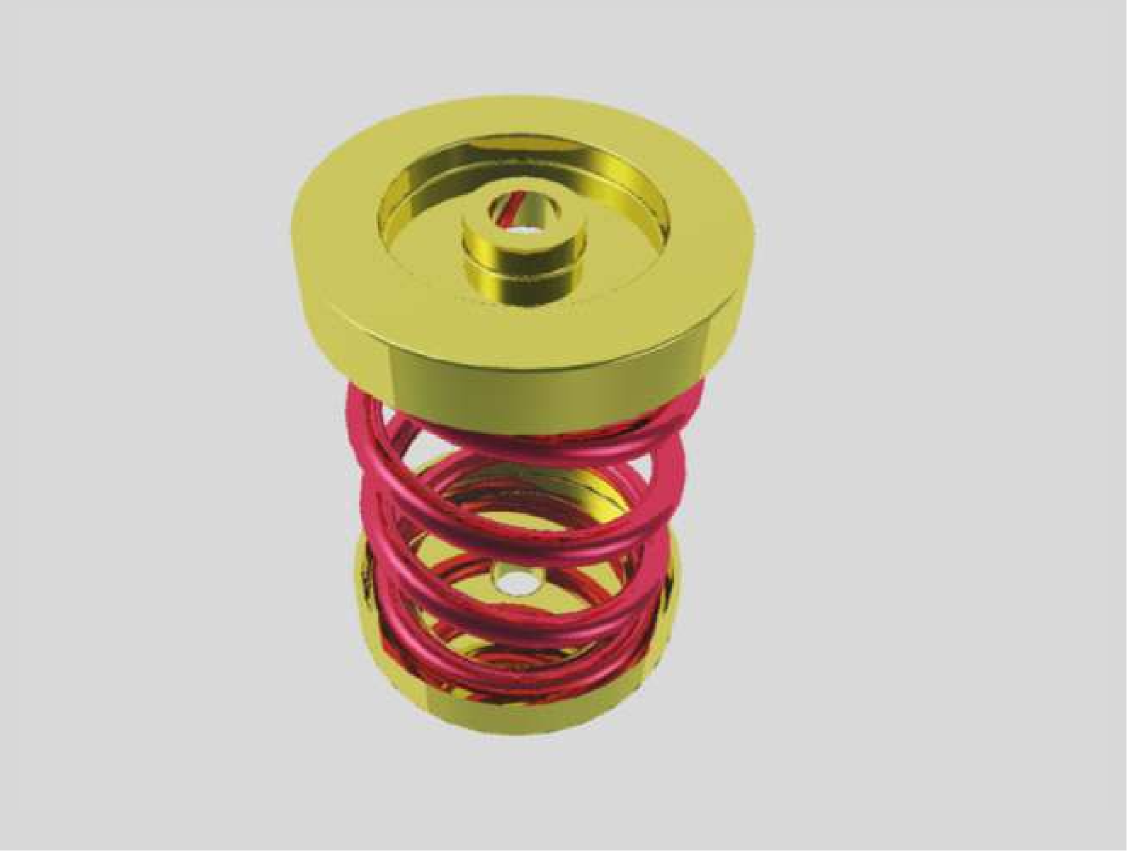
SERVINSO

SERVICIOS INSONORIZACIÓN

# SISTEMAS ANTIVIBRATORIOS: SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE PRODUCTOS PARA EL CONTROLDE LAVIBRACIÓN, IMPACTO Y RUIDO

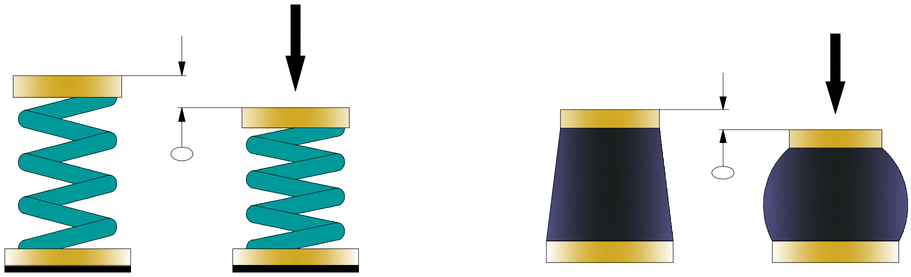


# *ÍNDICE*

# CÁLCULO DE AISLAMIENTO EN UN SISTEMA

## CONCEPTOS

**DEFLEXIÓN ($d$):** Es la deformación elástica que, bajo una determinada carga, sufre el antivibrador. Se mide en milímetros (mm).



**FRECUENCIA PERTURBADORA ($f_p$):** Es la originada en las partes móviles de la máquina. Se suele tomar la velocidad de giro más baja en caso de haber varias. Se mide en Hertz o Hercios (Hz).

**FRECUENCIA NATURAL ($f_n$):** Es la frecuencia propia o de resonancia del sistema formado por la máquina montada sobre los antivibradores. Se obtiene teóricamente de la fórmula:

$$f_n = \frac{15.7}{\sqrt{d}}$$

**TRANSMISIBILIDAD ($T$):** Definida como la relación entre la potencia de salida dinámica y la potencia de entrada dinámica.

$$T = \sqrt{\frac{1+\left(2\frac{f_p\,C}{f_n C_c}\right)^2}{\left(1-\frac{f_p{}^2}{f_n{}^2}\right)^2+2\left(\frac{f_p\,C}{f_n C_c}\right)^2}} \qquad (*)$$

siendo $C/C_c$ el factor de amortiguación. Si este es cero, T se convierte en:

$$T = \frac{1}{1 - \left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2}$$

Cuando hay resonancia, $f_p/f_n = 1$, y $C/C_c$ = cualquier valor, T está en su máximo y la ecuación y (*) se convierte en:

