magnético; el área A_f se considera constante para un diámetro promedio $d_{embolo} + g$, ya que g es pequeño. Sin embargo, el área A_{s2} cambia conforme el flujo recorre radialmente el material. A continuación se muestran las fórmulas para las longitudes y áreas ilustradas en dicha Figura.

$$l_{s1} = L + \frac{L}{2} \quad (15)$$

$$A_{s1} = \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad (16)$$

$$l_{s2} = \frac{d_{embolo}}{2} - r_{min} \quad (17)$$

$$A_{s2} = \frac{\pi}{4} (d_{embolo} + 2r_{min}) L \quad (18)$$

$$l_{s3} = l_{s1} \quad (19)$$

$$A_{s3} = \pi \left[\left(\frac{d}{2} + t \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \quad (20)$$

$$l_f = g \quad (21)$$

$$A_f = \left(\frac{L}{2} + g \right) \pi (d_{embolo} + g) \quad (22)$$

El área A_{s2} se calculó como un área promedio con la fórmula

$$A_{prom} = \frac{\int_0^{r_a} \int_0^{r_b} \frac{L}{2} r dr d\theta}{\int_0^{r_a} dr} = \frac{\pi}{2} (r_b + r_a) L \quad (23)$$

Sin embargo, en lugar de una sola área promedio A_2 , se dividió el recorrido para $r_{min} \leq r \leq \frac{d_{embolo}}{2}$ en varias secciones anulares de igual espesor, con radios $r_i < r < r_{i+1}$, desde $r_1 = r_{min}$, hasta $r_{n+1} = \frac{d_{embolo}}{2}$. Con esto se obtiene que

$$l_{s2_i} = \frac{l_{s2}}{n} \quad (24)$$

y

$$A_{s2_i} = \frac{\pi}{2} (r_i + r_{i+1}) L, \quad 1 \leq i \leq n \quad (25)$$

Para el circuito magnético debe cumplirse que el flujo ϕ se conserve a lo largo del circuito magnético, por lo que

$$\phi_{s1} = \phi_{s2_1} = \phi_{s2_2} = \dots = \phi_{s2_n} = \phi_{s3} = \phi_f \quad (26)$$

Como $\phi = \frac{B}{\mu}$ para un área transversal constante, se calcula la densidad de flujo magnético en cada sección, en función de la densidad del flujo B_f seleccionada para el fluido MR (de la elección para τ_y , se tiene que $B_f = 0.25$ [T] y $H = 25$ [kA/m]). Así, se obtienen

$$B_{s1} = \frac{B_f A_f}{A_{s1}}, \quad B_{s2_i} = \frac{B_f A_f}{A_{2_i}}, \quad B_{s3} = \frac{B_f A_f}{A_{s3}} \quad (27)$$

Con estos valores se obtiene la intensidad del campo magnético H a partir de la curva $B-H$ para el acero. Para esto se usa la Figura 1.10c de la referencia [8]. Finalmente, se obtiene que

$$NI = H_{s1} l_{s1} + 2 \sum_{i=1}^n H_{s2_i} l_{s2_i} + H_{s3} l_{s3} + 2H_f l_f \quad (28)$$

El único problema que resulta al tratar de encontrar el valor para NI empleando este método consiste en la estimación del radio r_{min} , ya que si este radio es muy pequeño se obtienen valores muy altos de B , y por lo tanto, valores muy altos para H y del número de vueltas-Ampère necesarios.

Para el diseño, y con las cantidades obtenidas hasta el momento, se propuso que $Lx=1$ [pulg], y con $r_{min}=0.125d_{vas}$ y $n=10$ particiones se calculó:

$$NI=245 \text{ [vueltas-A]}$$

con $r_{min}=0.2d_{vas}$ y $n=10$ particiones:

$$NI=68 \text{ [vueltas-A]}$$

Se elaboró un modelo de elemento finito en ANSYS® para determinar la cantidad de vueltas-Ampère necesarios para el circuito magnético. En el modelo se introdujeron los datos para la curva B-H del acero [8] y de las hojas de características para el fluido MRF140CG se obtuvieron los datos para la curva B-H del fluido MR.

