



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

*DESARROLLO DE UN SISTEMA ANTIVIBRATORIO PARA EL
TRASLADO SEGURO Y OPERACIÓN CONFIABLE DE UN
MASTÓGRAFO A BORDO DE UNA UNIDAD MÉDICA MÓVIL*

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

CARLOS ALBERTO PÉREZ LECUONA

TUTOR DE TESIS

M.I. RIGOBERTO NAVA SANDOVAL

COTUTOR DE TESIS

M.I. GERARDO A. RUÍZ BOTELLO



MÉXICO, D.F.

NOVIEMBRE 2011



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco el apoyo proporcionado al presente trabajo por parte del Instituto de Ciencia y Tecnología del Distrito Federal (ICyTDF), mediante el proyecto “Sistema para el Traslado Seguro y Operación confiable de un mastógrafo digital a bordo de una Unidad Móvil. TRASOCO” con clave CMICTDF05.

Igualmente agradezco todo el apoyo proporcionado por el Instituto Nacional de las Mujeres (Inmujeres) y a la Fundación Mexicana de Fomento Educativo para la Prevención y Detección Oportuna del Cáncer de Mama (FUCAM).

AGRADECIMIENTOS

A Dios.

A mis padres Federico y María Raquel, por todo el apoyo y cariño, por todos los sacrificios y desvelos, por ser el eterno impulso para seguir adelante con mis sueños. Por ser siempre mi modelo a seguir en la vida con el infinito amor y comprensión que en todo momento me brindaron, sin ustedes este logro no hubiera podido ser posible.

A mis abuelitas María de Jesús y María Raquel, por todos sus cuidados y cariños, por todas las enseñanzas de vida que me dieron y que me condujeron a ser la persona que ahora soy.

A mi hermano Fede por su apoyo y amistad incondicional.

A mi compañera de vida Paola, por todo el amor, apoyo y comprensión en todo momento, por formar tan importante parte en mi vida y corazón. Este logro también es tuyo.

A mi familia, en especial a todos los que siempre han estado al pendiente de mí, por su constante apoyo y la estima que me tienen.

A mis amigos, en especial con los que he compartido las aulas a lo largo de mi vida por su sincera amistad y los buenos momentos.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, la Facultad de Ingeniería y al Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico, por darme la formación profesional que ahora me enorgullezco de tener.

A todos los que me apoyaron constantemente durante la realización de este trabajo, mis tutores y sinodales: M.I. Rigoberto Nava Sandoval y M.I. Gerardo Antonio Ruíz Botello; al resto del equipo: M.I. Antonio Pérez, Ing. Eva Terrones, Ing. Luis Acosta y todo el taller de la Sección de desarrollo de prototipos del CCADET.

Finalmente a mis sinodales: Dr. Marcelo López Parra, Dr. Leopoldo A. González González y Dr. Adrián Espinosa Bautista; por el tiempo y los consejos que me regalaron para la culminación de este trabajo.

Índice

1. Introducción.....	2
1.1. Planteamiento del problema.....	2
1.2. Objetivo general.....	2
1.3. Metas.....	2
1.4. Alcance.....	2
2. Marco teórico.....	3
2.1. Antecedentes.....	3
2.1.1. Introducción a la teoría de las vibraciones mecánicas.....	3
2.1.2. Clasificación de las vibraciones mecánicas.....	4
2.1.2.1. Vibraciones libres.....	4
2.1.2.2. Vibraciones forzadas.....	5
2.2. Control de Vibraciones.....	7
2.2.1. Introducción y metodologías.....	7
2.2.2. Control de las frecuencias naturales.....	8
2.2.3. Introducción de amortiguamiento.....	8
2.2.4. Aislamiento de vibraciones.....	9
2.2.5. Transmisibilidad.....	13
2.3. Estado del arte.....	17
2.3.1. Sistemas antivibratorios pasivos.....	17
3. Requerimientos del diseño.....	18
3.1. Requerimientos físicos.....	18
3.2. Requerimientos funcionales.....	22
4. Diseño conceptual del sistema.....	28
4.1. Selección del sistema.....	28
4.2. Propuesta de diseño del sistema.....	31
4.3. Análisis de transmisibilidad con base en la propuesta de diseño	32
4.3.1. Idealización del modelo.....	32
4.3.2. Análisis de transmisibilidad.....	34
5. Diseño detallado del sistema.....	41
5.1. Partes del prototipo.....	41
5.1.1. Partes a manufacturar.....	42
5.1.2. Partes adquiridas.....	45
5.2. Ensamble del prototipo.....	47
6. Pruebas y resultados.....	52
6.1. Pruebas	52
6.2. Resultados.....	5
	5
7. Conclusiones y trabajo futuro.....	57
Referencias bibliográficas.....	61
Apéndice A. Planos de partes manufacturadas del prototipo.....	63
Apéndice B. Hojas de datos técnicos de piezas adquiridas.....	67
Apéndice C. Dimensiones y peso del mastógrafo (Manual de Operación Giotto Image)...	69

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Planteamiento del problema

La problemática surge a partir de la detección de efectos no deseados en la realización de mastógrafos a bordo de unidades médicas móviles (UMM), problema asociado, en primera instancia, a vibraciones mecánicas transmitidas del chasis de la UMM a la base de un mastógrafo analógico a bordo de ésta; por lo que se ha planteado la resolución de esta problemática mediante el desarrollo de un sistema que disminuya las vibraciones, antes mencionadas, fomentando el mejoramiento para el traslado y la operación de mastógrafos a bordo de unidades móviles.

1.2. Objetivo general

Desarrollar una propuesta de diseño de un sistema antivibratorio para el traslado seguro y operación confiable de un mastógrafo analógico a bordo de una unidad móvil terrestre.

1.3. Metas

- Explorar, conjuntar y aplicar las distintas áreas del diseño para desarrollar un sistema que sea una solución funcional, práctica, segura y confiable a partir del estudio de sistemas conocidos aplicados en problemáticas particulares.
- Definir especificaciones y restricciones del sistema para el cumplimiento de su principal tarea.
- Estudiar metodologías del diseño para llevar a cabo el análisis del sistema y establecer las bases para el desarrollo de un diseño conceptual del mismo.
- Desarrollar la solución a un problema real que afecta directamente a grupos específicos de población en México.

1.4. Alcance

Desarrollar el diseño de un sistema antivibratorio, desde su concepción hasta la realización de pruebas a un prototipo del mismo, especificando características y restricciones que deben ser tomadas en cuenta; proyecto que constará de la descripción del principio de trabajo, una propuesta geométrica que interactúe con todo el sistema y un proceso de selección de componentes, lo que en conjunto trate de garantizar el funcionamiento eficiente del sistema para el cumplimiento de la solicitud requerida. Todo lo anterior con el conocimiento de que el sistema deberá funcionar para un mastógrafo de 250kg y a un rango de frecuencias caracterizado mediante pruebas a bordo de la unidad.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

2.1.1. Introducción a la teoría de las vibraciones mecánicas

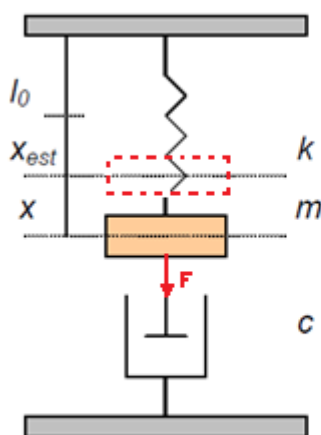
Movimiento vibratorio o vibración es la variación o cambio de configuración de un sistema en relación al tiempo, en torno a una posición de equilibrio estable, siendo frecuente el movimiento armónico simple, por lo que este movimiento adquiere una singular importancia en los estudios vibratorios.

Los sistemas mecánicos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables con el tiempo, principalmente periódicas, responden variando sus estados de equilibrio y, como consecuencia, presentan cambios de configuración que perturban su normal funcionamiento, presentan molestias al personal que los maneja y acortan la vida útil de los mecanismos.

Actualmente, el estudio y análisis de las vibraciones mecánicas ha adquirido gran importancia en la supervisión de los sistemas mecánicos, sobre todo de elementos de tipo rotativo. Independientemente de los planes de mantenimiento correctivo y preventivo, el plan de mantenimiento predictivo se basa, principalmente, en el estudio de las vibraciones mediante la instalación de sensores que permiten detectar vibraciones fuera de rango.

En general, se suponen vibraciones de pequeña amplitud porque fuera de ellas dejan de tener validez la mayoría de las hipótesis que se establecen para su estudio.

Los sistemas mecánicos simples proporcionan un buen ejemplo de la aplicación de las ecuaciones diferenciales con coeficientes constantes, supongamos el sistema de la figura, formado por una masa principal m , un elemento recuperador elástico de constante k y un dispositivo amortiguador de constante c .



Notación:

K : constante de rigidez elástica

m : masa principal

c : coeficiente de amortiguación

F : resultante de las fuerzas exteriores

l_0 : longitud inicial del muelle

x_{est} : deformación en equilibrio estático

x : desplazamiento

Se consideran las siguientes hipótesis:

a) La masa tiene un guiado vertical, sin rozamiento, que permite únicamente desplazamientos verticales, e impide otros desplazamientos y giros.

b) El muelle tiene masa despreciable frente a la masa principal del sistema y su fuerza recuperadora elástica es proporcional a su deformación.

c) El dispositivo amortiguador tiene sus masas móviles despreciables frente a la masa principal del sistema y está basado en un rozamiento de tipo viscoso, con fuerza de rozamiento opuesto a la velocidad y proporcional a ella.

d) El sistema se supone situado en el vacío.

La ecuación del equilibrio dinámico permite establecer la ecuación diferencial del movimiento,

$$mx'' + cx' + kx = F \quad \dots (2.1)$$

siendo F la fuerza aplicada directamente al sistema, $-mx''$ la fuerza de inercia, $-cx'$ la fuerza amortiguadora de tipo viscoso y $-kx$ la fuerza elástica, con las condiciones $m > 0$, $c > 0$ y $k > 0$. [1, 19, 20]

2.1.2. Clasificación de las vibraciones mecánicas

Las vibraciones son **libres** cuando no existen fuerzas o acciones exteriores directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo.

Las vibraciones son **forzadas** cuando existen acciones o excitaciones directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo, además de las fuerzas o momentos internos.

Tanto las vibraciones libres como las forzadas pueden subdividirse, dependiendo de la existencia o no de fuerzas resistentes que amortiguan el movimiento vibratorio, en:

- Sin amortiguamiento. No existe resistencia pasiva al movimiento del sistema.
- Con amortiguamiento. Existen resistencias pasivas al movimiento del sistema, es decir, fuerzas o momentos disipativos que amortiguan el movimiento vibracional.

2.1.2.1. Vibraciones Libres

Vibraciones libres sin amortiguamiento

La ecuación diferencial del movimiento es $mx'' + kx = 0$, su ecuación característica es $mr^2 + k = 0$, siendo sus raíces imaginarias conjugadas $r = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} i$.

La solución general es de la forma $x = a \sin(\omega_n t + \varphi)$, donde a (amplitud) y φ (fase inicial) son constantes que se pueden determinar, en cada caso particular, con las condiciones iniciales.

La frecuencia natural de la vibración y el periodo son: $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ y $T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}}$.

En este tipo de vibraciones se cumple el principio de la conservación de la energía mecánica, es decir, la suma de la energía cinética y el potencial elástico es constante e igual a la energía total comunicada inicialmente al sistema, por lo que se verifica la ecuación:

$$\frac{m}{2} x'^2 + \frac{k}{2} x^2 = Cte. = \frac{1}{2} k a^2 \quad \dots (2.2)$$

Vibraciones libres con amortiguamiento

En todos los movimientos oscilantes reales, se disipa energía mecánica debido a algún tipo de fricción o rozamiento, de forma que dejado libremente a sí mismo, un muelle o péndulo finalmente deja de oscilar. Este movimiento se denomina amortiguado y se caracteriza porque tanto la amplitud como la energía mecánica disminuyen con el tiempo.

La ecuación diferencial que describe el movimiento es $m x'' + c x' + k x = 0$; la ecuación característica es $m r^2 + c r + k = 0$, cuyas raíces son entonces:

$$r = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad \dots (2.3)$$

Presentándose tres casos posibles: amortiguamiento supercrítico, amortiguamiento crítico y amortiguamiento subcrítico. [1, 19, 20]

2.1.2.2. Vibraciones Forzadas

Vibraciones forzadas sin amortiguamiento

Para mantener un sistema oscilando es necesario suministrar energía al sistema, cuando esto se lleva a cabo se dice que la vibración es forzada. Si se introduce energía en el sistema a un ritmo mayor del que se disipa, la energía aumenta con el tiempo, lo que se manifiesta por un aumento de la amplitud del movimiento. Si la energía se proporciona al mismo ritmo que se disipa, la amplitud permanece constante con el tiempo.

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico, es

$$mx'' + kx = F = F_0 \cos \omega t \quad \dots (2.4)$$

Donde F_0 es la amplitud y ω la frecuencia de la fuerza excitadora.

La solución general de la ecuación diferencial se obtiene añadiendo a la solución general de la homogénea una solución particular de la completa ($x = x_h + x_p$). La ecuación característica es $mr^2 + k = 0$, las raíces de esta ecuación son imaginarias conjugadas $r = \pm \sqrt{\frac{k}{m}}i$, la solución general de la homogénea es $x_h = a \sin(\omega_n t + \varphi)$, y la solución particular de la completa es $x_p = A \cos \omega t$. Por lo que, la solución general tiene por expresión:

$$x = A \cos \omega t + \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \cos \omega t$$

En todo sistema no amortiguado y forzado armónicamente, el movimiento resultante se compone de la suma de dos armónicos, uno de frecuencia natural ω_n y otro de frecuencia de la fuerza exterior ω . La amplitud del primero depende de las condiciones iniciales y se anula para unos valores particulares, la amplitud del segundo depende de la proximidad de ambas frecuencias a través de la expresión denominada factor de resonancia:

$$\rho = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} = \frac{A}{x_{est}}$$

Resonancia.- Una característica muy significativa del movimiento oscilatorio tiene lugar cuando la fuerza excitadora de las vibraciones tiene unas frecuencias particulares, para cada sistema dado, produciéndose cambios de configuración de los sistemas mecánicos que alcanzan amplitudes notables, y generalmente, ocasionan un fallo estructural del material sometido a esfuerzos de rotura: *efectos resonantes*. Este riesgo se produce incluso con fuerzas excitadoras muy pequeñas ya que depende de las características del material sometido a vibración.

Cuando la frecuencia de la fuerza exterior es igual a la frecuencia natural del sistema ($\omega = \omega_n$), es decir, cuando $\Delta\omega \rightarrow 0$, se produce la resonancia, la ecuación que rige dicho fenómeno es,

$$x = \frac{F_0 \omega}{2k} t \sin \omega_n t$$

Expresión que corresponde a un movimiento armónico de frecuencia ω_n y cuya amplitud tiende a infinito cuando $t \rightarrow \infty$. [1, 19, 20]

Vibraciones forzadas con amortiguamiento

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico $F = F_0 \sin \omega t$, es de la forma de la ecuación 2.1.

La ecuación característica correspondiente a la ecuación diferencial homogénea es $mr^2 + cr + k = 0$. Se supone amortiguamiento inferior al crítico para que resulte una vibración, la solución general se obtiene añadiendo a la solución de la ecuación diferencial de la homogénea una solución particular de la completa ($x = x_h + x_p$), resultando

$$x = ae^{\frac{c}{2m}t} \sin(\omega'_n + \varphi) + A \sin(\omega t - \theta) \quad \dots (2.5)$$

Esta solución consta de dos partes, una solución transitoria, en la que el primer término (x_h), al cabo de un tiempo, generalmente breve, se reduce a un valor despreciable, y la solución estacionaria (x_p), en la que el sistema oscila con frecuencia ω , amplitud A constante y un desfase θ .