$$T_{max} = \frac{1}{2\,{}^{C}\!/_{C_c}}$$

## AISLAMIENTO OBTENIDO

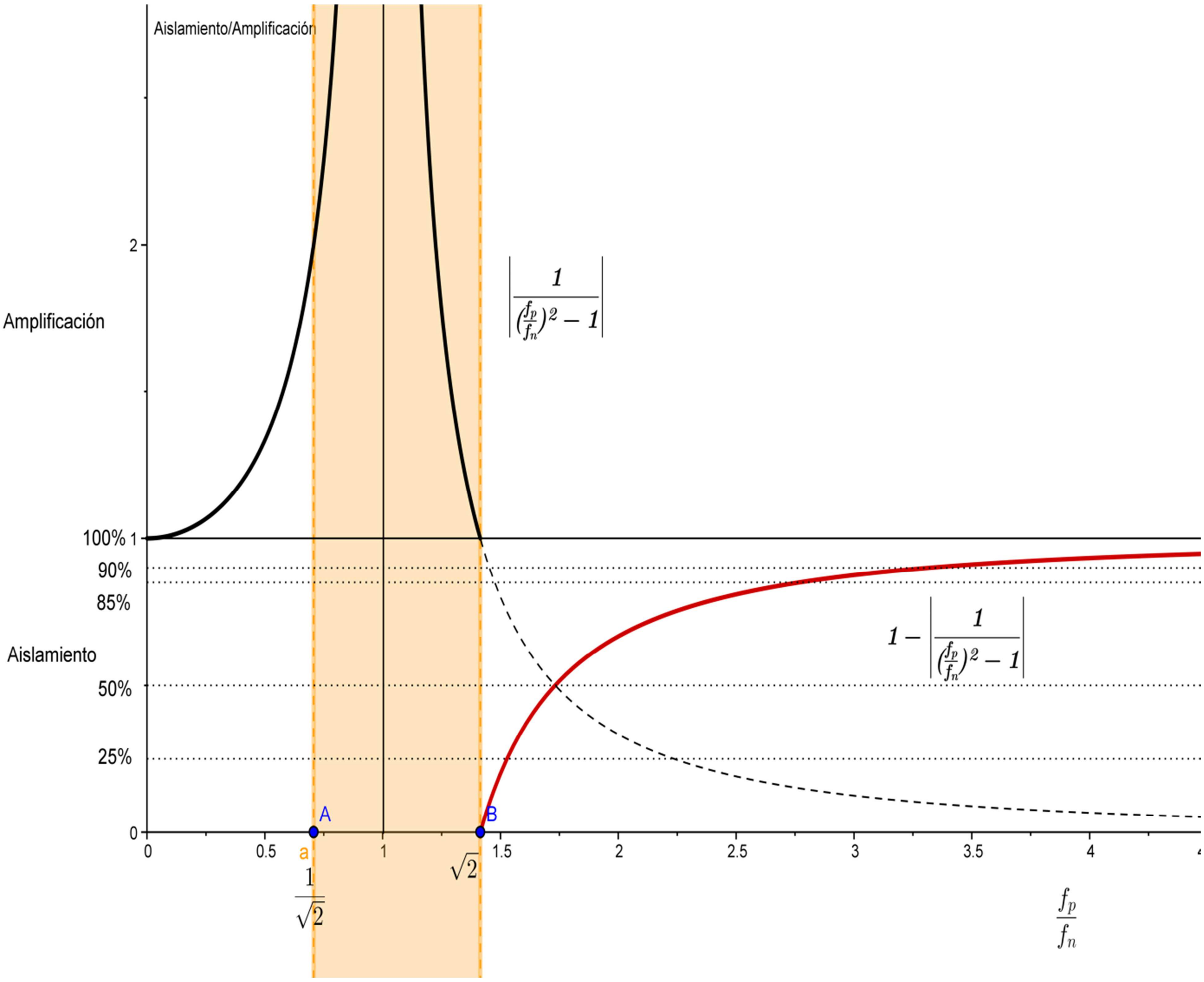
Aislamiento en porcentaje (%):

$$\% = \left| 1 - \frac{1}{\left(\frac{fp}{fn}\right)^2 - 1} \right| \cdot 100 \text{ , que,}$$

modificada para su correcto sentido matemático quedaría:

$$\% = \begin{cases} \left| \dfrac{1}{\left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2 - 1} \right|, & 0 \le x \le \sqrt{2} \qquad (1) \\ 1 - \left| \dfrac{1}{\left(\frac{f_p}{f_n}\right)^2 - 1} \right|, & \sqrt{2} \le x \le \infty \qquad (2) \end{cases}$$

## “GRÁFICA”



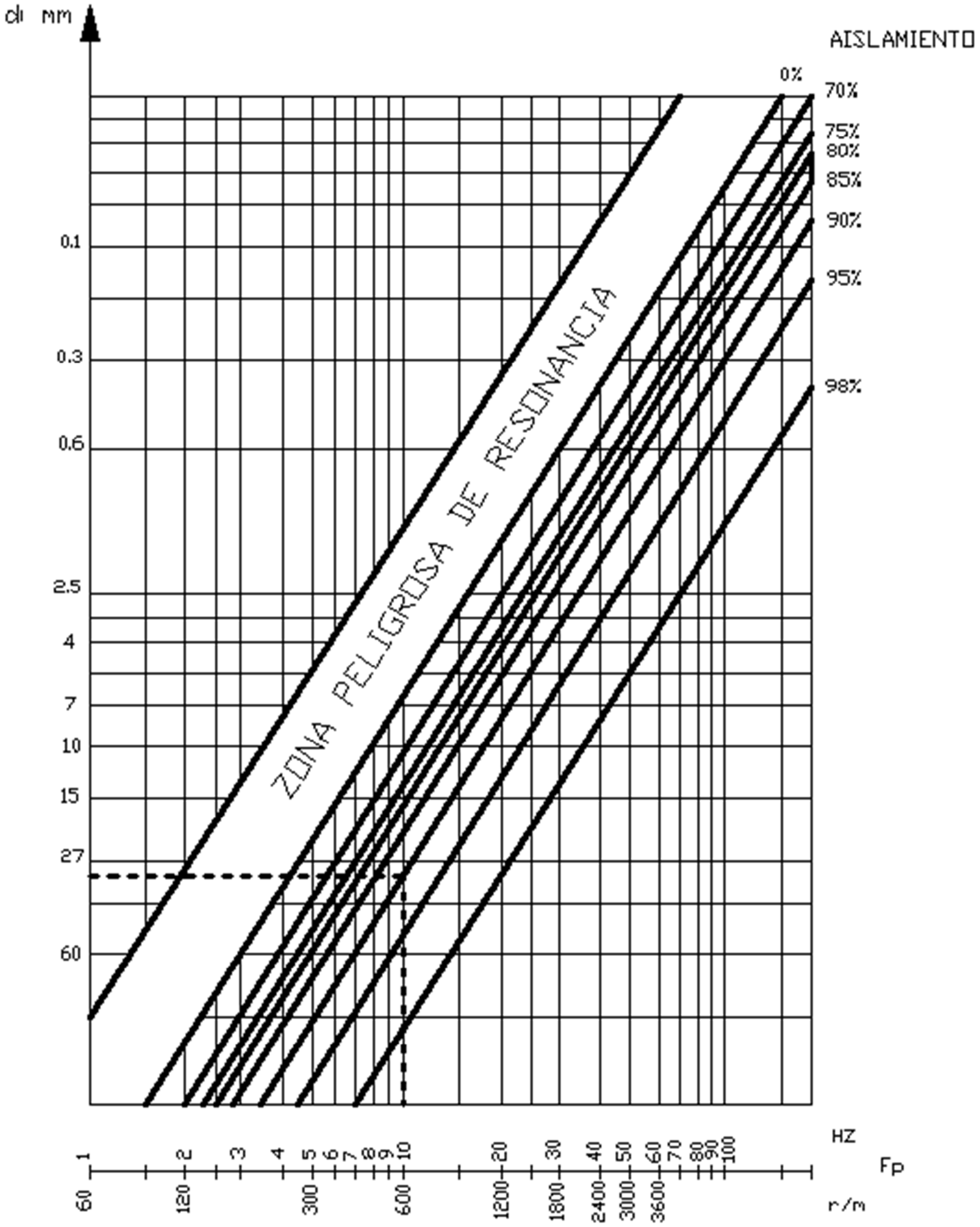

*Solo se obtiene aislamiento a partir de (2)

*Entre los puntos A y B, se produce resonancia o amplificación máxima. Zona de trabajo muy peligrosa.