Se consideró que $g=1.19$ [mm], $L=4.65$ [mm] y $Lx=25.4$ [mm]. Además se eligió para el vástago una barra perforada de 36 [mm] de diámetro exterior y 16 [mm] de diámetro interior, que será maquinada en el exterior a un diámetro de 34.925 [mm] (este mismo diámetro se consideró para el diámetro del émbolo donde se encuentra la bobina) y para el cilindro del pistón se ha elegido un tubo bruñido de diámetro interior $d_{cil}=2.5$ [pulg] y espesor de pared $t=0.5$ [pulg].

En las Figuras 6 y 7 se muestra el modelo geométrico y los resultados obtenidos en ANSYS®.

De los resultados de la Figura 7b se observa que $H\approx 24$ [kA/m], valor ligeramente menor al de diseño, pero debido a que se tienen una región mayor de fluido magneto-reológico bajo la influencia del flujo magnético, se selecciona $NI=120$ [vueltas-A].

Una vez conocida esta cantidad, se elige la corriente normal de operación del circuito como

$$I=0.5 \text{ [A]} \quad (29)$$

por lo que el número de vueltas de alambre necesarias es

$$N=240 \text{ [vueltas]} \quad (30)$$

y empleando la ley de ohm, $V=IR$, se obtiene que la resistencia del circuito debe ser

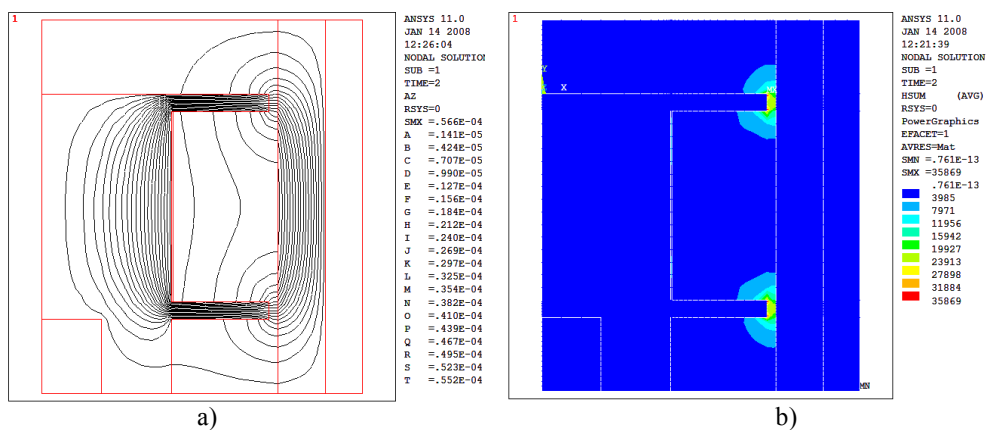
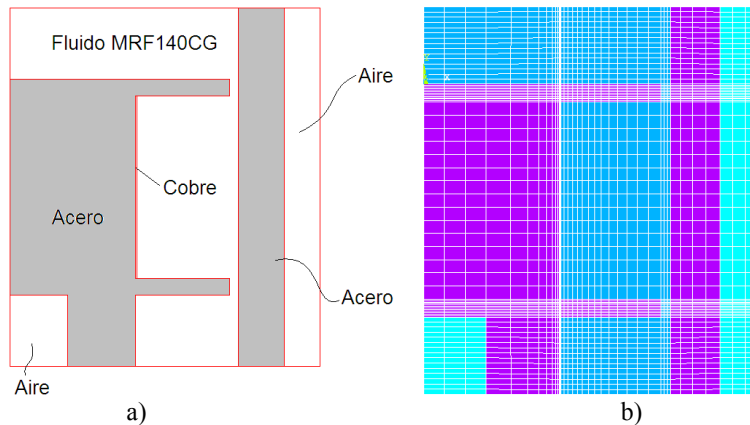
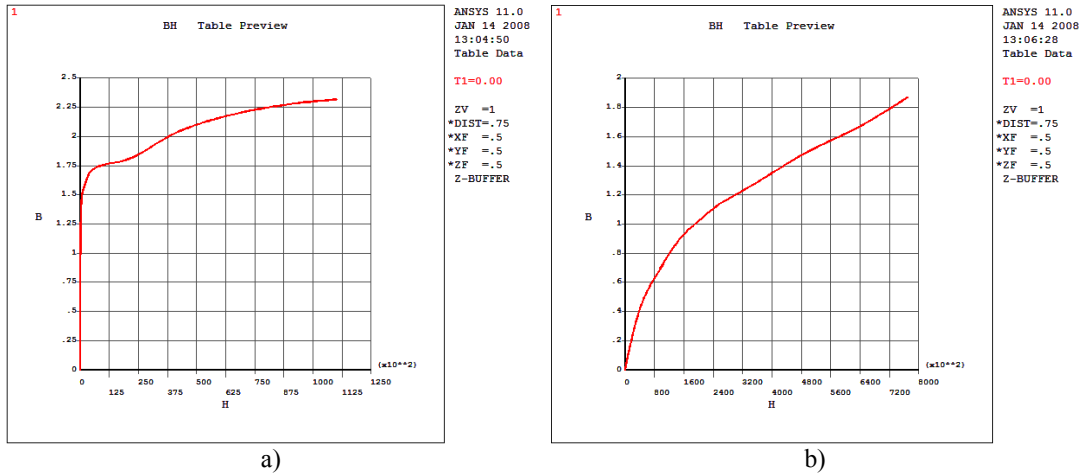
$$R=24 \text{ [\Omega]}$$