2.2. Control de vibraciones

2.2.1 Introducción y metodologías

En la práctica, existen un gran número de situaciones en las que es posible reducir, pero no eliminar las fuerzas de carácter dinámico (variables en el tiempo) que excitan nuestro sistema mecánico dando lugar a la aparición de un problema de vibraciones. En este sentido, existen diferentes métodos o formas de plantear el control de las vibraciones; entre todos ellos cabe destacar:

- El conocimiento y **control de las frecuencias naturales** del sistema de cara a evitar la presencia de resonancias bajo la acción de excitaciones externas.
- La **introducción de amortiguamiento** o de cualquier tipo de mecanismo disipador de energía de cara a prevenir una respuesta del sistema excesiva (vibraciones de gran amplitud), incluso en el caso de que se produzca una resonancia.
- El uso de **elementos aislantes de vibraciones** que reduzcan la transmisión de las fuerzas de excitación o de las propias vibraciones entre las diferentes partes que constituyen nuestro sistema.

- La incorporación de **aisladores dinámicos de vibraciones** o masas auxiliares neutralizadoras de vibraciones, llamados también amortiguadores dinámicos, con el objetivo de reducir la respuesta del sistema. [1, 2, 4, 19]

2.2.2. Control de las frecuencias naturales

Sabemos que cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, tiene lugar un fenómeno de **resonancia**. La característica más importante de la resonancia es que da lugar a grandes desplazamientos, al amplificar de manera importante las vibraciones del sistema. En la mayor parte de los sistemas mecánicos, la presencia de grandes desplazamientos es un fenómeno indeseable ya que provoca la aparición de tensiones y deformaciones igualmente grandes que pueden ocasionar el fallo del sistema.

En consecuencia, las condiciones de resonancia deben de tratar de ser evitadas en el diseño y construcción de cualquier sistema mecánico. No obstante, en la mayor parte de los casos, las frecuencias de excitación no pueden controlarse al venir impuestas por los requerimientos de carácter funcional del sistema (por ejemplo, velocidades de giro). En tal caso, **el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias.**

Tal y como se deduce de la definición vista para un sistema de un grado de libertad (1 gdl), la **frecuencia natural** de un sistema:

$$\omega = \sqrt{k/m} \quad \dots (2.6)$$

puede cambiarse variando tanto la **masa (m)** como la **rigidez (k)** del mismo. Aunque la definición se haya establecido para un sistema de 1 gdl, la conclusión obtenida es, en general, igualmente aplicable a sistemas de N grados de libertad. En muchas situaciones en la práctica, sin embargo, la masa no resulta fácil de cambiar, ya que su valor suele venir determinado por los requerimientos funcionales del sistema (por ejemplo, la masa del volante de inercia de un eje viene determinada por el valor de la energía que se quiere almacenar en un ciclo). Por ello, la rigidez del sistema es el parámetro que se modifica de forma más habitual a la hora de alterar las frecuencias naturales de un sistema mecánico. Así, por ejemplo, la rigidez de un rotor puede modificarse cambiando el número y colocación de los puntos de apoyo (cojinetes). [1, 2, 4, 19]

2.2.3. Introducción de amortiguamiento

Aunque el amortiguamiento es a menudo despreciado de cara a simplificar el análisis de un sistema, especialmente en la búsqueda de sus frecuencias naturales, todos los sistemas mecánicos reales poseen amortiguamiento en mayor o menor medida. Su presencia resulta de gran ayuda en la mayor parte de los casos, e incluso en sistemas como los parachoques de los automóviles y en muchos instrumentos de medida de

vibraciones, el amortiguamiento debe ser introducido para satisfacer los requerimientos funcionales.

Si el sistema se encuentra en un caso de vibraciones forzadas, su respuesta (la amplitud de la vibración resultante) tiende a amplificarse en las cercanías de las resonancias, tanto más cuanto menor sea el amortiguamiento. La presencia de **amortiguamiento** siempre **limita la amplitud de la vibración**. Si la fuerza o fuerzas de excitación son de frecuencias conocidas, será posible evitar las resonancias cambiando la frecuencia natural del sistema y alejándola de aquella o aquellas. Sin embargo, en el caso de que el sistema tenga que operar en una determinada banda de velocidades (como es el caso de un motor eléctrico de velocidad variable o de un motor de combustión), puede que no resulte posible evitar la resonancia en todo el rango de condiciones de operación. En tales casos, podremos tratar de aportar amortiguamiento al sistema con el objetivo de controlar su respuesta dinámica, mediante la introducción de **fluidos** (agua, aceites, etc.) que envuelvan al sistema aportando **amortiguamiento externo**, o el uso de **materiales estructurales con un alto amortiguamiento interno**: hierro fundido, laminado, materiales tipo sándwich, etc.

En ciertas aplicaciones de carácter estructural, también es posible introducir **amortiguamiento a través de uniones**. Por ejemplo, las uniones atornilladas o remachadas, al permitir un cierto deslizamiento entre superficies, disipan más energía en comparación con las uniones soldadas. Por lo tanto, de cara a aumentar el amortiguamiento de una estructura (su capacidad de disipación de energía) resultan más recomendables las uniones atornilladas o remachadas. Sin embargo, este tipo de uniones reducen la rigidez del sistema y generan mayores problemas de corrosión como consecuencia de las partículas que se desprenden, debido precisamente a ese deslizamiento en la unión. Pese a todo, si se precisa diseñar una estructura con un valor alto del amortiguamiento, estas uniones deben ser una posibilidad a tener en cuenta.

Otra posibilidad es hacer uso de **materiales viscoelásticos** que proporcionan valores muy altos de amortiguamiento interno. Cuando se emplean este tipo de materiales en el control de vibraciones, se les hace estar sometidos a la acción de tensiones de cortante o tensiones principales. Existen diferentes tipos de disposiciones. La más sencilla es colocar una capa de material viscoelástico sujeta a otra de material elástico. Otra, más habitual y que da muy buenos resultados, es la formada por una capa de viscoelástico entre dos de material elástico. Una desventaja importante asociada al uso de los materiales viscoelásticos es que sus propiedades mecánicas se ven muy afectadas por la temperatura, la frecuencia de las cargas aplicadas sobre ellos y la tensión a la que están sometidos. [1, 2, 4, 19]

2.2.4. Aislamiento de vibraciones.

Se conoce como aislamiento de vibraciones a todo aquél **procedimiento que permite reducir los efectos indeseables asociados a toda vibración**. Básicamente, ello suele suponer la introducción de un elemento elástico (aislante) entre la masa vibrante y la

fuente de vibración, de forma que se consigue reducir la magnitud de la respuesta dinámica del sistema, bajo unas determinadas condiciones de la excitación en vibración.

Un sistema de aislamiento de vibraciones puede ser **activo o pasivo**, dependiendo de si se precisa una fuente externa de potencia o no para que lleve a cabo su función.

Un **control pasivo** está formado por un **a) elemento elástico** (que incorpora una rigidez) y **b) elemento disipador de energía** (que aporta un amortiguamiento). Ejemplos de aislantes pasivos (Fig 2.2.) son: un muelle metálico, un corcho, un fieltro, un resorte neumático, un elastómero, etc.

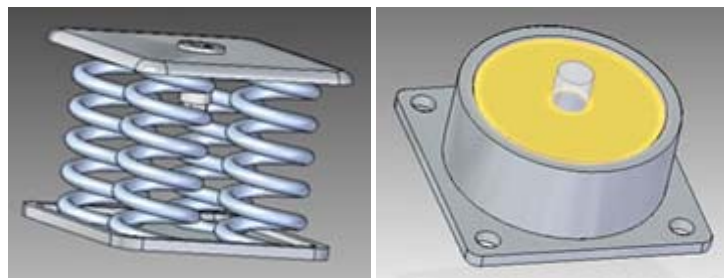


Fig. 2.2. Aislantes pasivos (Sistema simple de aislamiento de vibraciones con resortes y Elemento elastomérico de aislamiento de vibraciones)

a) Elemento elástico.- Se conoce como **muelle** o **resorte** a un operador elástico capaz de almacenar energía y desprenderse de ella sin sufrir deformación permanente cuando cesan las fuerzas o la tensión a las que es sometido. Son fabricados con materiales muy diversos, tales como acero al carbono, acero inoxidable, acero al cromo-silicio, cromo-vanadio, bronce, plástico, entre otros, que presentan propiedades elásticas y con una gran diversidad de formas y dimensiones.

Se les emplean en una gran cantidad de aplicaciones, desde cables de conexión hasta disquetes, productos de uso cotidiano, herramientas especiales o suspensiones de vehículos. Su propósito, con frecuencia, se adapta a las situaciones en las que se requiere aplicar una fuerza y que esta sea retornada en forma de energía. Siempre están diseñados para ofrecer resistencia o amortiguar las sollicitaciones externas.

b) Elemento disipador de energía.- El amortiguador es un dispositivo que absorbe energía, utilizado normalmente para disminuir las oscilaciones no deseadas de un movimiento periódico o para absorber energía proveniente de golpes o impactos.

Los amortiguadores son un componente común de la suspensión de los automóviles (Fig. 2.3.) y otros vehículos, para ayudar a que las ruedas se mantengan pegadas al suelo. Los elementos elásticos metálicos utilizados en la suspensión tienen la tendencia de rebotar. Se han dado casos en pisos bacheados, y debidos a que los movimientos de cada bache se sumaban en los que coches han llegado a despegar. Para evitar este efecto, el que las ruedas se despeguen, los amortiguadores frenan las oscilaciones siguientes al movimiento inicial del bache. Este efecto de rebote se evita en las suspensiones neumáticas como la hidroneumática. [1, 2, 4, 19]

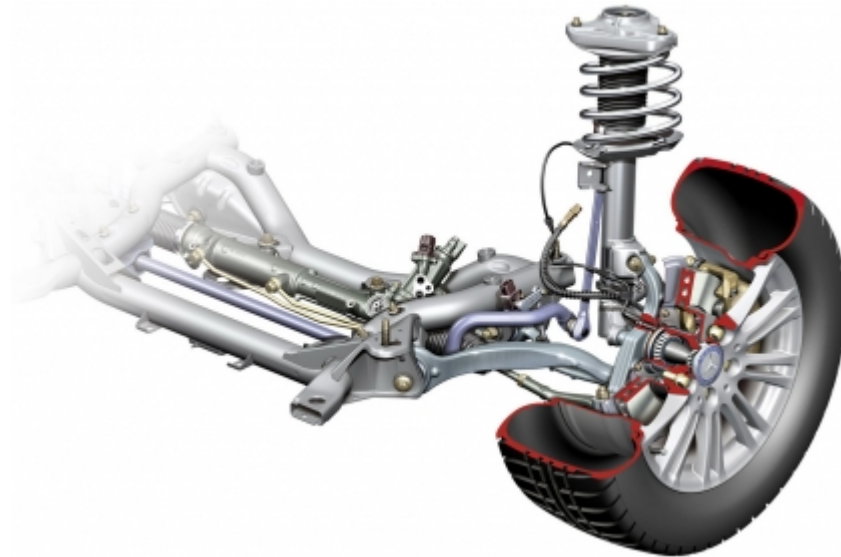


Fig. 2.3. Resorte y amortiguador en la suspensión de un automóvil (Imagen obtenida de <http://www.levelup.com/>)

Un **control activo de vibración** está formado por un servomecanismo que incluye un sensor, un procesador de señal y un actuador. El control mantiene constante una distancia entre la masa vibrante y un plano de referencia. Cuando la fuerza aplicada al sistema varía esa distancia, el sensor lo detecta y genera una señal proporcional a la magnitud de la excitación (o de la respuesta) del sistema. Esta señal llega al procesador que envía una orden al actuador para que desarrolle un movimiento o fuerza proporcional a dicha señal.

La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad. La **Transmisibilidad** puede definirse como el **cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida y la de la fuerza de excitación**.

Los problemas principales que el aislamiento de vibraciones plantea pueden encuadrarse dentro de una de estas dos situaciones:

- **Aislar un sistema que vibra de la base que lo soporta para que ésta no sufra y/o no transmita la vibración a su entorno.**

En este caso, las fuerzas que excitan al sistema dando lugar a la vibración pueden tener su origen en desequilibrios, desalineamientos, etc. Cuando se trata de sistemas mecánicos con elementos alternativos (Fig. 2.4.) o rotativos; o pueden tratarse de fuerzas de carácter impulsivo, es el caso de sistemas de prensa, estampación, explosiones, etc.

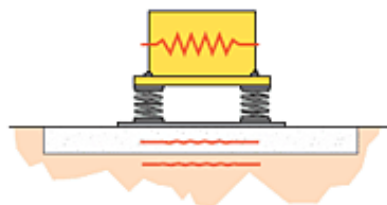


Fig 2.4. Aislamiento de un sistema que vibra de la base que lo soporta

- **Aislar el sistema mecánico a estudio de la base que lo soporta y que está vibrando** (Fig.2.5). Este puede ser el caso de la protección de un instrumento o equipo delicado del movimiento de su contenedor o su base soporte. En la práctica, el problema por ejemplo puede ser diseñar correctamente un embalaje para evitar la transmisión de fuerzas de magnitud importante al instrumento delicado o equipo que se quiere transportar.

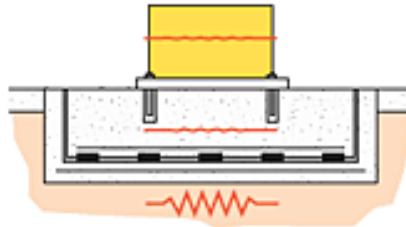


Fig. 2.5. Aislamiento de un sistema mecánico de la base que lo soporta y que está vibrando

Siendo este último caso, nuestro caso de interés y desde un punto de vista general se muestra en la Fig.2.6.; sin embargo nos acotaremos al estudio del caso particular del sistema ubicado entre el mastógrafo y el piso de la UMM (Fig.2.7.). [1, 2, 10, 11]

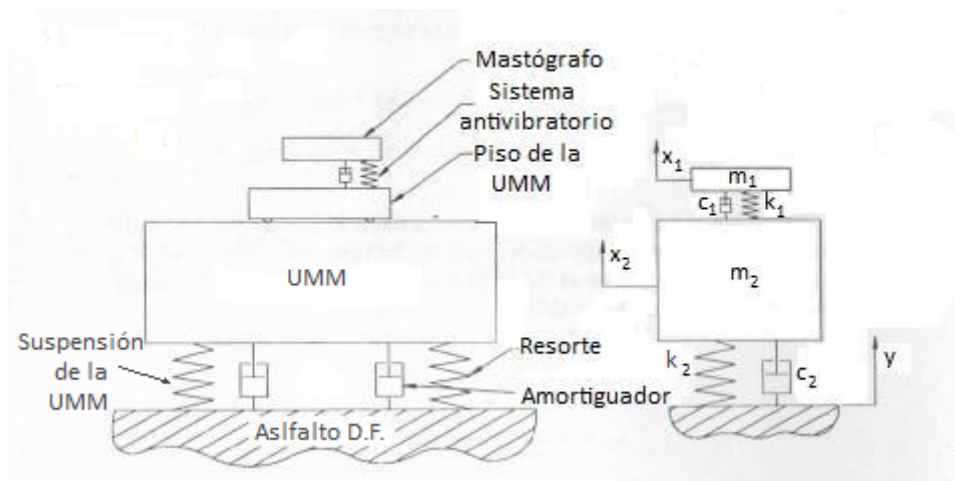


Fig.2.6. Figura esquemática de la representación del caso general de vibración de nuestro problema. [13]

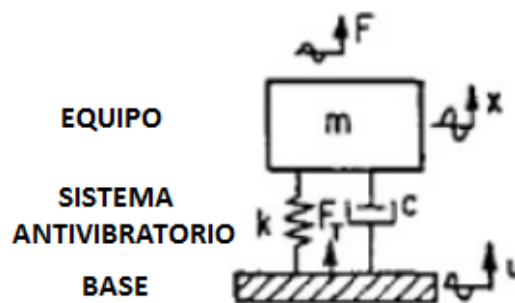


Fig. 2.7. Sistema antivibratorio

2.2.5. Transmisibilidad

Tomando como ejemplo un modelo general de instrumentación sísmica (Fig. 2.8) para medición de vibraciones.