*Para valores de $\frac{f_p}{f_n} \geq 3$ , el aislamiento puede considerarse bueno.

## ÁBACO DE AISLAMIENTO EN %

Conocida la **d** y la **fp** obtenemos el aislamiento (ejemplo de la pág.5)



# **TABLA DE AISLAMIENTO** [TABLA DE DEFLEXIONES ESTÁTICAS]

| | TRANSMISIBILIDAD(%) | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 80 | 100 |
| | RENDIMIENTO(%) | | | | | | | | | | | | |
| RPM | 99 | 98 | 97 | 96 | 95 | 90 | 80 | 70 | 60 | 50 | 40 | 20 | 0 |
| 100 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 219 | 191 | 174 |
| 150 | - | - | - | - | - | - | 227 | 166 | 134 | 113 | 97 | 85 | 77 |
| 200 | - | - | - | - | - | - | 124 | 93 | 73 | 64 | 54 | 47 | 43 |
| 250 | - | - | - | - | - | 169 | 82 | 59 | 48 | 40 | 34 | 30 | 27 |
| 300 | - | - | - | 248 | 203 | 103 | 56 | 41 | 33 | 28 | 24 | 21 | 19 |
| 350 | - | - | 242 | 182 | 148 | 75 | 41 | 30 | 24 | 20 | 17 | 15 | 14 |
| 400 | - | - | 185 | 139 | 114 | 59 | 31 | 23 | 18 | 16 | 13 | 11 | 10 |
| 450 | - | 224 | 141 | 110 | 89 | 45 | 25 | 18 | 14 | 12 | 10 | 9 | 8 |
| 500 | - | 182 | 118 | 89 | 73 | 37 | 20 | 14 | 12 | 10 | 8 | 7 | 6 |
| 550 | - | 151 | 98 | 74 | 60 | 30 | 17 | 12 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 |
| 600 | 241 | 127 | 82 | 62 | 50 | 25 | 14 | 10 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 |
| 650 | 205 | 107 | 70 | 52 | 43 | 22 | 12 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 4 |
| 700 | 179 | 93 | 60 | 45 | 37 | 19 | 10 | 7 | 6 | 5 | 4 | 4 | 3 |
| 750 | 149 | 78 | 51 | 38 | 31 | 16 | 8 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 3 |
| 800 | 143 | 71 | 46 | 33 | 28 | 14 | 7 | 5 | 4 | 4 | 3 | 3 | 2 |
| 850 | 120 | 63 | 41 | 31 | 25 | 12 | 7 | 5 | 4 | 3 | 3 | 2 | 2 |
| 900 | 107 | 56 | 35 | 27 | 22 | 11 | 6 | 4 | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 |
| 950 | 96 | 50 | 33 | 24 | 20 | 10 | 5 | 4 | 3 | 2 | 2 | 2 | 1 |
| 1000 | 86 | 45 | 29 | 22 | 18 | 9 | 5 | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 | 1 |
| 1100 | 71 | 37 | 23 | 18 | 15 | 7 | 4 | 3 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| 1200 | 70 | 26 | 20 | 15 | 12 | 6 | 3 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 1300 | 51 | 23 | 18 | 13 | 10 | 5 | 3 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 1400 | 44 | 19 | 15 | 11 | 9 | 4 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 1500 | 37 | 18 | 12 | 9 | 7 | 4 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0.7 | 0.7 |
| 1600 | 35 | 16 | 11 | 8 | 7 | 3 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0.7 | 0.7 |
| 1700 | 30 | 13 | 10 | 7 | 6 | 3 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0.7 | 0.7 | 0.7 |
| 1800 | 26 | 12 | 8 | 6 | 5 | 2 | 1 | 1 | 1 | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.5 |
| 1900 | 24 | 11 | 8 | 6 | 5 | 2 | 1 | 1 | 0.7 | 0.7 | 0.7 | 0.5 | 0.5 |
| 2000 | 21 | 10 | 7 | 5 | 4 | 2 | 1 | 1 | 0.7 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 |
| 2100 | 19 | 9 | 6 | 5 | 4 | 2 | 1 | 0.7 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.5 |
| 2200 | 17 | 8 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 0.7 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.5 |
| 2300 | 16 | 7 | 5 | 4 | 3 | 1 | 1 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.2 | 0.2 |
| 2400 | 15 | 7 | 5 | 3 | 3 | 1 | 1 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.2 | 0.2 |
| 2500 | 14 | 6 | 4 | 3 | 3 | 1 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| 2600 | 13 | 6 | 4 | 3 | 2 | 1 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| 2700 | 12 | 6 | 4 | 3 | 2 | 1 | 0.7 | 0.5 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| 2800 | 11 | 5 | 3 | 2 | 2 | 1 | 0.7 | 0.5 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| 2900 | 10 | 5 | 3 | 2 | 2 | 1 | 0.5 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| 3000 | 9 | 5 | 3 | 2 | 2 | 1 | 0.5 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 | 0.2 |

Los números de la tabla indican la deflexión necesaria para obtener la transmisibilidad requerida, o el rendimiento.

## EJEMPLO

GRUPO MOTOVENTILADOR

$$\text{DATOS} \quad \left| \begin{array}{l} Velocidad\ del\ motor \ldots\ldots\ldots 1450\ r.p.m \\ Velocidad\ del\ ventilador \ldots .600\ r.p.m \\ Peso\ Total \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 1500\ kg \\ Puntos\ de\ apoyo \ldots\ldots\ldots .\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots 6 \\ Carga\ por\ apoyo \ldots\ldots 166\ kg\ (1000/6) \end{array} \right.$$

Se pide un aislamiento mínimo del 90%.

***FORMA DE OPERAR***

$f_p$ .- Frecuencia perturbadora, se toma la más baja: 600 rpm

Diviendo entre los 60 segundos de un ciclo nos da 10 Hz

Ahora substituimos todos los datos que tenemos en la fórmula.

$90\% = \left| 1 - \frac{1}{\left(\frac{10}{fn}\right)^2 - 1} \right| \cdot 100,$ y haciendo los pasos necesarios para aislar $f_n$ obtenemos: $f_n = \sqrt{\frac{1000}{110}} \sim 3.01511$ … que redondearemos a 3 Hz.