Si se elige alambre magneto AWG calibre 34 con resistencia por unidad de longitud de 857.5 [Ω/km] y diámetro nominal de 0.16 [mm], la bobina no tendrá más de dos capas, y la longitud aproximada de alambre será

$$l_{alambre} = \pi N d_1 = \pi(240)(34.925 \text{ [mm]}) = 26.333 \text{ [m]}$$

con una resistencia

$$R=(857.5 \text{ [\Omega/km]})(26.333 \text{ [m]})=22.58 \text{ [\Omega]}$$



Sin embargo, la densidad de corriente de este alambre es menor de la requerida. Si se desea que el alambre opere de forma segura, es más recomendable emplear alambre de un calibre más grueso, por ejemplo **AWG calibre 22** (que permite manejar una corriente de hasta 2–3 [A]) y conectar una resistencia en serie que ayude a obtener los 24 [Ω] requeridos.

Los cálculos necesarios son similares a los aquí presentados, y dependen de la elección del calibre para el alambre, así como de sus propiedades.

Finalmente, para evitar que el voltaje inducido dañe el circuito, es necesario conectar en paralelo un supresor de voltaje transitorio (TVS) que mantenga el voltaje en niveles seguros. El **1SMA12CAT3, G** [10] puede emplearse para 12 [V] y una potencia máxima de 400 [W], aunque puede emplearse cualquier otro que opere a un voltaje mayor o igual que éste (para disipar mayor potencia), cuidando no exceder la capacidad de corriente del alambre magneto ni la capacidad de potencia del TVS o de la resistencia complementaria.

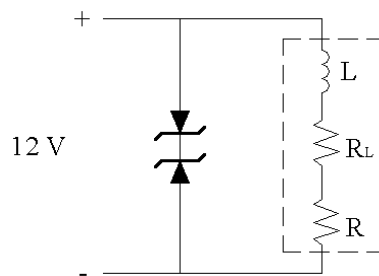


Fig. 8 Esquema del circuito eléctrico para el amortiguador MR.