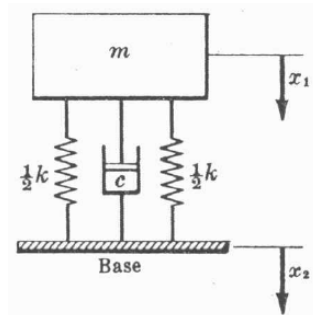


Fig. 2.8. Modelo general de medición de vibraciones aplicado a instrumentación sísmica [16]

La base se sujeta al cuerpo, el cual tiene una vibración desconocida $A \sin(\omega t)$. Entonces:

Las fuerzas que actúan sobre la masa son las fuerzas del resorte $k(\frac{1}{2} + \frac{1}{2})(x_1 - x_2)$ y la fuerza de amortiguamiento $c(x_1' - x_2')$, suponiendo que $x_1 > x_2$. Utilizando la ecuación del movimiento obtendríamos:

$$-k(x_1 - x_2) - c(x_1' - x_2') = m x_1'' \quad \dots(2.7.)$$

Donde el movimiento relativo $x_1 - x_2 = x$; entonces la ecuación del movimiento:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = mA\omega^2 \sin \omega t \quad \dots(2.8)$$

Que resulta en la ecuación diferencial de movimiento para un modelo de vibraciones forzadas. La respuesta del estado estacionario es:

$$x_p = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \sin(\omega t - \phi), \quad \phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - m\omega^2}$$

Y haciendo $F_0 = \omega^2 mA$, $\omega_n^2 = k/m$, $\zeta = c/2m\omega_n$ y $r = \omega/\omega_n$, obtenemos:

$$x_p = \frac{Ar^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \sin(\omega t - \phi) \quad \dots(2.9)$$

Aquí ω_n es la frecuencia natural de la vibración, mientras que ω es la frecuencia de la vibración desconocida. Si ω_n es pequeña (es decir, "k" pequeña o "m" grande), la relación r es muy grande. La ecuación 2.9 dividiendo el numerador y el denominador por r^2 , es:

$$x_p = \frac{A}{\sqrt{\frac{1}{r^4} - (2 - 4\zeta)/r^2 + 1}} \sin(\omega t - \phi) \quad \dots(2.10)$$

Puesto que r es grande, el denominador de la expresión anterior es aproximadamente igual a la unidad; entonces:

$$x_p = A \quad y \quad \phi = \tan^{-1} \frac{2r\zeta}{1-r^2} = \tan^{-1} \frac{2\zeta/r}{\left(\frac{1}{r^2}\right) - 1} \quad \dots (2.11)$$

Por lo tanto, $\phi = \tan^{-1} 0^\circ = 180^\circ$, lo cual significa que **los dos movimientos están desfasados 180°** o sea que $x_p = -A$.

Visto de otra forma resumida, cuando un sistema vibra según la ecuación 2.1, la fuerza transmitida, pasado el primer periodo transitorio, es

$$f = F - mx'' = kx + cx' \quad \dots (2.12)$$

Se trata de una fuerza armónica de frecuencia igual a la frecuencia de la fuerza aplicada ω , de amplitud f_0 y desfase θ_1 , siendo

$$f = f_0 \sin(\omega t - \theta_1) \quad \dots (2.13)$$

Se denomina **coeficiente de transmisibilidad** a la relación entre las amplitudes máximas de la fuerza aplicada y transmitida, cuya expresión en forma adimensional es:

$$T_A = \sqrt{\frac{1 + \left(2 \frac{c}{c_{cr}} \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2 \frac{c}{c_{cr}} \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad \dots (2.14)$$

Es conveniente que el coeficiente de transmisibilidad sea bajo, preferiblemente menor que la unidad, por lo que $T_A < 1 \rightarrow \frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$.

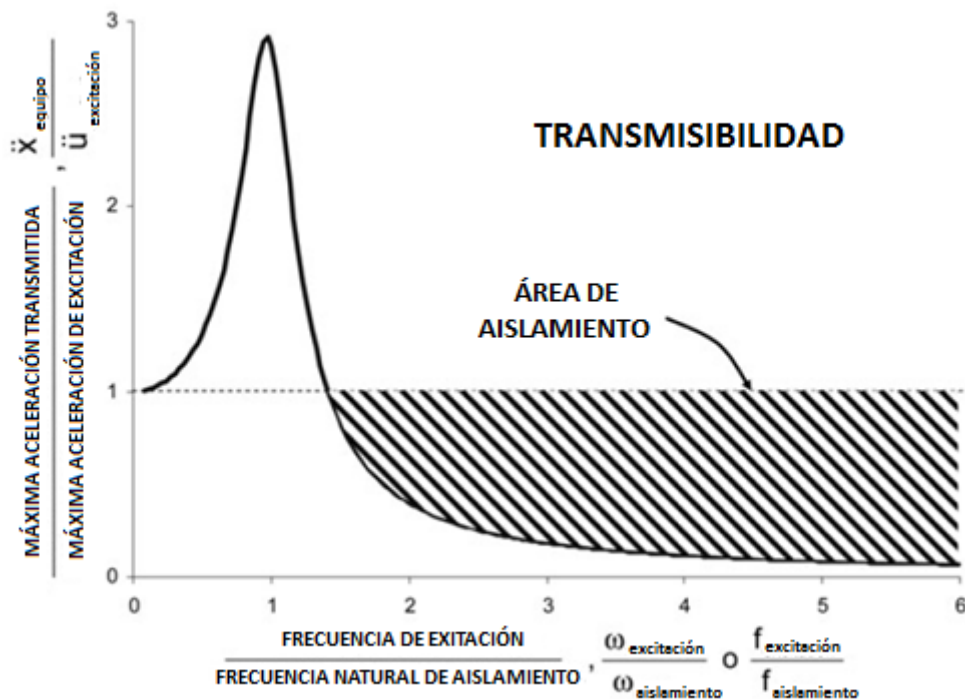
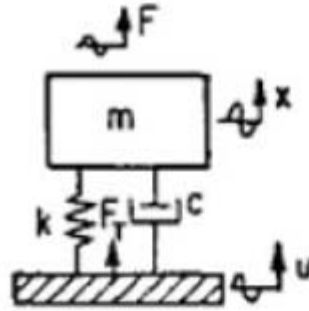


Fig. 2.9. Área de aislamiento de vibraciones, donde el eje ordenado al origen representa la relación entre la máxima aceleración de un equipo de aislamiento y la de la excitación; mientras que el eje de las abscisas representa la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia del sistema de aislamiento.

Y para un caso, como el de nuestro interés, las funciones de transmisibilidad absoluta (Ec. 2.15.), transmisibilidad relativa (Ec. 2.16.) y respuesta en movimiento (Ec. 2.17.) son:



$$T_A = \frac{x_o}{u_o} = \frac{F_T}{F_o} = \sqrt{\frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_o}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_o}\right)^2}} \quad \dots (2.15)$$

$$T_R = \frac{\delta_o}{u_o} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\omega}{\omega_o}\right)^4}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_o}\right)^2}} \quad \dots (2.16)$$

$$\frac{x_o}{F_o/k} = \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_o}\right)^2}} \quad \dots (2.17)$$

Donde.- $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k*m}} \quad \dots (2.18)$

- a. Para valores de $\frac{\omega}{\omega_n}$ próximos a la unidad, el sistema actúa no como un aislante, sino como un amplificador, transmitiendo esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales.
- b. Para una frecuencia de excitación dada ω , puede reducirse el valor de transmisibilidad disminuyendo la frecuencia natural ω_n del sistema.
- c. Por lo que al amortiguamiento se refiere, la transmisibilidad también puede reducirse disminuyendo la relación de amortiguamiento (ζ) ya que si $\frac{\omega}{\omega_n}$ es $> \sqrt{2}$, la T_A disminuye al hacerlo (ζ). Sin embargo, este planteamiento resulta perjudicial si el sistema se ve obligado a pasar por la resonancia, por ejemplo durante situaciones de arranque y parada. Por ello, en cualquier caso, siempre será necesario un cierto amortiguamiento que evite amplitudes de vibración infinitamente grandes en el paso por la resonancia.

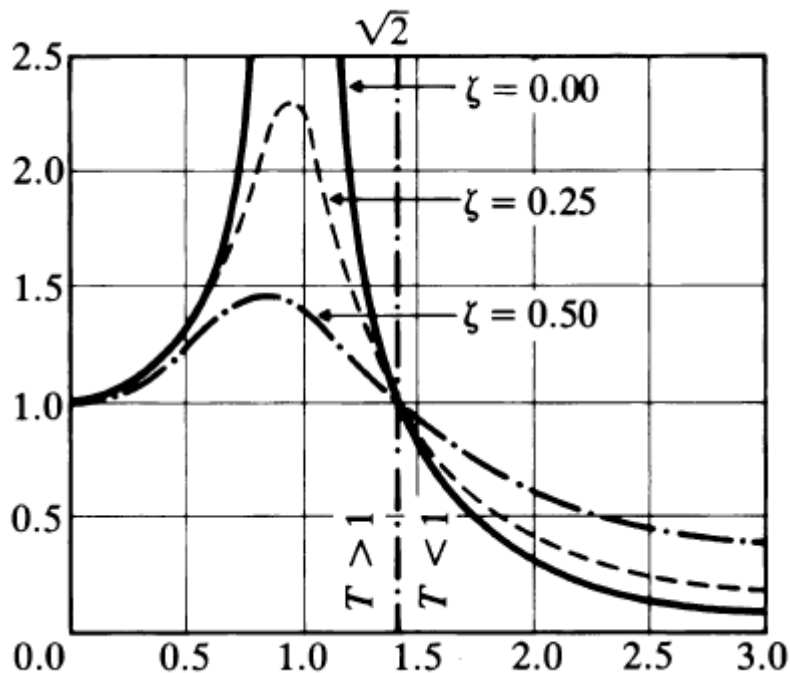


Fig. 2.8. Transmisibilidad




[1, 4, 10, 16]

2.3. Estado del arte

2.3.1 Sistemas antivibratorios pasivos existentes

Como se mencionó anteriormente, existen dos principales métodos de control de vibraciones, pasivo y activo; en este trabajo sólo nos enfocaremos a los del tipo pasivo.

Entre los sistemas de aislamiento de vibración más usados a nivel industrial, se encuentran tres principales tipos:

1) Elemento disipador de energía (Amortiguador)	2) Elemento elástico (Resorte)	3) Mixto
		
<p>Son antivibratorios de alta frecuencia, comparado a los otros dos. Se aplican frecuentemente a máquinas rotativas como ventiladores, compresores, tornos, cepillos, agujereadoras, fresadoras, motores, grupos electrógenos y equipos de laboratorio.</p>	<p>Son antivibratorios de media frecuencia, en comparación a los otros dos. Se aplican frecuentemente a máquinas de impacto como prensas mecánicas, guillotinas, plegadoras y máquinas rotativas como ventiladores o compresores.</p>	<p>Son antivibratorios de baja frecuencia, en comparación a los otros dos. Se aplican frecuentemente a máquinas donde se presenten problemas de vibraciones mecánicas, como compresores con velocidades superiores a 900RMP.</p>
<ul style="list-style-type: none"> - Retén axial elástico - Rigidez vertical igual a rigidez axial - Amortiguación respecto al crítico 25–35 % - Porcentaje de aislamiento de $\pm 60\%$ - Sobrecarga admisible transitoria 20% 	<ul style="list-style-type: none"> - Rigidez vertical igual a rigidez axial - Amortiguamiento respecto al crítico 18-25% - Porcentaje de aislamiento hasta el 95% - Sobrecarga admisible transitoria 10% 	<ul style="list-style-type: none"> - Rigidez vertical igual a rigidez axial - Amortiguamiento respecto al crítico 18-25% - Porcentaje de aislamiento hasta el 98% - Sobrecarga admisible transitoria 18%

2. REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO

Con el fin de comenzar de forma adecuada el proceso de diseño de un sistema antivibratorio, es de suma importancia definir y evaluar los requerimientos del diseño para cumplir con el objetivo programado desde un inicio. Resulta complicado atacar un problema de diseño cuando éste es apenas planteado, por lo que es necesario fijar un plan de acción para delimitar la complejidad del proyecto. Los requerimientos de diseño permiten seccionar y organizar el problema planteado en distintos problemas que son más sencillos de comprender y que se pueden abordar uno a la vez.

Los requerimientos de diseño pueden ser divididos a su vez, en dos categorías: requerimientos físicos y requerimientos funcionales. Los requerimientos físicos definen lo que el sistema deberá ser o incluir; algunos requerimientos físicos responden a la necesidad de integrar e implementar el sistema dentro de ciertas dimensiones, en nuestro caso particular deberá cumplir con los requerimientos dimensionales de una UMM con techo rígido. Los requerimientos funcionales definen lo que el sistema deberá hacer, es decir, acciones y funciones asociadas con el mismo.

3.1. Requerimientos físicos

En nuestro caso de estudio, los requerimientos físicos, como lo mencionaba anteriormente, son definidos por factores dimensionales, ya que se trata de un objeto a bordo de un vehículo (Fig.3.1).

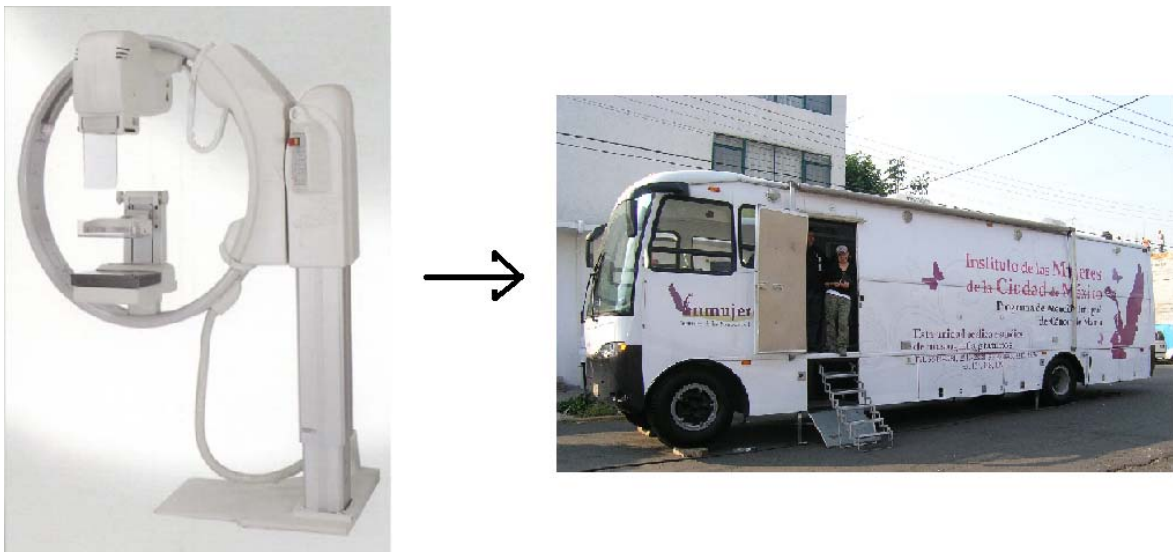


Fig. 3.1. Mastógrafo analógico marca "Giotto" y Unidad Médica Móvil del Instituto de las Mujeres de la Ciudad de México (Inmujeres DF), ambos utilizados en el Programa de atención integral de cáncer de mama.