[Nota: a veces es más fácil obtener el valor de fn tanteando con valores próximos a 1/3 de fp]

Finalmente, este valor de $f_n = 3\ Hz$ lo substituimos en la fórmula $f_n = 1.7/\sqrt{d}$ sacando finalmente $d = 26\ mm$.

| |
|---|
| CONCLUSIÓN: PARA LOGRAR UN 90% DE AISLAMIENTO NECESITAMOS UN ANTIVIBRADOR QUE CON 166KG DEFLEXIONE COMO MÍNIMO 26mm. : EL M-200 |

# CAUCHO O METÁLICO

¿Qué antivibradores me recomiendan?

**Metálicos.** Estos antivibradores tienen una gran capacidad de deformación elástica bajo carga.

Se recomiendan para aislar vibraciones de media y baja frecuencia (menos de 1000 rpm) que por tener el período grande necesitan un montaje muy elástico. También son indicados para cuando la base del asentamiento del equipo a aislar no es muy rígida. Así mismo, son útiles en emplazamientos críticos, como por ejemplo encima de dormitorios, etc.

-Cajas de ventilación medianas y grandes

-Climatizadores

-Compresores

-Unidades de frío

-Grupos electrógenos

-Bancadas de inercia

**Caucho.** Estos amortiguadores tienen una menor capacidad de deformación por lo que no están recomendados para bajas frecuencias (menos de 1000 rpm) , pero en cambio tienen una buena amortiguación interna e impedancia acústica. Absorben muy bien los golpes y resonancias transitorias. En acústica se portan muy bien.

-Ventiladores pequeños

-Climatizadores de ventana

-Bombas de agua

-Tuberías

-Máquinas-Taller

-Acústica

# GENERALIDADES DE LOS ELASTÓMEROS

Debido a la peculiar naturaleza de la elasticidad del caucho, atribuible no a una modificación de las distancias interatómicas con la deformación, como en los sólidos elásticos convencionales tales como acero, vidrio, plásticos rígidos, etc., sino a una disminución de entropía como consecuencia de cierto ordenamiento de las cadenas moleculares bajo los efectos de un esfuerzo externo, el caucho presenta un comportamiento **viscoelástico,** es decir, presenta simultáneamente las características propias de un sólido elástico, esto es, que la reacción elástica es proporcional a la deformación impuesta,

$$f = -Kx$$

Y las de un elemento viscoso, en el que la reacción es proporcional a la velocidad de la deformación impuesta,

$$f = -C\frac{dx}{dt} = -Cx$$

Cualitativamente esto es fácilmente comprensible de un modo intuitivo. Si pensamos en una cadena molecular aislada, que resulta estirada como si fuera un resorte bajo una fuerza exterior, su tendencia a adoptar la configuración aovillada más probable nos dará la componente elástica: a mayor deformación impuesta, mayor reacción elástica. Pero la cadena molecular no está aislada, sino rodeada de todas las demás, entre las que se ejercen fuerzas de atracción intermolecular de diversa naturaleza, con lo que los movimientos de la cadena (o de un segmento de la misma) se verán retardados como si se moviese en un medio viscoso; de hecho, desde un punto físico, el caucho es considerado como un líquido de muy alta viscosidad. Este movimiento en un medio viscoso es el responsable de la componente viscosa de la reacción del elastómero.

Este comportamiento viscoelástico se pone especialmente de manifiesto cuando el caucho vulcanizado, que en adelante llamaremos **elastómero**, se somete a esfuerzos (o deformaciones) repetidos rápidamente, con frecuencia del orden de uno o más ciclos por segundo (hertzios o Hz), es decir, en las llamadas **propiedades dinámicas**, para diferenciarlas de las observadas cuando la deformación tiene lugar en tiempos mucho más largos, las llamadas **propiedades estáticas o cuasiestáticas,** como son la mayoría de las características tecnológicas más usuales (dureza, resistencia a la tracción, resistencia al desgarro, etc.).

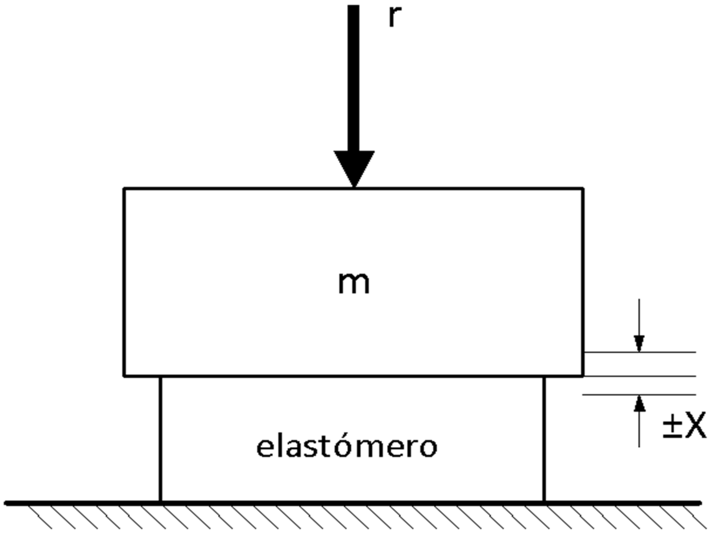



Figura 1

Sistema de un grado de libertad

Supongamos una masa, m, unida a un soporte rígido por intermedio de un bloque de elastómero (figura 1) y, en primera aproximación, admitamos que la masa solo puede adoptar un movimiento vertical (lo que se designa frecuentemente como un sistema de un solo grado de libertad). Para estudiar analíticamente este sistema se ha adoptado un modelo mecánico, el modelo de Voigt (figura 2), en el que el elastómero está sustituido por un resorte elástico en paralelo con un amortiguador hidráulico compuesto de un pistón que se mueve en un fluido contenido en un cuerpo de bomba.

Sea K la constante elástica del resorte tal que $f_1 = -Kx$

Y sea C el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador, tal que $f_1 = -C\frac{dx}{dt} = -Cx$ luego $f = -Kx - Cx$

Si sobre la masa m actúa un impulso o fuerza instantánea f, por el equilibrio acción-reacción o expresando la fuerza como el producto de la masa por la aceleración,