RESULTADOS

Con los datos obtenidos pueden elaborarse ya los dibujos de las piezas. Cabe notar que las medidas y acabados para el interior del cilindro, el pistón flotante y el exterior del vástago dependen mucho de las especificaciones dadas por el fabricante de los sellos y empaques elegidos, por lo que debe hacerse referencia a dichos documentos.

Los parámetros calculados para el amortiguador MR quedaron como sigue:

$$W_m = 40 [W]$$

$$g = 1.19 [mm]$$

$$L = 4.65 [mm]$$

$$d_{vas} = 1.375 [pulg]$$

$$d_{cil} = 2.5 [pulg]$$

$$D_{embolo} = 61.12 [mm]$$

$$l_{embolo} = L/2 + Lx + L/2 = 30.05 [mm]$$

Para el cilindro se eligió emplear tubo bruñido, dígito 0350112-4, del catálogo de Vignola [6], con diámetro exterior de 2.5 [pulg] y diámetro interno de 2.5 [pulg]. Debido a las tolerancias, las dimensiones del émbolo deben ajustarse a las que posea tubo para obtener lo más posible la dimensión g .

Para el vástago se considera emplear barra perforada de 36 [mm] de diámetro exterior y 16 [mm] de diámetro interior. Dicha barra se debe maquinar hasta obtener un diámetro exterior de 1.375 [pulg], y se piensa unir al émbolo por roscado. Se piensa emplear este material para que a través de la perforación se hagan pasar los alambres del circuito magnético, evitando así el maquinado de un agujero en una barra sólida.

Para el émbolo del pistón, las tapas del amortiguador y un pistón flotante a usar para el acumulador, se considera emplear barra redonda de acero. Otros elementos que se tienen contemplados son:

- 2 Sellos Parker 8500 No. **840602125**.
- 1 Rascador de poliuretano **W-RPI R1375** de Winner-Pak
ó 1 Limpiador Parker 8600 No. **860001375**
- 1 Sello "U" de poliuretano **W-GUP** de Winner-Pak,
o 1 Sello Parker 8500 No. **840501375**
- 2 sellos tipo anillo (O'ring) **W-150** de Winner-Pak o algún otro de similares dimensiones.

Para el circuito eléctrico se considera el uso de ≈ 30 [m] de alambre magneto AWG calibre 22 (o más grueso), algunas resistencias para completar la resistencia total del circuito a 24 [Ω] (estas deberán calcularse al medir la resistencia de la bobina ya fabricada), y un supresor de voltaje según las características deseadas del circuito (aquí se consideró el uso del **1SMA12CAT3, G**).

Las longitudes del vástago y del cilindro, así como la cantidad de fluido MR, dependen de la carrera deseada. Para una carrera del pistón de 15 [cm] se estima que serán necesarios 332 [ml] de fluido MRF140CG fabricado por Lord Co. Para el cilindro se estima una longitud de 9 [pulg], debido a que debe tener espacio para el pistón flotante y el émbolo del pistón, mientras que el vástago puede tener una longitud similar, aunque puede elegirse mayor.

Las características de los sellos elegidos para el amortiguador ya han sido consideradas para la realización de los dibujos técnicos (se han considerado los sellos de Parker como primer opción, debido a disponibilidad en la región). En caso de cambiar alguno, deberá revisarse en el catálogo correspondiente cuál es el cambio en dimensiones necesario.

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado la metodología de diseño seguida para la concepción de un amortiguador magneto-reológico. Es prudente recordar que los datos del fluido MR, para el acero y para el alambre magneto, pueden diferir de los que aparecen en tablas, por lo que para el diseño final se deberán medir y comprobar sus características.