La altura interior de la unidad médica (Fig. 3.2) y la altura del mastógrafo (Fig3.3) serán las que formen el primer punto de nuestros requerimientos físicos. [18]

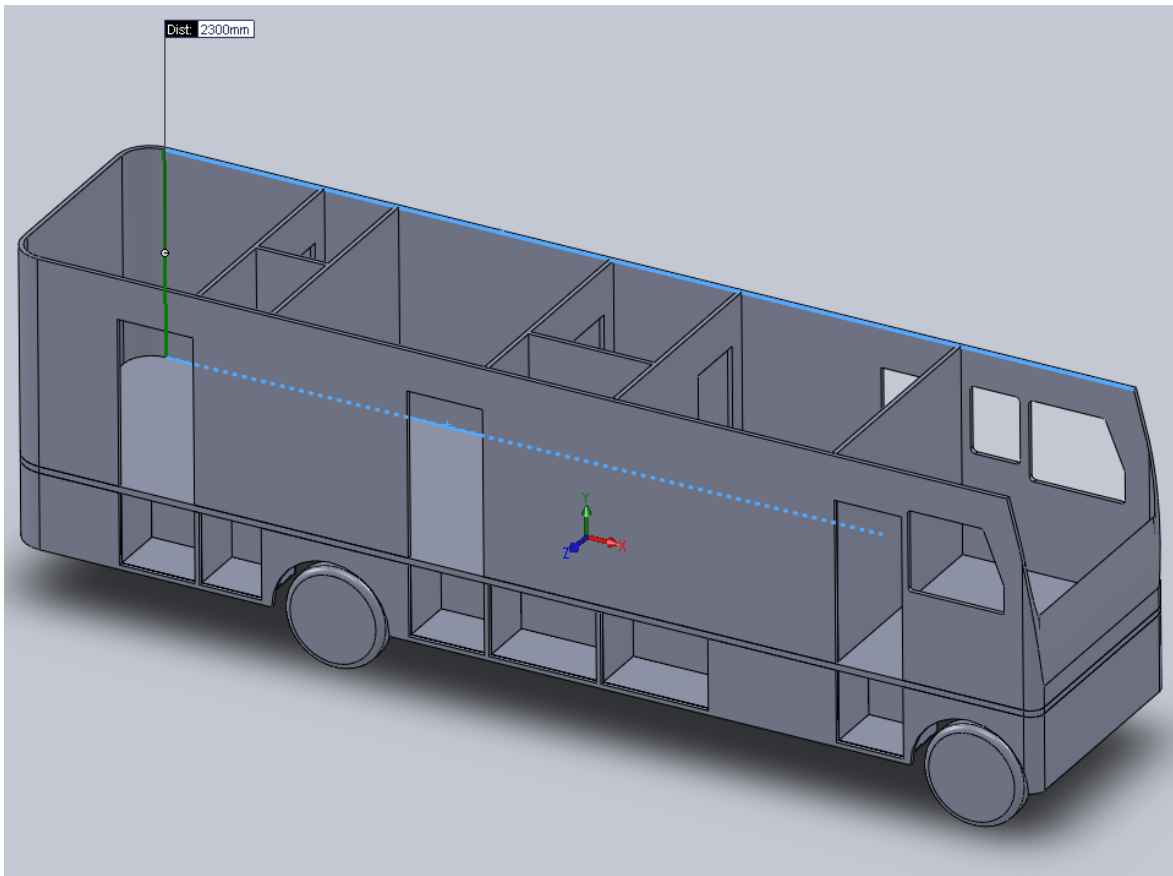


Fig. 3.2. Altura interna de la UMM (2.3 metros).

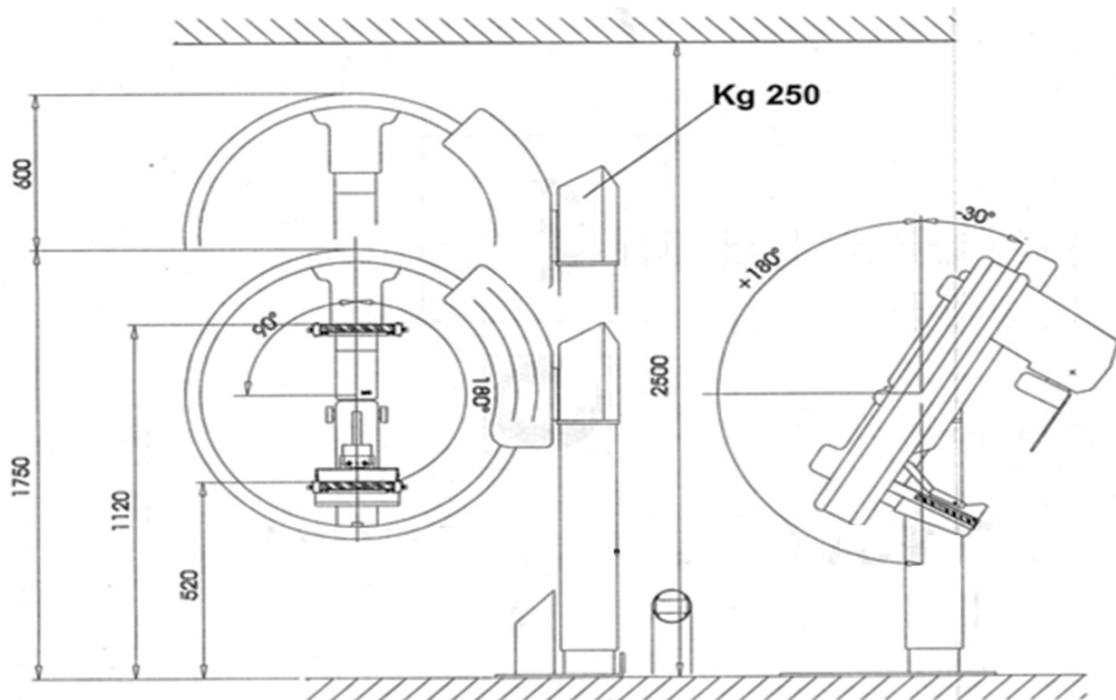


Fig. 3.3. Dimensiones del mastógrafo analógico marca "Giotto" donde la altura del mismo va de 1.75 a 2.5 metros.

Es así que resulta claro que la altura máxima del mastógrafo rebasa la altura interna de la UMM, por lo que el sistema antivibratorio que se pretende desarrollar deberá tener la menor altura posible.

La otra cuestión importante a tomar en cuenta es la geometría y dimensiones de la base del mastógrafo (Fig.3.4 y Fig.3.5) para ser la referencia del sistema antivibratorio. [18]

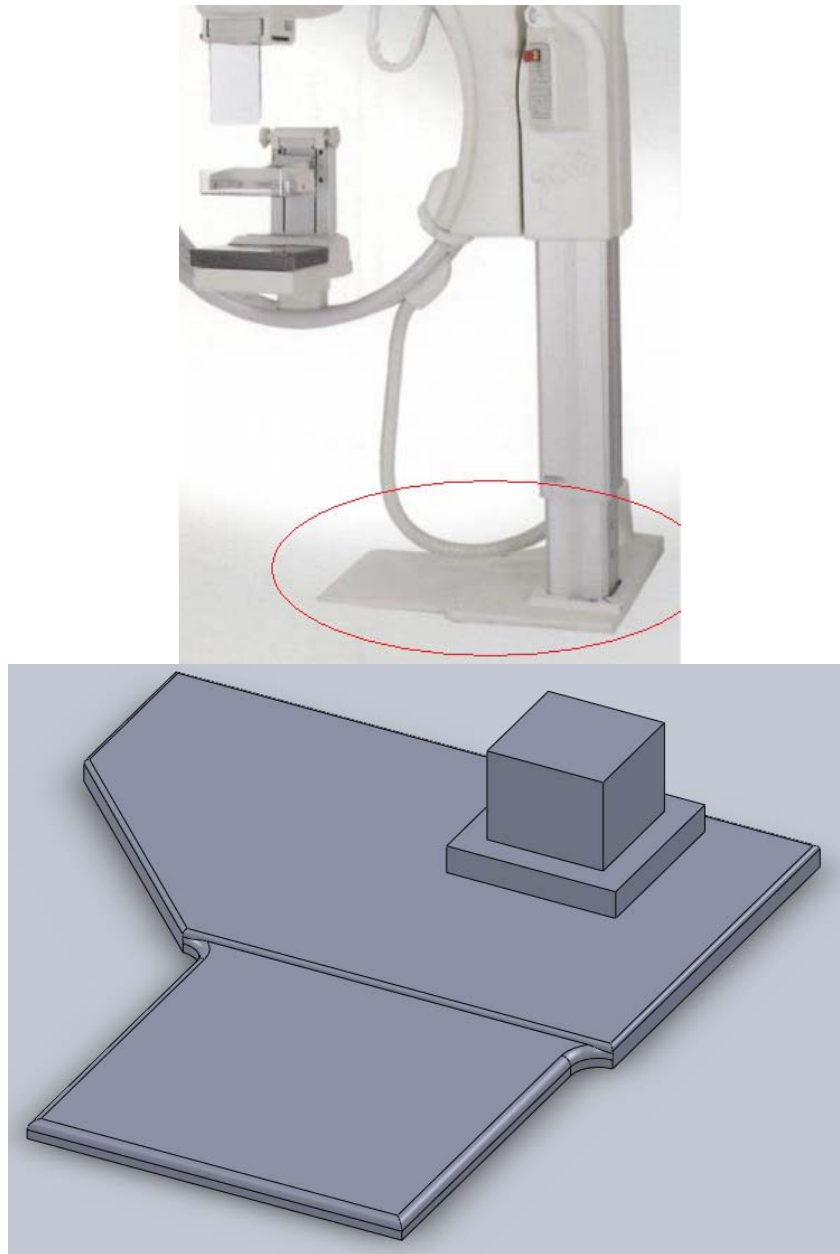


Fig. 3.4. Geometría de la base del mastógrafo marca "Giotto".

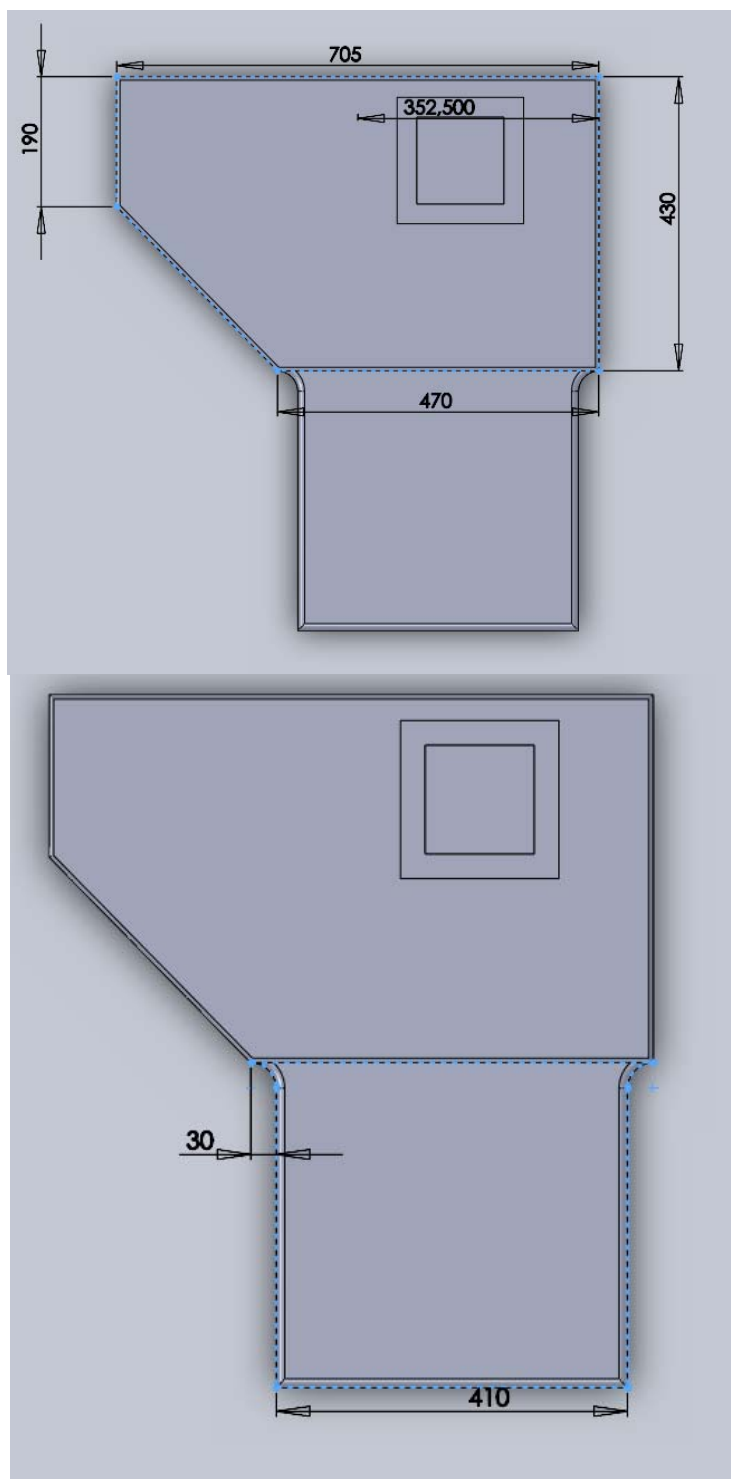


Fig. 3.5. Dimensiones de la base del mastógrafo marca "Giotto".

3.2. Requerimientos funcionales

La función u objetivo del sistema que se pretende diseñar es el disminuir, eliminar idealmente, las vibraciones que se transmiten de la parte baja del chasis de la UMM hacia la base del mastógrafo.

En primera instancia, se investigó si existía rango de operación del mastógrafo, referente a vibraciones mecánicas; sin embargo, después de realizar la búsqueda en el manual de operación proporcionado por la compañía fabricante de los mastógrafos, no se encontró ningún tipo de dato referente a esto, por lo que se tomó la decisión de hacer mediciones y así tener un parámetro con que comenzar el desarrollo.

Es así que fueron realizadas mediciones de vibraciones efectuadas en una de las UMM del Instituto de las mujeres del Distrito Federal (Inmujeres D.F.). Las mediciones se realizaron para determinar la amplitud de las vibraciones a las que están sometidos los mastógrafos durante los traslados de las UMM de la Fundación Mexicana de Fomento Educativo para la Prevención y Detección Oportuna del Cáncer de Mama (FUCAM) a la sede en turno para la realización de las jornadas de mastografías, y de la sede a la FUCAM, así como durante la jornada.

El estudio técnico de la medición de vibraciones mecánicas tiene la finalidad, como se menciona anteriormente, de cuantificar la amplitud de las componentes de frecuencia de las vibraciones a las que están sometidos los mastógrafos durante los traslados de las unidades móviles.

La metodología que se siguió para la realización de las mediciones de vibraciones fue la siguiente:

- a) Obtener los espectros típicos de vibración, en los ejes **X**, **Y** y **Z**, generados por el traslado de la UMM debidas a la irregularidad del camino y a la dureza de la suspensión del autobús, tanto en el chasis del camión como en la base del mastógrafo.
- b) Cuantificar las vibraciones transmitidas del chasis del camión a la base del mastógrafo.
- c) Cuantificar las vibraciones a las que están siendo sometidos los mastógrafos.

Las mediciones de vibración se realizaron mediante acelerómetros (Briel & Kjær 4370 y 4371) y un analizador de espectros portátil de dos canales (RION SA-78WR) (Fig 3.6).



Fig 3.6. Acelerómetro (Briel & Kjær 4370) y analizador de espectros portátil de dos canales (RION SA-78WR).

Los acelerómetros fueron colocados en la UMM en los siguientes puntos: el primero de ellos en el chasis del camión y el segundo en la base del mastógrafo, ambos se muestran en la Fig. 3.7.