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = mx'' = -Kx - Cx'$$

$$mx'' + Cx' + Kx = 0 \qquad (1)$$

Si no existiese amortiguamiento, es decir, si el sistema se comportase como un sistema elástico ideal y la componente viscosa, C (dx/dt), fuese nula,

$$mx'' + Kx = 0 \qquad (2)$$

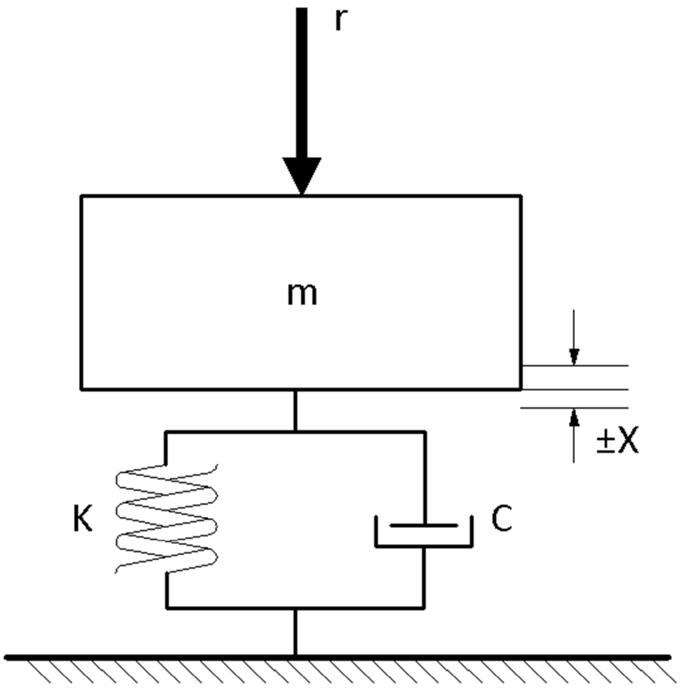



Figura 2
Modelo de Voigt

La solución de esta ecuación diferencial (2) es:

$$x = Acos(\omega nt)$$

Esto es, la masa m oscilaría teóricamente de manera indefinida alrededor de la posición de equilibrio con una **amplitud A** y una **frecuencia angular natural ωn** (figura 3), que viene dada por la expresión

$$\omega n = \sqrt{K/m} \quad \text{radianes/segundo (rads/s)}$$

El **período, T,** será igual a $2\pi/\omega_n$ , expresado en segundos, y la **frecuencia natural, $f_n$, en ciclos por segundo o Hz**

$$f_n = \frac{1}{T} = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{m}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{Kg}{W}}$$

Siendo W el peso correspondiente a la masa m con la aceleración de la gravedad g.

Si existiese solo la componente viscosa, esto es, si mx''+ Cx' = 0 (4)

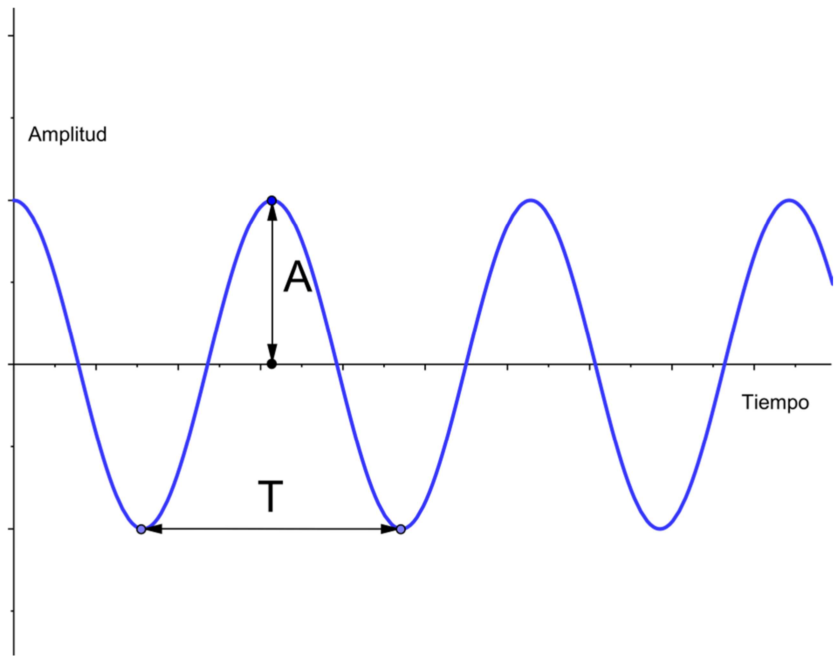



**Figura 3**

**Movimiento vibratorio armónico, no amortiguado**

La solución es

$$x = A\, e^{-\frac{C_t}{2m}} \qquad (5)$$

La masa volvería a la posición de equilibrio sin oscilación (figura 4).

Cuando existen ambas, pero el amortiguamiento es reducido en comparación con la reacción elástica, esto es cuando K>>C, la solución es

$$x = Ae^{-\frac{C_t}{2m}} \cos(\omega_n t) \qquad (6)$$

El movimiento de la masa m viene expresado por una oscilación sinusoidal, de frecuencia natura $\omega_n$ , cuya amplitud va disminuyendo limitada por las curvas exponenciales ±exp($-C_t/2m$ )(figura 5).

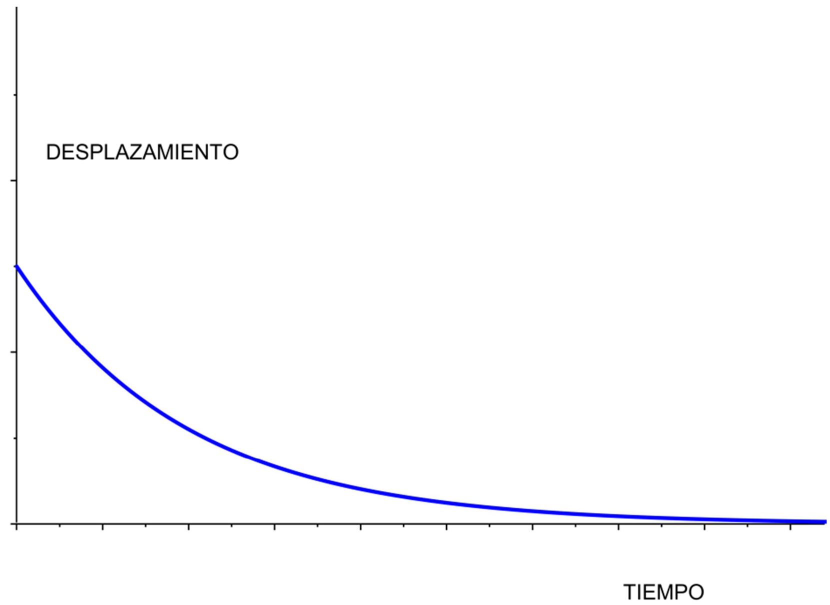



**Figura 4**

**Decaimiento exponencial, sin vibración**

Como mero apunte que puede interesar al lector, una curva de este tipo se obtiene también en la medición de la resiliencia de los elastómeros con el oscilógrafo Yerzley.