Al emplear las fórmulas para el cálculo del amortiguador se observó que el esfuerzo de corte elegido τ_y , no influye mucho en las dimensiones g y L , una vez establecido el valor para la viscosidad η . En cambio, este parámetro afecta la relación λ entre las presiones de diseño.

Para este trabajo se trató de mantener τ_y en un valor bajo, no sólo para obtener una relación de presiones $\lambda=8$, sino también para mantener el acero lejos de la región de saturación.

En cuanto a las dimensiones, los cambios en el valor del espaciamiento g afectan más el diseño que la variación en la longitud L , por lo que debe tenerse menor tolerancia en dicha dimensión.

Como el parámetro c fue elegido arbitrariamente, puede ser necesarios realizar cálculos y correcciones, una vez que se realicen experimentos con un prototipo de este diseño. Actualmente se está construyendo el amortiguador magneto-reológico diseñado, para poder iniciar el trabajo experimental.

RECONOCIMIENTOS

Este trabajo es financiado por el CONACyT, No. Convenio 53139. El segundo autor agradece la beca de posgrado que recibió del CONACyT durante parte del desarrollo de la presente investigación.

REFERENCIAS

- [1] Aguilera-Cortés L.A., Padilla-Castillo O.I., González-Palacios M.A., González-Galván E.J. *Simulación de una Suspensión Semiactiva Usando un Amortiguador Magnetoreológico*. XIII Congreso Internacional SOMIM y Congreso Internacional de Metal Mecánica 2007. Durango, Dgo. México. ISBN 968-9173-02-2. pp 670-679. 19-21 Septiembre de 2007.
- [2] Luz Antonio Aguilera-Cortés, Rafael Jáuregui-de la Mota, Max Antonio González-Palacios, Miguel Torres-Cisneros, J. Jesús Cervantes-Sánchez, Emilio J. González-Galván, A. Leobardo Herrera-May. *Simulación y Control de una Suspensión Semiactiva: Caso de una Bicicleta para Descenso*. Acta Universitaria Vol. 17, No. 3, 2007, pp. 57-68.
- [3] Lord Corporation. Engineering Note. Designing with MR Fluids. <http://www.lord.com>. Documento consultado en diciembre de 2007.
- [4] Lord Corporation. Engineering Note. Magnetic Circuit Design. <http://www.lord.com>. Documento consultado en diciembre de 2007.
- [5] Catálogo para barra perforada BP.pdf. <http://www.tubosmecanicos.es>. Documento consultado en diciembre de 2007.
- [6] Catálogo para automatización oleohidráulica. <http://www.vignola.cl>. Documento consultado en diciembre de 2007.
- [7] Catalog 5225A USA Rod and Piston U-Packing Seals/Rod Wipers. Parker Seals. Documento consultado en <http://www.Parker.com> en diciembre de 2007.
- [8] Chapman. Máquinas eléctricas. 2a. edición. McGraw-Hill. 2000.
- [9] David E. Simon. Thesis: Experimental Evaluation of Semiactive Magnetorheological Primary Suspensions for Heavy Truck Applications. Virginia Polytechnic Institute and State University. 1998. Chapter 3.
- [10] Hojas de características para TVS. <http://onsemi.com>. Consultado en diciembre 2007.
- [11] Gavin et al. Optimal Design of MR Dampers. Proc. U.S.-Japan Workshop on Smart Structures for Improved Seismic Performance in Urban Regions, 14 August 2001, Seattle WA, ed. K. Kawashima, B.F. Spencer, and Y. Suzuki, pp 225-236.
- [12] Sean P. Kelso. Experimental Characterization of Commercially Practical Magnetorheological Fluid Damper Technology. Proceedings of SPIE Conference on Smart Structures and Materials, Paper No. 4332-34, Newport Beach, CA, March, 2001.
- [13] Mark R. Jolly, Jonathan W. Bender, and J. David Carlson. Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids. Lord Co. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 10, No. 1, 5-13. 1999 SAGE Publications.