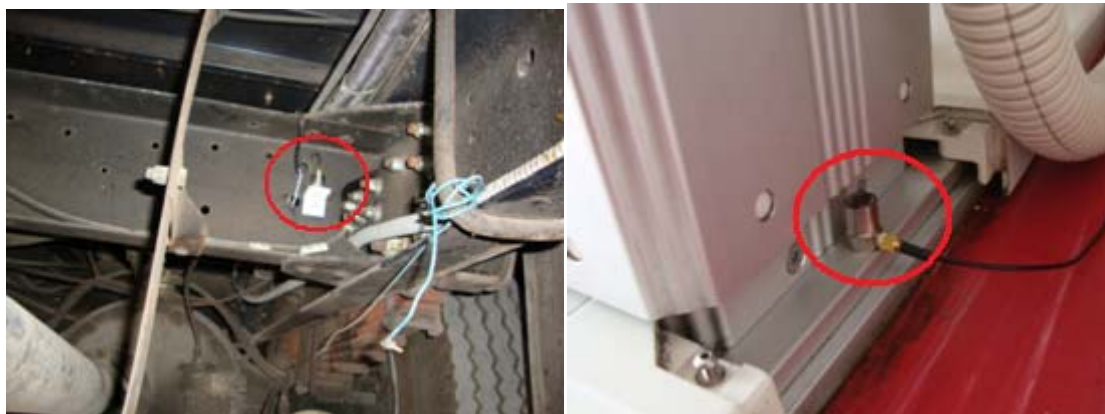


Fig 3.7. Acelerómetro en el chasis (fotografía izquierda) y acelerómetro en la base del mastógrafo (fotografía derecha).

Con el analizador se grabaron en la memoria señales de tiempo de las vibraciones en ambos puntos simultáneamente, para procesarlas posteriormente con el programa de análisis del propio analizador y con MATLAB.

La medición de vibraciones se realizó en tres ejes: uno vertical (eje **Z**) y dos horizontales (ejes **Y** y **X**, coincidentes con el ancho y largo de la UMM, respectivamente).

Los resultados obtenidos, tanto en el traslado de la UMM, como en sitio, se muestran de la siguiente forma:

a) Mediciones durante el traslado:

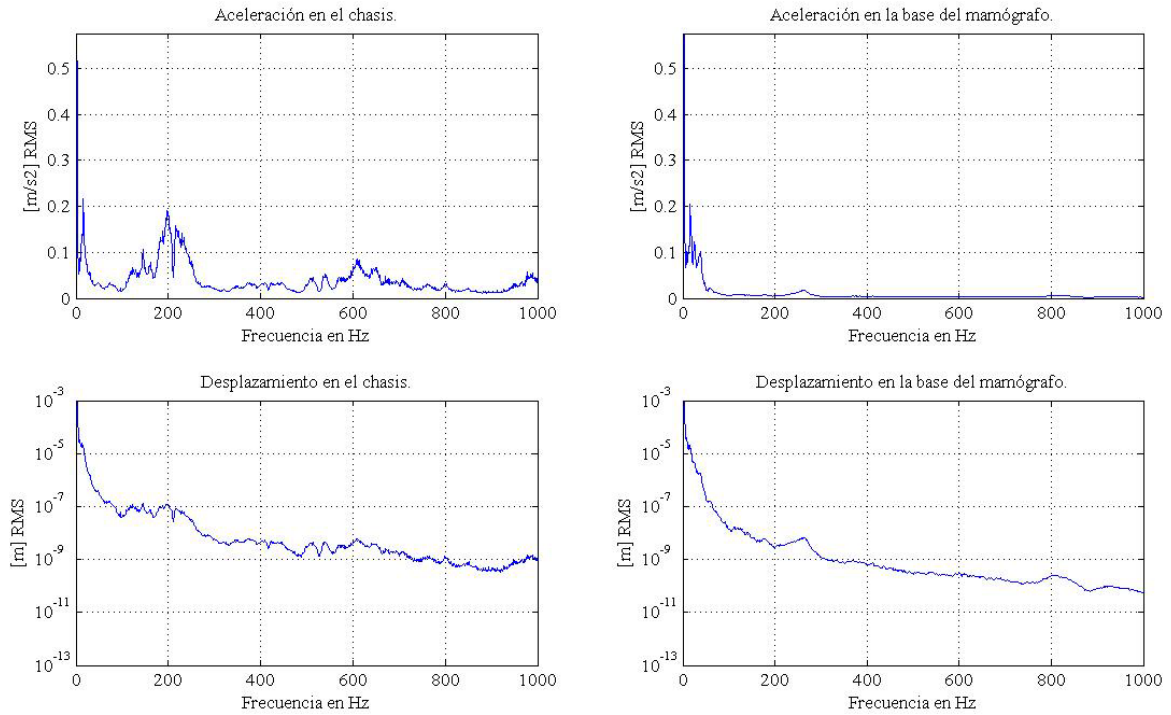


Fig. 3.8. Espectros típicos de vibraciones obtenidos en el chasis del camión y en la base del mastógrafo, medidos en el eje Z durante el traslado de la UMM.

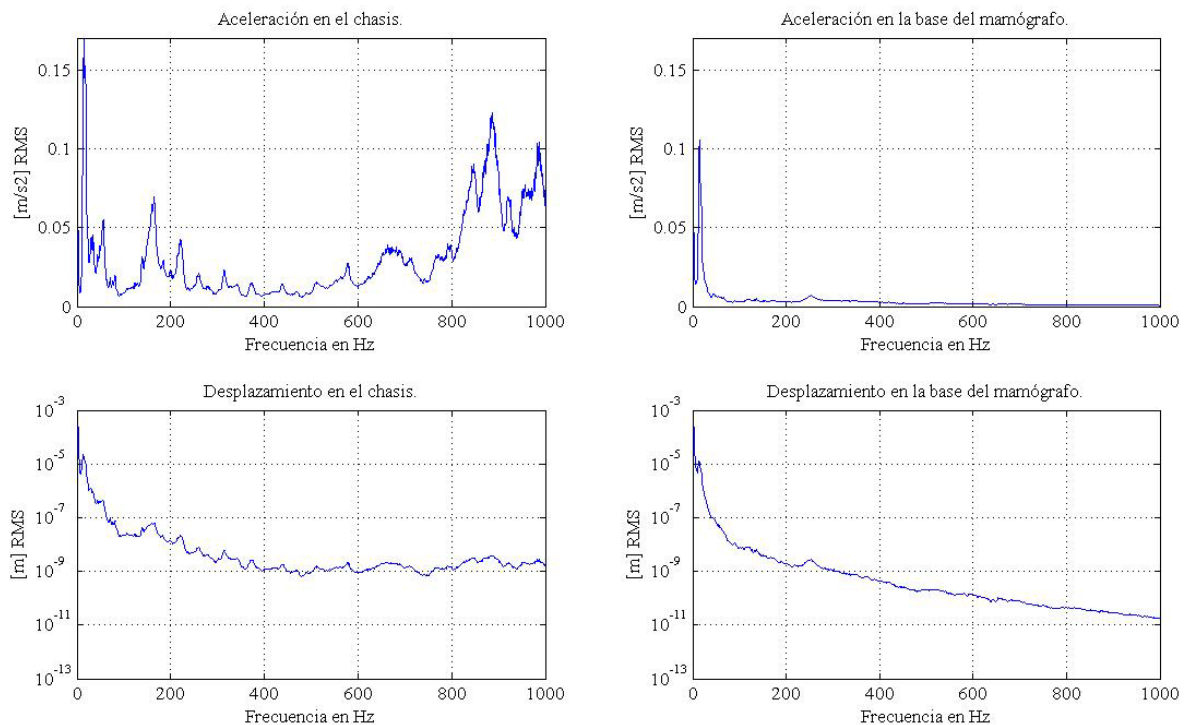


Fig. 3.9. Espectros típicos de vibraciones obtenidos en el chasis del camión y en la base del mastógrafo, medidos en el eje Y durante el traslado de la UMM.

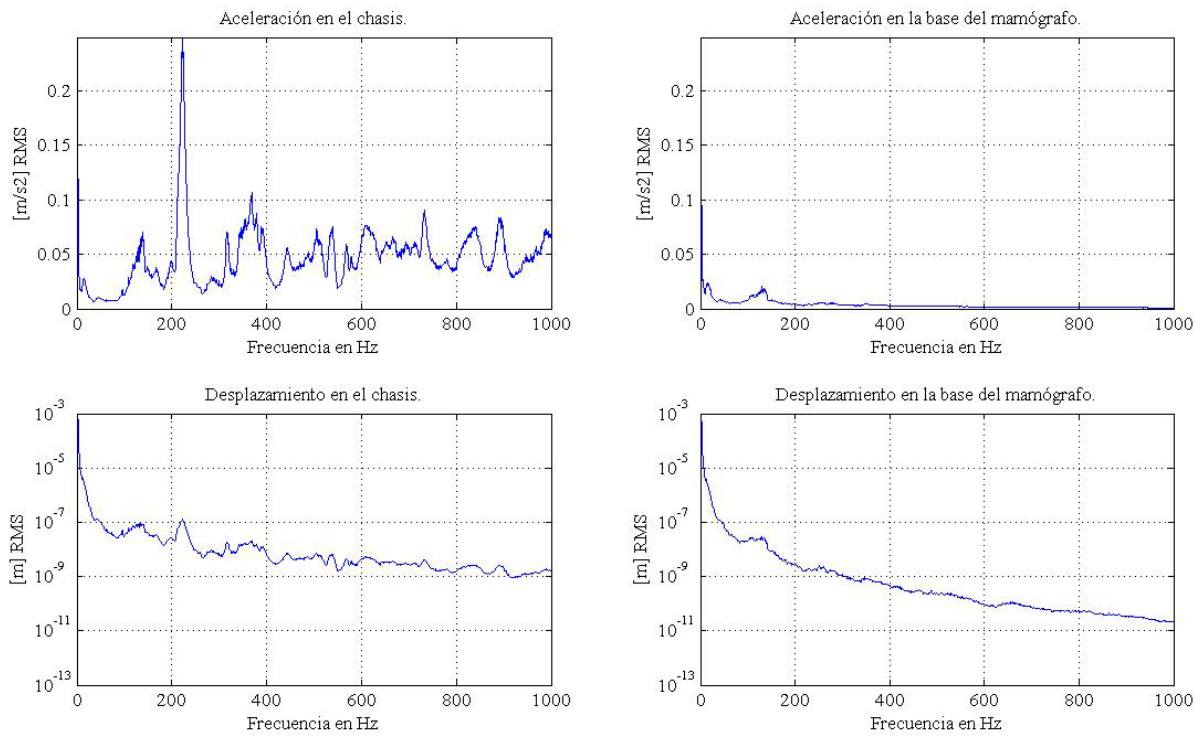


Fig. 3.10. Espectros típicos de vibraciones obtenidos en el chasis del camión y en la base del mastógrafo, medidos en el eje X durante el traslado de la UMM.

b) Mediciones en sitio:

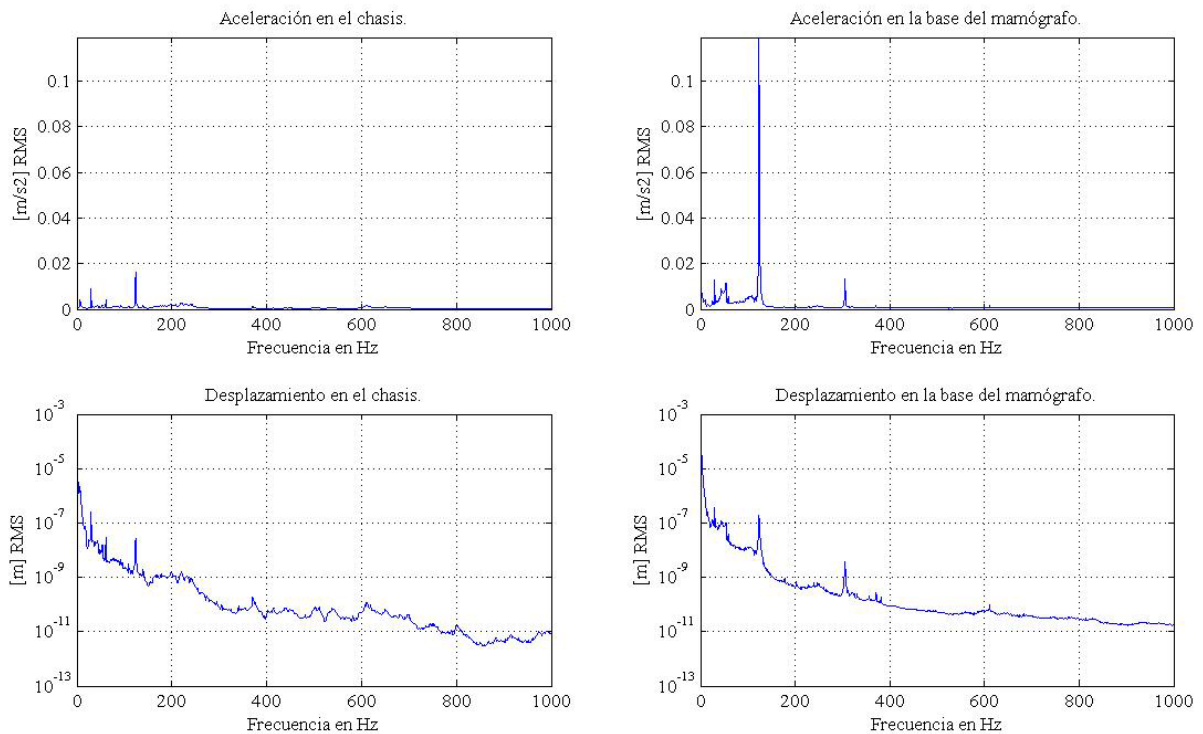


Fig. 3.11. Espectros típicos de vibraciones obtenidos en el chasis del camión y en la base del mastógrafo, medidos en el eje Z durante la estancia de la unidad móvil en la sede.

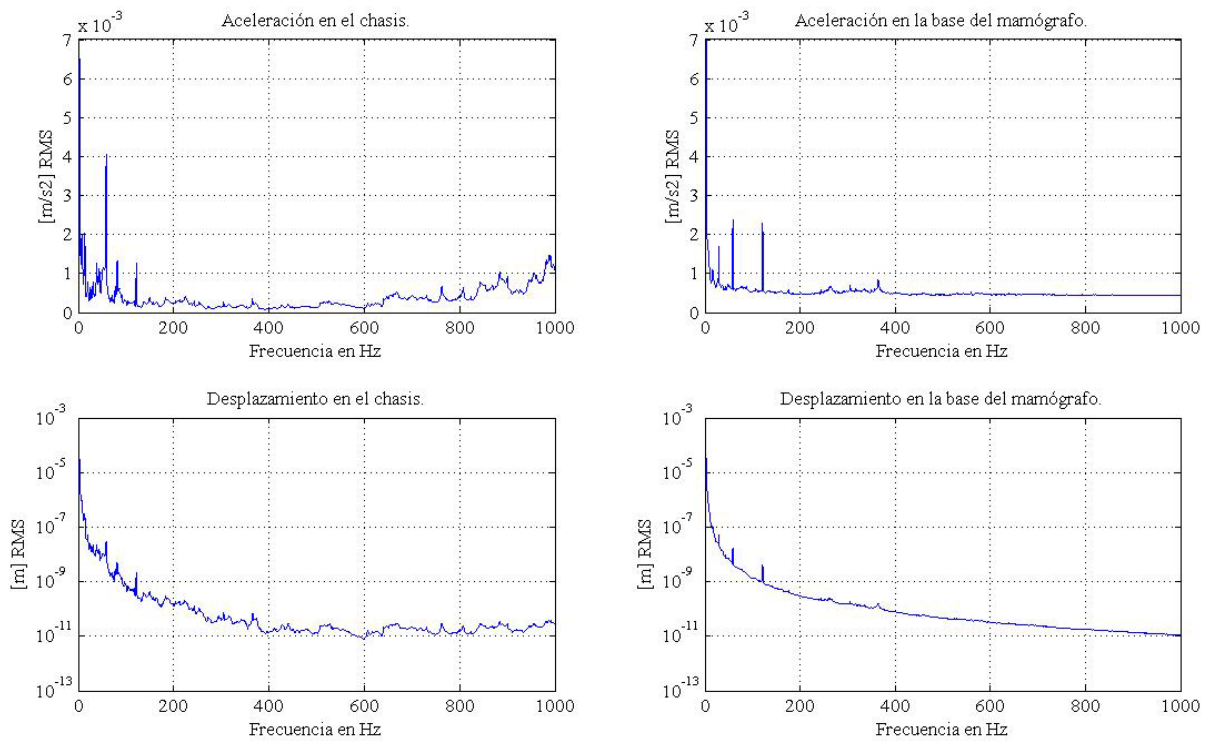


Fig. 3.12. Espectros típicos de vibraciones obtenidos en el chasis del camión y en la base del mastógrafo, medidos en el eje Y durante la estancia de la UMM en la sede.