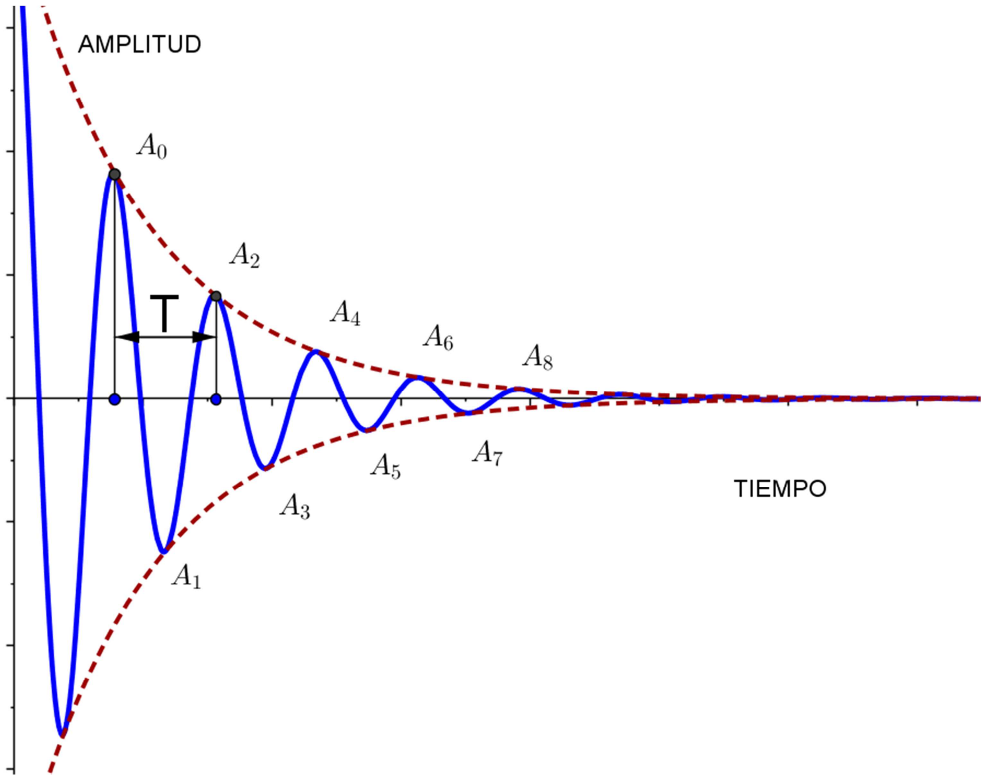



**Figura 5**

**Movimiento vibratorio armónico,**

**Amortiguado exponencialmente**

A medida que aumenta el amortiguamiento, llega un momento en que ya no se produce ningún movimiento oscilatorio, sino simplemente una disminución progresiva de la amplitud hasta cero; en la ecuación (6) anterior $\omega_n t$ se hace cero, por consiguiente $\cos(\omega_n t)$ es igual a uno y la ecuación queda igual a la (5). El valor C para el que se produce este hecho se designa como **amortiguamiento crítico, $C_c$**, cuyo valor viene dado por

$$C_c = 2\sqrt{K \cdot m} \qquad (7)$$

Con mayor frecuencia se usa, por ejemplo en estudios de transmisibilidad como algunos ya pueden saber, el **factor de amortiguamiento**

$$b = \frac{C}{C_c} = \frac{C}{2\sqrt{K \cdot m}}$$

(8)

Asimismo, partiendo de los oscilogramas tipo Yerzley se suele calcular el llamado **decremento logarítmico, $\Delta$,** definido como el logaritmo natural de la relación de amplitudes de dos máximos consecutivos, es decir, en la figura 5,

$$\Delta = \ln\frac{A_0}{A_2} = \ln\frac{A_2}{A_4} = \cdots$$

Cuyo valor puede considerarse igual a: $\Delta = 2\pi b$ (9)

Si en vez de un impulso momentáneo, sobre la masa m actúa una fuerza sinusoidal $f = \sin\omega t$, la ecuación diferencial correspondiente sería

$$mx'' + Cx' + Kx = f\sin(\omega t) \qquad (10)$$

La solución a esta ecuación consta de dos términos, un primer término que corresponde a una vibración transitoria que desaparece rápidamente, en la forma vista para la vibración amortiguada correspondiente a un impulso inicial (ecuación 6), más una oscilación persistente según la ecuación

$$x = A\sin(\omega t - \delta) \qquad (11)$$

Que corresponde a un movimiento vibratorio armónico de igual frecuencia y período que la fuerza impuesta, pero desfasado respecto a ésta por un ángulo $\delta$.

Veamos ahora una representación gráfica de lo que se acaba de exponer.

Consideremos un caso similar al anterior, en el que una masa m está unida a un soporte por intermedio de un elastómero (figura 6), estando sometido el soporte a una vibración

$$\gamma(t) = \gamma_0 \sin(\omega t)$$

Como consecuencia de lo antes dicho, la fuerza ejercida sobre la masa m por la reacción elástica del elastómero constará de dos componentes, una componente elástica, proporcional a la deformación y en fase con ellas

$$f_1 \sin(\omega t)$$

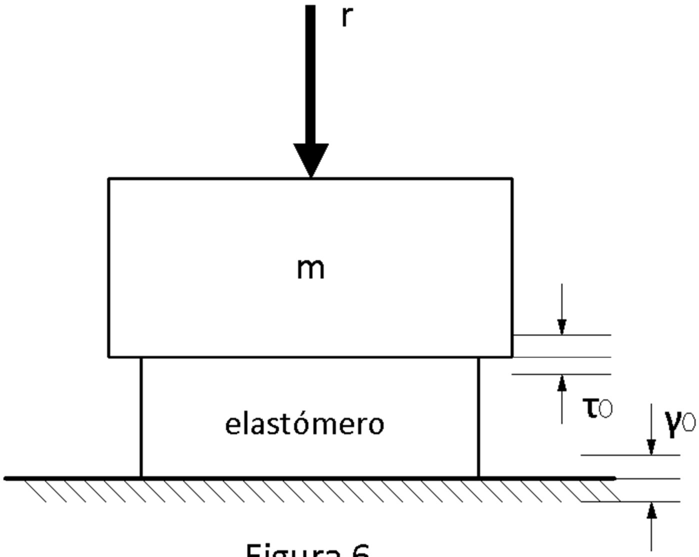



Figura 6

Y una componente viscosa, que es proporcional a la velocidad de deformación $[\frac{dy(t)}{dt} = \gamma_0 w \cos(wt)]$ y en fase con ella

$$f_2 \cos(\omega t)$$

La resultante será la suma de ambas componentes

$$f(t) = f_1 \sin(\omega t) + f_2 \cos(\omega t) = F \sin(\omega t - \delta) \quad (12)$$

Que será una función sinusoidal de igual período, $2\pi/\omega$ , pero desplazada un ángulo $\delta$ respecto a la deformación impuesta. Este ángulo se llama **ángulo de pérdidas.**

El módulo de elasticidad dinámico sería la suma de los esfuerzos derivados de ambas componentes (figura 7), el correspondiente a la componente elástica o **módulo de almacenamiento**

$$\boldsymbol{E' = \tau_{0'}/\gamma_0}$$

Siendo $\tau_0$, el esfuerzo (fuerza dividida por la superficie de la sección transversal del elastómero) derivado de la componente elástica de la fuerza resultante, y el correspondiente a la componente viscosa o **módulo de pérdidas**

$$\boldsymbol{E'' = \tau_{0''}/\gamma_0}$$

Donde $\tau_{0''}$ es el esfuerzo derivado de la fuerza $f_2$.