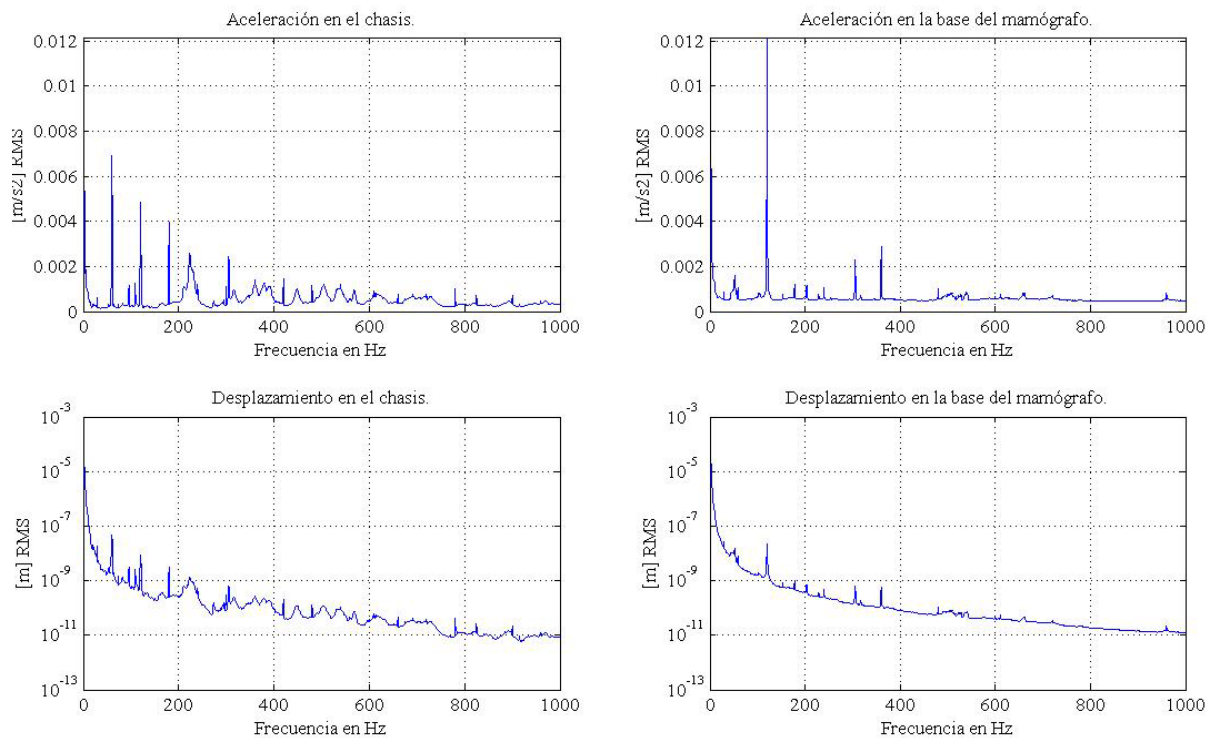


Fig. 3.13. Espectros típicos de vibraciones obtenidos en el chasis del camión y en la base del mastógrafo, medidos en el eje X durante la estancia de la UMM en la sede.

Se puede comentar que para las mediciones realizadas durante el traslado de la UMM y los espectros obtenidos en cada eje, se observa que la forma del espectro de todas las mediciones es muy similar, lo que se puede interpretar como que la manera en que vibra la estructura física del camión es característica en los puntos de medición. Esto puede deberse a que existe una gran cantidad de vibración impulsiva.

Por otra parte, se puede observar que las vibraciones transmitidas del chasis del camión a la base del mastógrafo se atenúan significativamente por arriba de los 50 Hz, aproximadamente, en los tres ejes y debajo de esta frecuencia casi conservan la misma amplitud y composición espectral.

En cuanto a las mediciones en sitio, se puede comentar que aunque la información obtenida es preliminar, es suficiente para formar un panorama de la situación de vibración mecánica a la que están expuestos los mastógrafos en sitio, ya que por un lado, se puede observar que la amplitud de los espectros en cada eje, es mucho menor que la de los espectros obtenidos en traslado, y por otro lado, se presenta una componente a 120 Hz que corresponde al movimiento del cabezal del mastógrafo al posicionarlo para hacer la toma correspondiente.

Como conclusión de los resultados durante el traslado, se puede decir que las vibraciones que se transmiten del chasis del camión a la base del mastógrafo son atenuadas principalmente desde la frecuencia de 50 Hz, aproximadamente, en adelante y es consistente en los tres ejes de medición, además las vibraciones que recibe el mastógrafo aparentemente no son de alta amplitud; sin embargo, la frecuencia a la que se ve el mayor pico en los gráficos de vibración en el eje Z del mastógrafo durante el traslado y que puede tomarse como la frecuencia característica es de **11.717 Hz**.

En cuanto a las mediciones en sitio, las vibraciones medidas son bajas en general y cuando el mastógrafo se está posicionando aparecen picos debidos a la vibración generada por el motor que sube y baja el aro del mastógrafo en las frecuencias múltiplos de 60 Hz, es decir, a la frecuencia de la línea de alimentación y sus armónicos.

Por lo tanto la especificación final de diseño es reducir las amplitudes presentes a la frecuencia característica de 11.717 [Hz] y que son de aproximadamente $0.2 [m/s^2]$; además de reducir las amplitudes presentes dentro del rango de frecuencias de los 11.717 - 50 [Hz], todo esto pensado para el eje Z del mastógrafo. [1, 2, 4]

4. DISEÑO CONCEPTUAL DEL SISTEMA

4.1. Selección del sistema

Para el proceso de selección del sistema ocuparemos una de las herramientas utilizadas en el método de propiedades ponderadas o método lógico digital, la matriz de decisión.

Mediante el uso de esta matriz de decisión, trataremos de encontrar el sistema que mejor se acople a las necesidades de nuestro problema, tomando como sistemas a comparar, los mencionados en el capítulo 2.3. así como sus características.

Esta herramienta se basa en principio, en un determinado número de decisiones obtenidas por un número determinado de propiedades, en nuestro caso, propiedades del sistema.

Las propiedades que tomaremos en cuenta para nuestro proceso de selección son, por una parte, las propiedades relevantes para la resolución de un problema de vibraciones mecánicas y, por otra parte, las propiedades proporcionadas por algunos de los proveedores de sistemas de esta naturaleza; en nuestro caso, la mayoría de las propiedades fueron proporcionadas por la empresa “Acústica Integral”.

Así las propiedades relevantes para nuestro proceso son:

1. Frecuencia de trabajo del sistema.
2. Amortiguamiento respecto al crítico.
3. Porcentaje de aislamiento.
4. Sobrecarga admisible transitoria.
5. Costo por unidad.

El número de decisiones (**N**) estará dado por la siguiente fórmula:

$$N = \frac{n(n-1)}{2} \quad \dots (4.1)$$

Siendo n = número de propiedades, en nuestro caso 5, por lo que:

$$N = \frac{5(5-1)}{2} = \mathbf{10 \text{ decisiones}} \quad \dots (4.2)$$

Es necesario definir dos conceptos más para el siguiente paso, donde se ponderará cada una de las propiedades respecto a las otras; los dos conceptos son:

$$\text{Decisiones positivas} = D.P.$$

$$\alpha = \frac{D.P.}{\Sigma D.P.} \quad \dots (4.3)$$

Ahora, para la matriz de decisión, compararemos cada una de las propiedades con respecto a las demás, ponderándolas de tal forma que, comparándolas una a una, se le

asigne un 1 a la más relevante para nuestro estudio y un 0 a la menos, resultando una matriz como la siguiente:

	1 /2	1 /3	1 /4	1 /5	2 /3	2 /4	2 /5	3 /4	3 /5	4 /5	D.P.	α
1. Frecuencia de trabajo	1	0	1	1							3	0,3
2. Amortiguamiento respecto al crítico	0				0	1	0				1	0,1
3. Porcentaje de aislamiento		1			1			0	1		3	0,3
4. Sobrecarga admisible transitoria			0			0		1		0	1	0,1
5. Costo por unidad				0			1		0	1	2	0,2
											10	

Tabla4.1. Propiedades ponderadas.

Siguiendo con el proceso, definiremos cada una de las propiedades para cada sistema:

	Prop. 1 [Hz]	Prop.2 [%]	Prop. 3 [%]	Prop. 4 [%]	Prop. 5 [\$]
a. Elemento amortiguador	70	30	60	20	2411,32
b. Elemento elástico	40	21,5	95	10	2161,87
c. Mixto	10	21,5	98	18	2868,64

Tabla 4.2. Valores de propiedades para cada sistema.

Para el siguiente paso es necesario definir el factor β , con las siguientes condiciones:

A) Si el mayor valor en magnitud es el mejor, entonces:

$$\beta = \left(\frac{\text{valor numérico de la propiedad}}{\text{valor máximo de la lista}} \right) * 100 \quad \dots (4.5)$$

Este factor es utilizado para las propiedades 2,3 y 4 donde el mejor valor será el de mayor porcentaje.

B) Si el menor valor en magnitud es el mejor, entonces:

$$\beta = \left(\frac{\text{valor mínimo de la lista}}{\text{valor numérico de la propiedad}} \right) * 100 \quad \dots (4.6)$$

Este factor es utilizado para las propiedades 1 y 5 donde el mejor valor será el de menor frecuencia de trabajo o costo.

Entonces la matriz de factores β queda de la siguiente forma:

	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
a. Elemento amortiguador	14,2857143	100	61,2244898	100	100
b. Elemento elástico	25	71,6666667	96,9387755	50	111,538622
c. Mixto	100	71,6666667	100	90	84,0579508

Tabla 4.3. Factores β para cada una de las propiedades y cada uno de los sistemas.

Por último obtendremos el **índice de desempeño del sistema (γ)**:

$$\gamma_i = \sum \beta_i \alpha_i \quad \dots (4.7)$$

Este índice nos arrojará un valor, con el cual podemos seleccionar un sistema sobre los otros, siendo el de mayor valor numérico el mejor, y donde los índices de desempeño de los tres sistemas que elegimos son los siguientes:

$\gamma_{\text{elem. amortiguador}} =$	62,6530612
$\gamma_{\text{elem. elástico}} =$	71,0560237
$\gamma_{\text{mixto}} =$	92,9782568

Tabla 4.4. Índice de desempeño de cada sistema.

Es así que podemos observar claramente que el índice de desempeño del sistema mixto supera a los otros dos sistemas, por lo que desde ahora se trabajará con este sistema para los posteriores pasos. [7]

4.2. Propuesta de diseño

En primera instancia, se tomó en cuenta el proceso de selección, por lo que se pensó en una configuración donde se pudieran utilizar tanto elementos elásticos como elementos amortiguadores.

En segundo lugar, se tomaron en cuenta los requerimientos físicos antes mencionados, de los cuales la geometría de la base fue lo primero, como se puede ver en la Fig. 4.1. y lo siguiente en el proceso, fue considerar la altura, factor determinante para poder realizar una primer propuesta de los elementos a utilizarse, ya que éstos tenían que ser de una altura mínima.

Finalmente, se sugirió una configuración que contara con 3 subsistemas formados, cada uno por 4 elementos amortiguadores y 1 elemento elástico; colocando el primero de éstos subsistemas de forma simétrica donde se encuentra el vástago del mastógrafo, considerando que el diseño del mastógrafo se hizo pensando en ser una estructura estable, y los siguientes dos subsistemas abarcando el resto del área de la base del mastógrafo. (Fig. 4.1.)

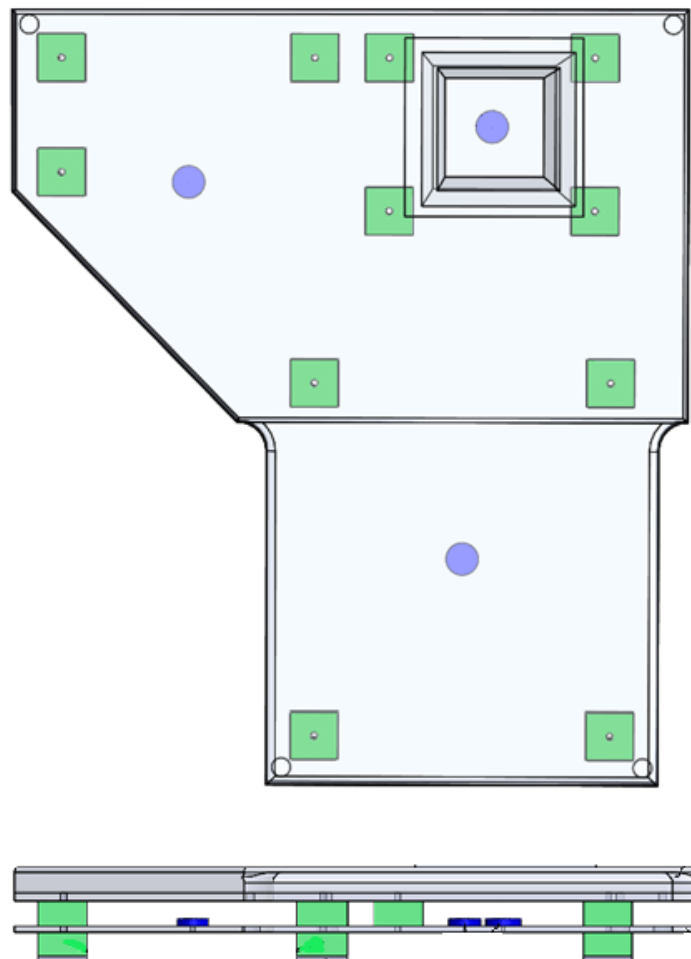


Fig. 4.1. Vista de planta y frontal de la propuesta de configuración de sistema antivibratorio, donde los cuadros verdes representan amortiguadores y los círculos azules representan resortes.

4.3. Análisis de transmisibilidad con base en la propuesta de diseño

4.3.1. Idealización del modelo

Para esta idealización tomaremos en cuenta un modelo clásico de vibración forzada con amortiguamiento viscoso de un grado de libertad (Fig. 4.2.).

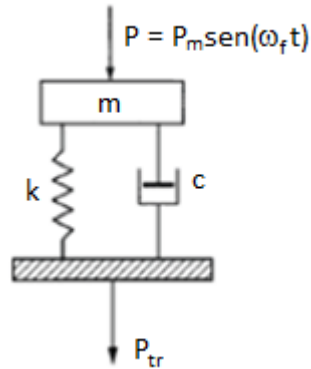


Fig. 4.2. Modelo clásico de vibración forzada.

Para nuestro caso de estudio, nos interesa conocer las analogías de los sistemas mecánicos con los sistemas eléctricos (Tabla 4.5).

Sistema mecánico	Sistema eléctrico
m Masa	L Inductancia
c Coeficiente de amortiguamiento viscoso	R Resistencia
k Constante elástica del resorte	1/C Capacitancia inversa
x Desplazamiento o elongación	Q Carga
v Velocidad	i Corriente
P Fuerza aplicada	E F.E.M. aplicada

Tabla 4.5. Analogía entre un sistema mecánico y un circuito eléctrico.

Es así que conociendo estas relaciones, podemos convertir nuestro modelo de sistema mecánico en un circuito eléctrico (Fig. 4.3.). [9, 16]

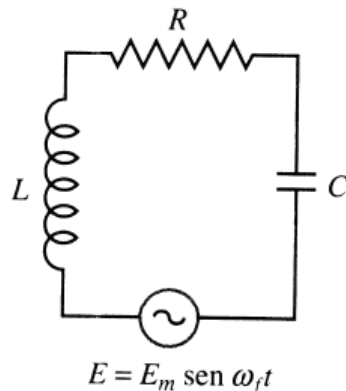


Fig. 4.3. Circuito análogo al sistema mecánico de la Fig. 4.2.

Por lo que conociendo el arreglo propuesto en el capítulo anterior, sabemos que el sistema que está compuesto por un subsistema de tres resortes, utilizando la analogía eléctrica, se comportará como un subsistema de tres capacitores, siendo que los capacitores en serie tienen una equivalencia de capacitancia de la siguiente forma:

$$C_{Equivalente} = \frac{1}{\sum_{k=1}^n C_k} \dots(4.8)$$

Teniendo en cuenta la analogía de la Tabla 4.3. la constante elástica equivalente del sistema será igual a:

$$k_{Equivalente} = \sum_{k=1}^n k_k \dots(4.9)$$

Además de esto, se cuenta con el dato del proveedor de los amortiguadores de una relación de amortiguamiento, es así que, recordando la ecuación 2.18 para la relación de amortiguamiento:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k * m}}$$

obtenemos la ecuación necesaria para la obtención de la constante de amortiguamiento equivalente del sistema:

$$c_{Equivalente} = \zeta * 2\sqrt{k_{equivalente} * m} \dots(4.10)$$

Resultando así un modelo idealizado (Fig. 4.4.).

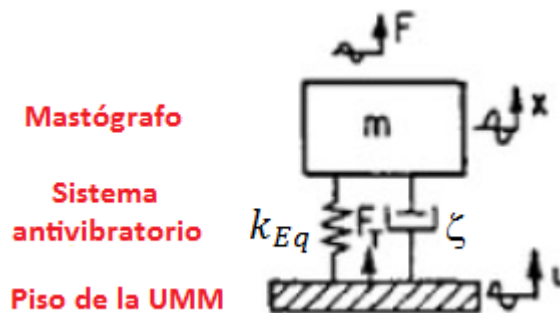


Fig. 4.4. Modelo idealizado del sistema.

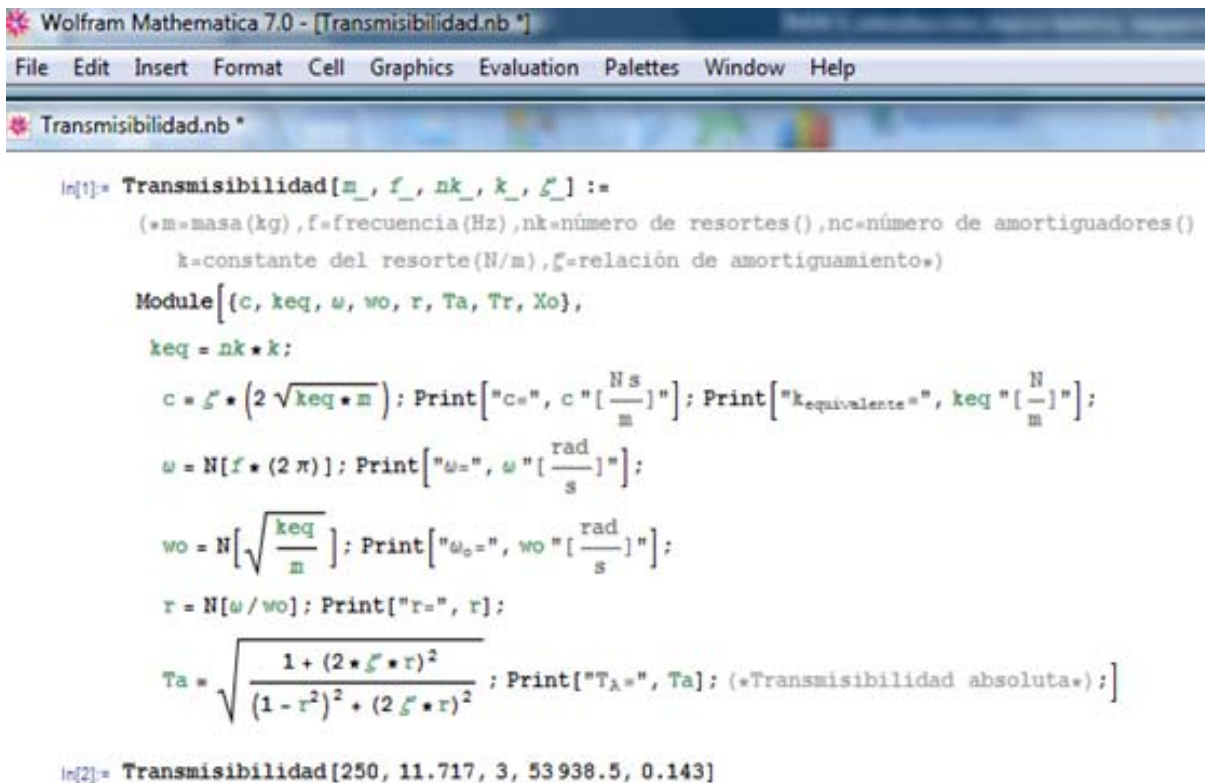
4.3.2. Análisis de transmisibilidad

Para este análisis se consideró todo lo mencionado en el capítulo 2, principalmente el apartado 2.2.4. y se utilizarán las ecuaciones 2.14, 2.15, 4.9 y 4.10.

Además se tomaron en cuenta todas las variables conocidas en nuestro problema, siendo éstas:

1. Masa del sistema (en nuestro caso, la masa del mastógrafo) = **250[Kg]**
2. Frecuencia característica (Requerimientos funcionales Capítulo 3.2.) = **11.717[Hz]**
3. Constante elástica para 1 resorte (dato de proveedor) = **53938.5 [N/m]**
4. Relación de amortiguamiento (dato del proveedor de los amortiguadores) = **0.143**
5. Número de resortes en el sistema (dado por la propuesta de configuración) = **3**

Con todos estos datos se realizó una programación de las ecuaciones representativas para obtener como resultado la transmisibilidad absoluta y la relación de frecuencias, además se construyeron las curvas características de nuestro sistema (Fig4.5. y Fig4.6.).



```

Wolfram Mathematica 7.0 - [Transmisibilidad.nb *]
File Edit Insert Format Cell Graphics Evaluation Palettes Window Help
Transmisibilidad.nb *

In[1]:= Transmisibilidad[m_, f_, nk_, k_, z_] :=
(*m=masa(kg), f=frecuencia(Hz), nk=número de resortes(), nc=número de amortiguadores()
k=constante del resorte(N/m), z=relación de amortiguamiento*)
Module[{c, keq, w, wo, r, Ta, Tr, Xo},
keq = nk * k;
c = z * (2 * Sqrt[keq * m]); Print["c=", c "[ N s / m ]"]; Print["k equivalente=", keq "[ N / m ]"];
w = N[f * (2 * Pi)]; Print["w=", w "[ rad / s ]"];
wo = N[Sqrt[keq / m]]; Print["wo=", wo "[ rad / s ]"];
r = N[w / wo]; Print["r=", r];
Ta = Sqrt[(1 + (2 * z * r)^2) / ((1 - r^2)^2 + (2 * z * r)^2)]; Print["TA=", Ta]; (*Transmisibilidad absoluta*);]

In[2]:= Transmisibilidad[250, 11.717, 3, 53938.5, 0.143]

```

Fig. 4.5. Programa para obtener los valores de transmisibilidad y relación de frecuencias para el valor característico medido en la UMM.

Siendo los resultados más relevantes obtenidos los de transmisibilidad absoluta y relación de frecuencias:

$$T_A = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} = 0.2463 \qquad r = \frac{\omega}{\omega_0} = 2.89372$$

Contando con estos primeros datos, se construyó la curva característica del sistema antivibratorio propuesto; teniendo como base los datos antes mencionados.

m=	250	[Kg]
k=	53938,5	[N/m]
nk=	3	
ζ=	0,143	

Tabla 4.6. Datos conocidos del sistema.

Finalmente, con una secuencia de datos de frecuencia que van de 0.25-14 (Hz) se obtuvieron los puntos de la curva característica de Transmisibilidad - Relación de frecuencias de excitación y natural.

f [Hz]	r = ω/ω_o	T_A = F_T / F_o
0,25	0,061741863	1,02139194
0,5	0,123483726	1,05067208
0,75	0,18522559	1,08874706
1	0,246967453	1,1369633
1,25	0,308709316	1,1972442
1,5	0,370451179	1,27230709
1,75	0,432193042	1,36600536
2	0,493934906	1,4838723
2,25	0,555676769	1,63399519
2,5	0,617418632	1,82842052
2,75	0,679160495	2,08532542
3	0,740902359	2,4317892
3,25	0,802644222	2,90404439
3,5	0,864386085	3,52707156
3,75	0,926127948	4,20683182
4	0,987869811	4,52299432
4,25	1,049611675	4,10227379
4,5	1,111353538	3,3333648
4,75	1,173095401	2,64961003
5	1,234837264	2,13910167
5,25	1,296579127	1,76761849
5,5	1,358320991	1,49290079
5,75	1,420062854	1,28448985
6	1,481804717	1,12231429
6,25	1,54354658	0,99321215
6,5	1,605288444	0,88838931
6,75	1,667030307	0,80182154
7	1,72877217	0,72927594
7,25	1,790514033	0,66770643
7,5	1,852255896	0,61487285
7,75	1,91399776	0,56909513
8	1,975739623	0,52909099
8,25	2,037481486	0,49386621
8,5	2,099223349	0,46263895
8,75	2,160965212	0,43478653
9	2,222707076	0,40980726
9,25	2,284448939	0,3872927
9,5	2,346190802	0,36690718
9,75	2,407932665	0,34837238
10	2,469674529	0,33145574
10,25	2,531416392	0,31596148
10,5	2,593158255	0,30172368
10,75	2,654900118	0,28860083
11	2,716641981	0,27647158
11,25	2,778383845	0,26523124
11,5	2,840125708	0,25478912
11,75	2,901867571	0,24506623
12	2,963609434	0,23599347
12,25	3,025351297	0,22751018
12,5	3,087093161	0,21956288
12,75	3,148835024	0,21210424
13	3,210576887	0,20509225
13,25	3,27231875	0,19848949
13,5	3,334060614	0,19226252
13,75	3,395802477	0,18638138
14	3,45754434	0,18081916

Tabla 4.7. Datos para la construcción de la curva característica del sistema antivibratorio.

En esta última tabla, se pueden apreciar claramente dos zonas importantes. La primera de éstas, es a la cual la transmisibilidad toma su valor más alto (a los 4 [Hz] de frecuencia de excitación) siendo éste el punto crítico de nuestro sistema de aislamiento, ya que es en éste punto donde el sistema tomará un rol de amplificador, en vez de reductor.

La segunda zona de interés se localiza en el rango donde se encuentra la frecuencia de excitación característica del problema (requerimientos funcionales 11.717 [Hz]); es decir el rango entre los 11.5-11.75 [Hz].

Es así que se construye una curva, en donde el eje de las abscisas es la relación de frecuencias y el eje de las ordenadas es la transmisibilidad absoluta, remarcando como un punto importante el que se obtiene con el dato de la frecuencia característica del problema.

$$T_A = \frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} = 0.2463$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_0} = 2.89372$$

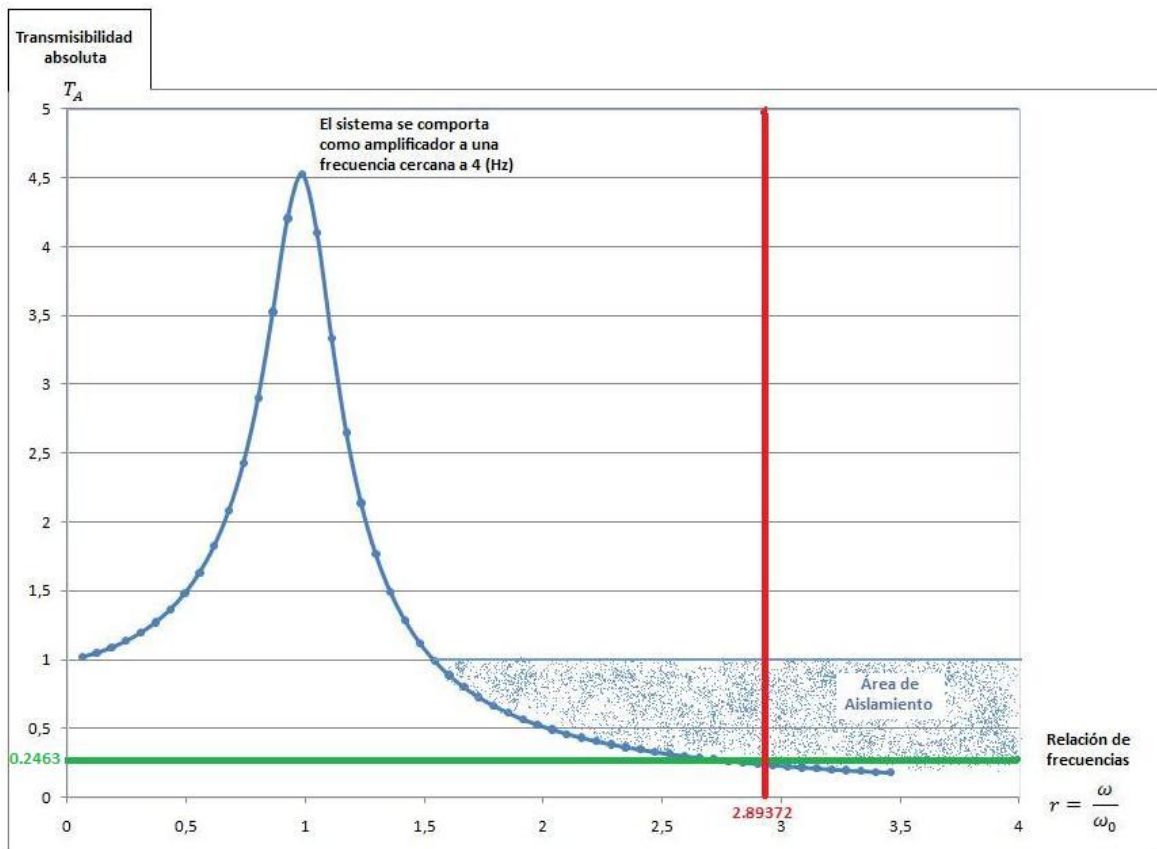


Fig. 4.6. Curva característica del sistema de aislamiento de vibraciones.