Como entre ambos existe una diferencia de fase $\pi/2$, la suma no es una suma algebraica, sino una suma vectorial (figura 8).

$$\overrightarrow{E^*} = \overrightarrow{E'} + \overrightarrow{E''} \quad (13)$$

$$\|E^*\|^2 = \|E'\|^2 + \|E''\|^2 \quad (14)$$

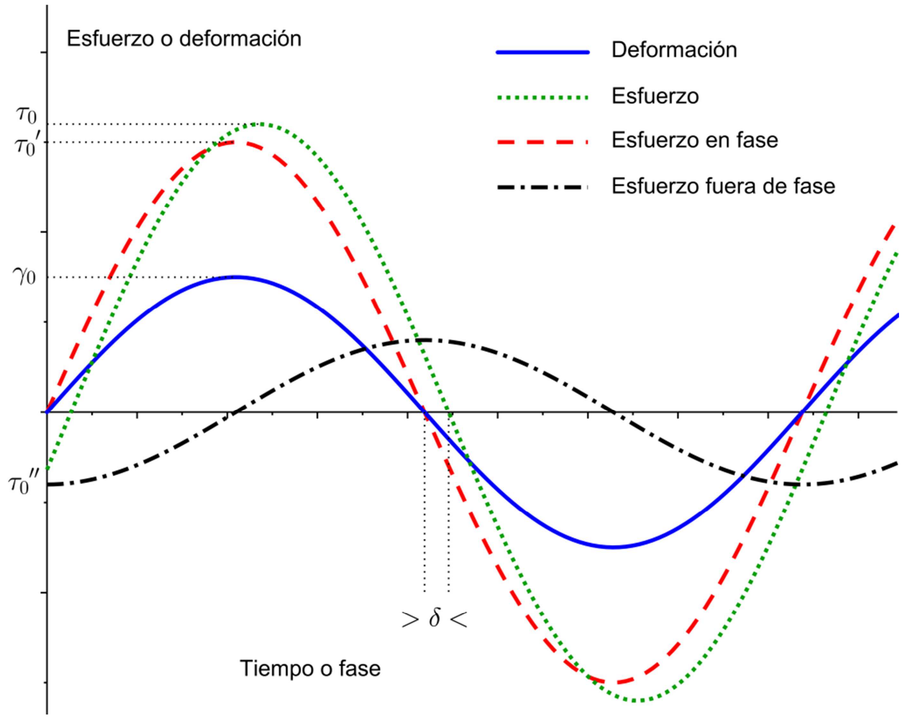



**Figura 7**

**Respuesta de un material viscoelástico lineal a una deformación sinusoidal impuesta, de amplitud $\gamma_0$. El esfuerzo, de amplitud $\tau_o$ presenta un desfase en relación con la deformación dado por el ángulo de fase $\delta$. El módulo en fase, o módulo de almacenamiento, es $E' = \tau_o'/\gamma_o$, y el módulo fuera de fase es $E'' = \tau_0''/\gamma_0$**

Empleando la rotación de los números completos, se puede también expresar

$$E^* = E' + jE'' = A(\sin(\omega t) + j\cos(\omega t) = A\exp(\mathrm{j}\omega\mathrm{t}) \qquad (15)$$

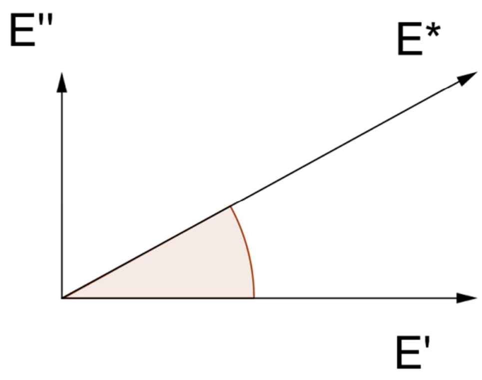



**Figura 8**

**Módulo dinámico complejo, E*, como suma vectorial de sus componentes, el módulo de almacenamiento E' y el módulo de periódicos E''.**

Con mayor frecuencia que el ángulo de pérdidas se emplea su tangente, llamada a veces **factor de pérdidas**, que viene dada por

$\tan\delta = E''/E'$ (16)

El ángulo de pérdidas (o su tangente) es una medida del grado de "imperfección" de la elasticidad de un elastómero, esto es, de la fracción de energía absorbida que el elastómero no restituye, sino que transforma en calor.

Todo lo anterior es igualmente válido cuando el elastómero se deforma en cizallamiento, como ocurre frecuentemente en aplicaciones de ingeniería, sin más que sustituir los módulos en compresión, E, por los correspondientes módulos en cizallamiento, G.

## ***GENERALIDADES SOBRE LOS MUELLES***

Otra satisfactoria clase de amortiguadores de vibraciones, visiblemente más intuitivos sobre su trabajo, son los aisladores de muelles. Estos pueden ser cargados a torsión, pero frecuentemente es más conveniente hacerlo a compresión. El equipo se pone encima de los muelles con una guía para colocarlos en aquel. Puede añadirse en el diseño del muelle, sin demasiados problemas, cualquier aparato auxiliar que se necesite. En la figura 9 se muestra un aislador de tipo muelle.

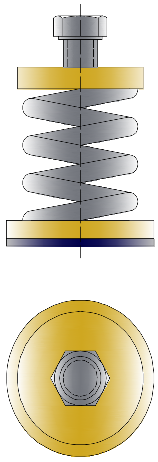


**Figura 9**

Este aislador consiste en un muelle bobinado helicoidal insertado entre dos tapas en sus extremos. Contiene también este aislador un tornillo central que sirve para sujetarlo al equipo y una base para su sujeción al suelo o estructura de soporte.

Entre las ventajas de los aisladores de muelles están la relativa gran libertad para obtener la rigidez necesaria y la ausencia de deslizamiento.

La razón rigidez vertical-horizontal (una característica importante a considerar) puede controlarse entre unos límites bastante amplios. Las ecuaciones para el cálculo de la rigidez de los muelles respecto de su eje central pueden encontrarse fácilmente en muchos manuales de ingeniería. La rigidez de un muelle respecto de su eje lateral tiene en cambio pocas aplicaciones. Dicha rigidez lateral es función del diámetro de la bobina, la altura del muelle cuando trabaja y la deflexión estática. Las curvas de la figura 10 hacen posible el cálculo de la rigidez lateral si se conoce la referida a su eje vertical. La ratio de rigidez se obtiene del eje vertical en la escala basada en las conocidas ratios de:

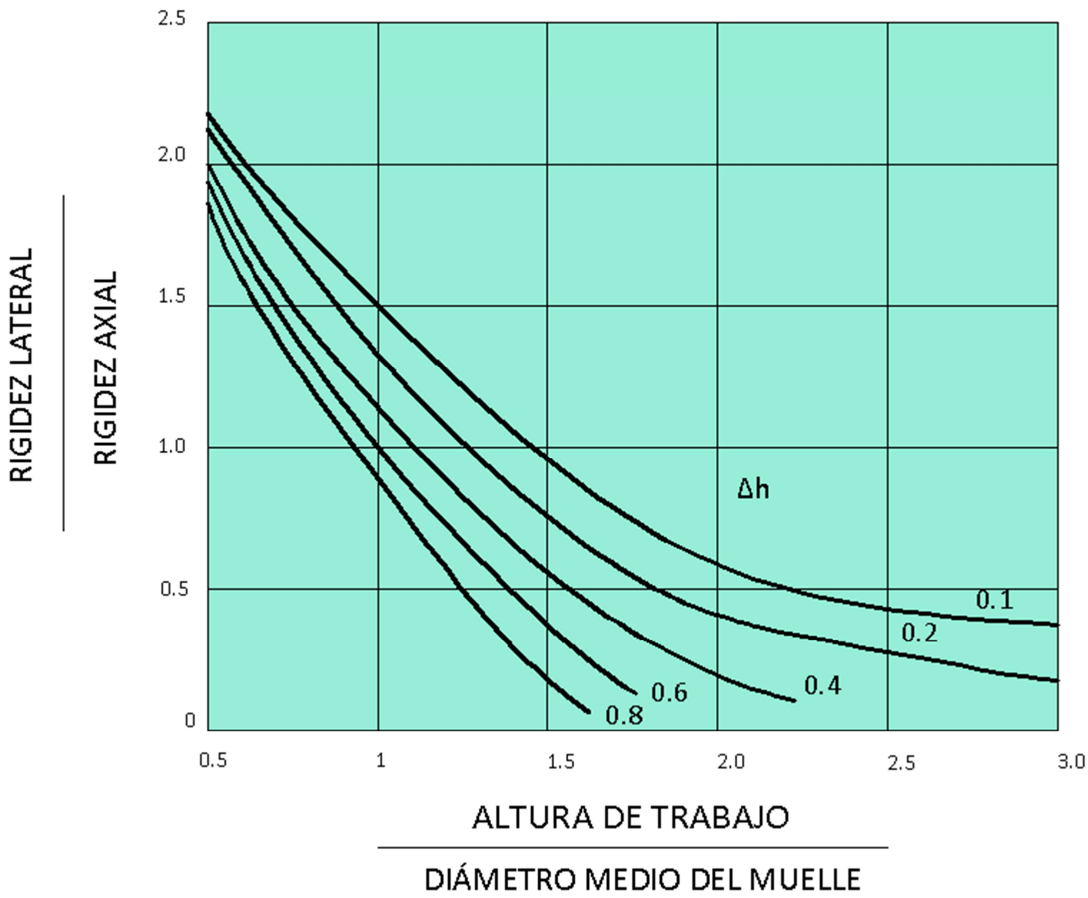



**Figura 10**
**Determinación de la rigidez de un muelle**
**(Δh=deflexión estática/altura trabajo)**

1-Altura de trabajo/diámetro del muelle

2-Deflexión estática/altura de trabajo

Los muelles principalmente se usan como aisladores de vibraciones de baja frecuencia forzada. Consecuentemente, los muelles deben poseer normalmente una relativa gran deflexión estática. Esto introduce el peligro de inestabilidad con la posibilidad de que el equipo pueda caer de lado a menos que se tome la precaución de asegurar la estabilidad del conjunto. Se producirá probablemente inestabilidad cuando la rigidez lateral del muelle sea pequeña o la deflexión estática demasiado grande. En la figura 11 se ilustran las regiones estable e inestable delimitadas por una línea recta. Las figuras 10 y 11 se usan conjuntamente en el diseño de muelles para aisladores de vibraciones.

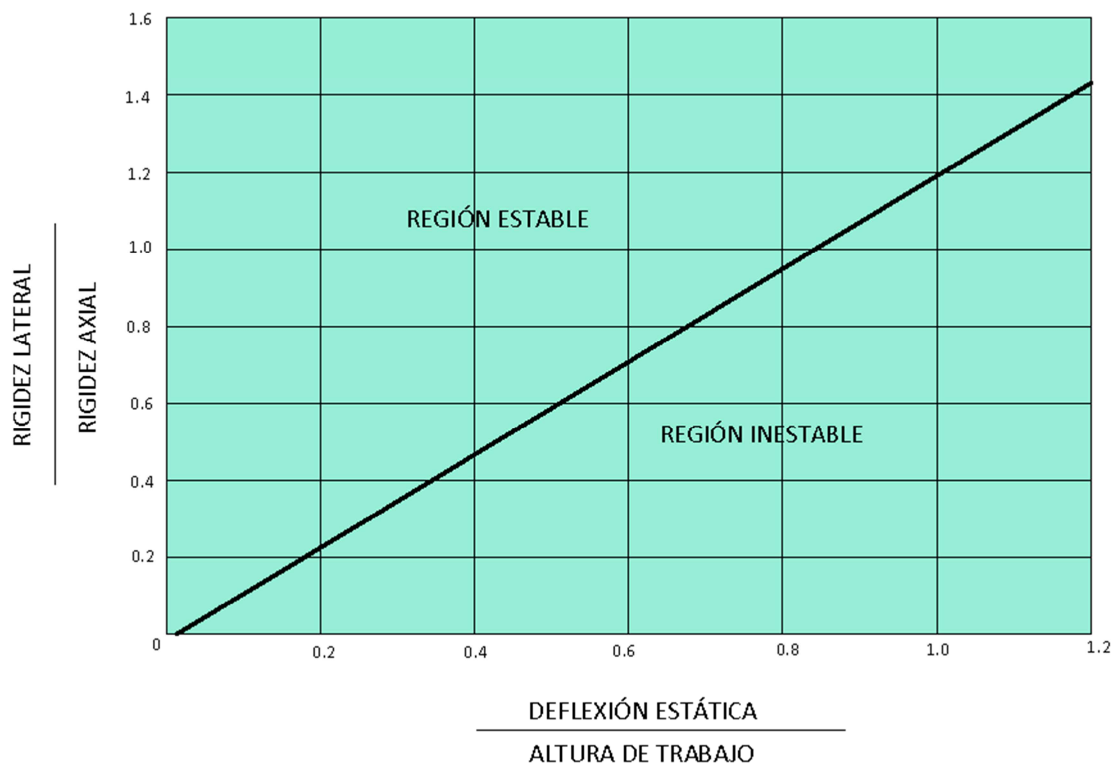



**Figura 11**

**Estabilidad de los muelles como aisladores de vibraciones**

Además de las desventajas mencionadas más arriba, los muelles carecen prácticamente de amortiguamiento; así pues, la transmisibilidad en la resonancia es muy alta. Por ejemplo, los muelles permiten el paso a su través de ondas de alta frecuencia hacia el equipo que se está protegiendo. También son un camino apto para la transmisión de vibración de alta frecuencia producida por un elemento ruidoso.