Igualmente se construyeron los gráficos de los otros dos factores importantes para la construcción de un sistema antivibratorio: Transmisibilidad relativa y respuesta en movimiento, ambas con respecto a la relación de frecuencias.

f (Hz)	$r=\omega/\omega_0$	T_R
0,25	0,06174186	0,00382604
0,5	0,12348373	0,01547439
0,75	0,18522559	0,03547408
1	0,24696745	0,06477171
1,25	0,30870932	0,10484247
1,5	0,37045118	0,15787697
1,75	0,43219304	0,2270876
2	0,49393491	0,31721179
2,25	0,55567677	0,43535192
2,5	0,61741863	0,59239782
2,75	0,6791605	0,80542868
3	0,74090236	1,10149311
3,25	0,80264422	1,52160181
3,5	0,86438608	2,11294738
3,75	0,92612795	2,85266221
4	0,98786981	3,44157849
4,25	1,04961167	3,47596569
4,5	1,11135354	3,12408102
4,75	1,1730954	2,73025376
5	1,23483726	2,41046383
5,25	1,29657913	2,16773225
5,5	1,35832099	1,98379232
5,75	1,42006285	1,84211981
6	1,48180472	1,73080693
6,25	1,54354658	1,64165019
6,5	1,60528844	1,56899192
6,75	1,66703031	1,50886941
7	1,72877217	1,45845209
7,25	1,79051403	1,41567718
7,5	1,8522559	1,37901246
7,75	1,91399776	1,34729961
8	1,97573962	1,31964881
8,25	2,03748149	1,29536645
8,5	2,09922335	1,27390474
8,75	2,16096521	1,2548258
9	2,22270708	1,23777581
9,25	2,28444894	1,22246602
9,5	2,3461908	1,20865865
9,75	2,40793267	1,19615628
10	2,46967453	1,18479373
10,25	2,53141639	1,17443182
10,5	2,59315825	1,16495253
10,75	2,65490012	1,15625519
11	2,71664198	1,14825342
11,25	2,77838384	1,14087275
11,5	2,84012571	1,13404865
11,75	2,90186757	1,12772494
12	2,96360943	1,12185254
12,25	3,0253513	1,11638835
12,5	3,08709316	1,11129442
12,75	3,14883502	1,1065372
13	3,21057689	1,10208694
13,25	3,27231875	1,09791716
13,5	3,33406061	1,09400424
13,75	3,39580248	1,09032705
14	3,45754434	1,08686661

Tabla 4.8. Datos para la construcción de la curva característica de transmisibilidad relativa del sistema antivibratorio.

Es así que se obtuvo el siguiente gráfico.

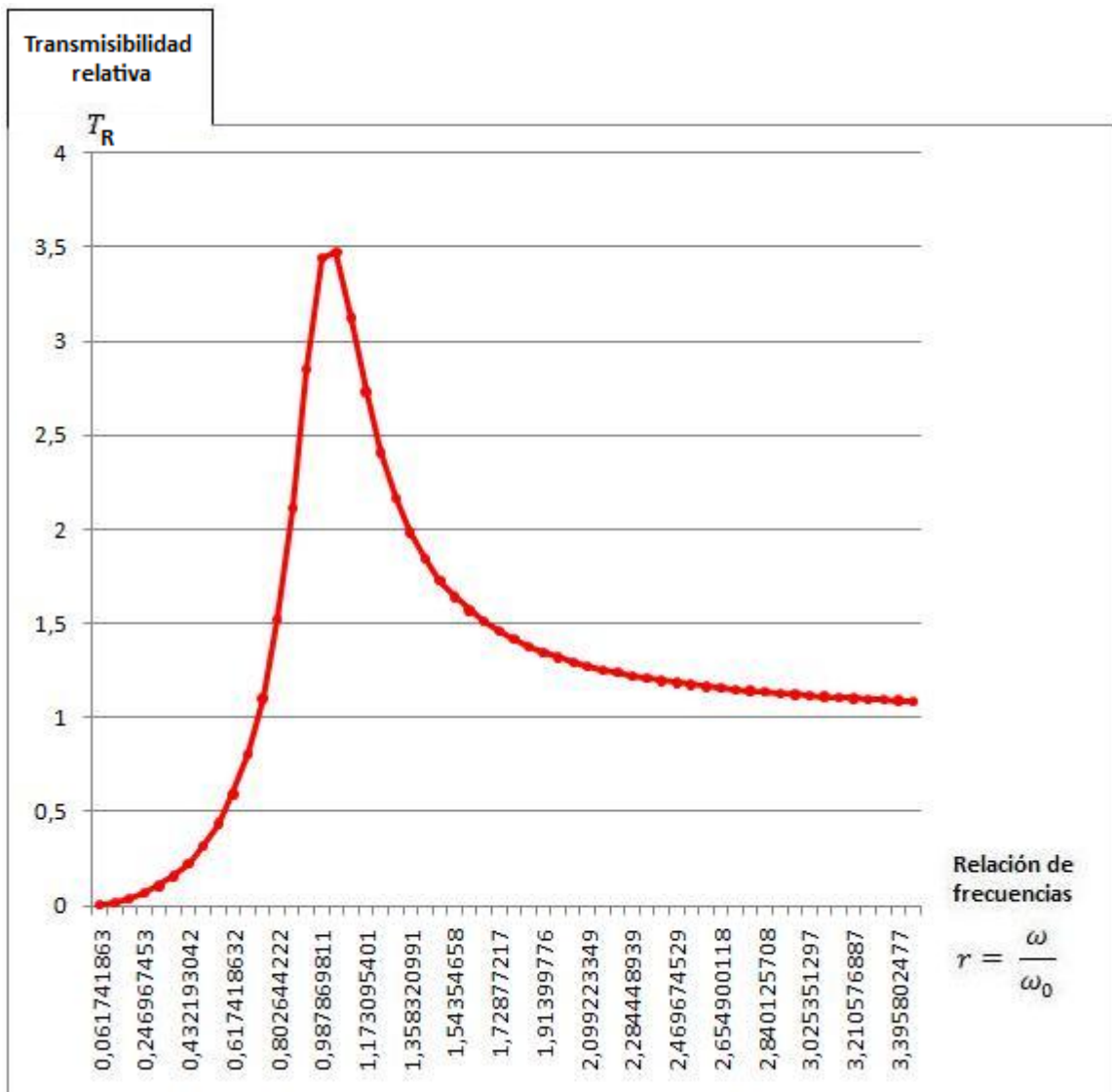


Fig. 4.7. Curva característica de transmisibilidad relativa del sistema de aislamiento de vibraciones.

f (Hz)	$r=\omega/\omega_0$	$X_0 / (F_0/k)$
0,25	0,06174186	1,00366898
0,5	0,12348373	1,01483193
0,75	0,18522559	1,03397284
1	0,24696745	1,06195459
1,25	0,30870932	1,10011417
1,5	0,37045118	1,15042108
1,75	0,43219304	1,2157321
2	0,49393491	1,30019916
2,25	0,55567677	1,40992491
2,5	0,61741863	1,55401064
2,75	0,6791605	1,74615286
3	0,74090236	2,00659548
3,25	0,80264422	2,3618638
3,5	0,86438608	2,82795926
3,75	0,92612795	3,32589373
4	0,98786981	3,52661663
4,25	1,04961167	3,15513666
4,5	1,11135354	2,52940175
4,75	1,1730954	1,9839757
5	1,23483726	1,58081542
5,25	1,29657913	1,28945914
5,5	1,35832099	1,07520526
5,75	1,42006285	0,91348777
6	1,48180472	0,7882549
6,25	1,54354658	0,68903477
6,5	1,60528844	0,60885594
6,75	1,66703031	0,54295603
7	1,72877217	0,48799643
7,25	1,79051403	0,44157937
7,5	1,8522559	0,40194462
7,75	1,91399776	0,36777426
8	1,97573962	0,33806402
8,25	2,03748149	0,31203643
8,5	2,09922335	0,28908107
8,75	2,16096521	0,26871251
9	2,22270708	0,25054026
9,25	2,28444894	0,23424692
9,5	2,3461908	0,21957203
9,75	2,40793267	0,20630001
10	2,46967453	0,19425102
10,25	2,53141639	0,1832739
10,5	2,59315825	0,1732408
10,75	2,65490012	0,16404286

11	2,71664198	0,15558687
11,25	2,77838384	0,14779261
11,5	2,84012571	0,14059069
11,75	2,90186757	0,13392079
12	2,96360943	0,12773027
12,25	3,0253513	0,12197299
12,5	3,08709316	0,11660835
12,75	3,14883502	0,11160052
13	3,21057689	0,10691772
13,25	3,27231875	0,10253175
13,5	3,33406061	0,09841743
13,75	3,39580248	0,09455227
14	3,45754434	0,09091609

Tabla 4.9. Datos para la construcción de la curva característica de respuesta en movimiento del sistema antivibratorio.

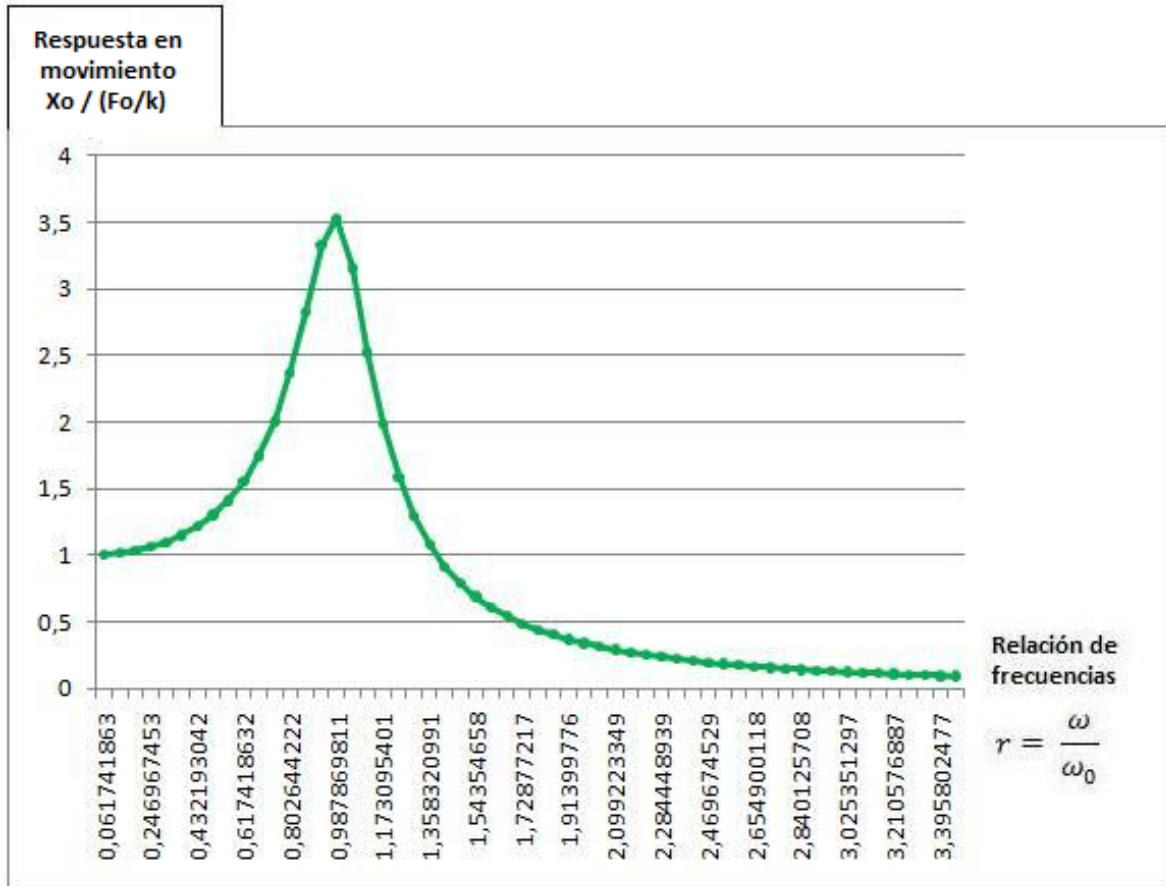


Fig. 4.8. Curva característica de respuesta en movimiento del sistema de aislamiento de vibraciones.

5. DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA

En esta etapa se adecuarán tanto los análisis de transmisibilidad, como el proceso de selección de componentes para llegar a un primer sistema físico tangible, el cual tiene la ventaja de poder ser sujeto a procesos experimentales en condiciones muy cercanas o iguales a las que está siendo sometido el mastógrafo a bordo de la UMM y así corroborar los datos obtenidos previamente en la teoría. En este apartado se podrán apreciar las imágenes de las piezas que conforman el sistema antivibratorio. Todos los planos de construcción de las piezas, así como las hojas de datos técnicos de los elementos del sistema que se adquirieron mediante un proveedor, pueden apreciarse en los apéndices A y B.

5.1. Partes del prototipo

El sistema está compuesto por siete elementos principales, divididos a su vez, en dos grupos.

1. Partes a manufacturar:
 - a. Soporte del sistema antivibratorio.
 - b. Base del sistema antivibratorio (hará la función del piso de la UMM).
 - c. Pernos para montar los resortes.
 - d. Base para montar los amortiguadores.
2. Piezas adquiridas:
 - a. Resortes.
 - b. Amortiguadores.
 - c. Tornillos, rondanas y tuercas.

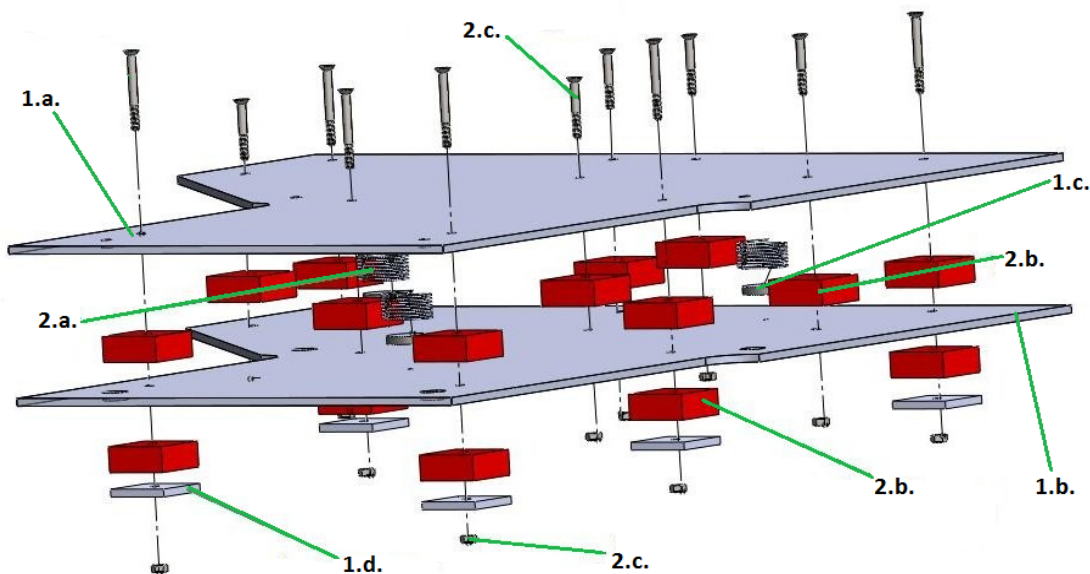


Fig. 5.1. Vista frontal del diseño mostrando sus principales elementos.

5.1.1. Partes a manufacturar

1.a. Soporte del sistema antivibratorio

Esta pieza se construyó a partir de una placa de acero inoxidable tipo AISI 304 de $\frac{1}{4}$ " y con ayuda del proceso de mecanizado de corte por chorro de agua, el cual está basado en el principio de hacer impactar agua mezclada con arena abrasiva a gran presión y velocidad sobre un material para lograr un corte; este método tiene la ventaja sobre otro tipo de corte, de que al ser un corte en frío, el material no sufre cambios en sus propiedades mecánicas debidas al choque térmico.

Cabe destacar que la maquina cortadora por chorro de agua que se usó y que se encuentra en el CCADET, es un modelo de la marca FLOWwaterjet que trabaja a una presión de 60,000 [psi] y alcanza una velocidad de salida del chorro mayor a 3 [M].

Finalmente, se realizó un avellanado a la placa, para poder sujetar sus partes con tornillos planos y de ese modo no interferir con la parte baja de la base del mastógrafo.

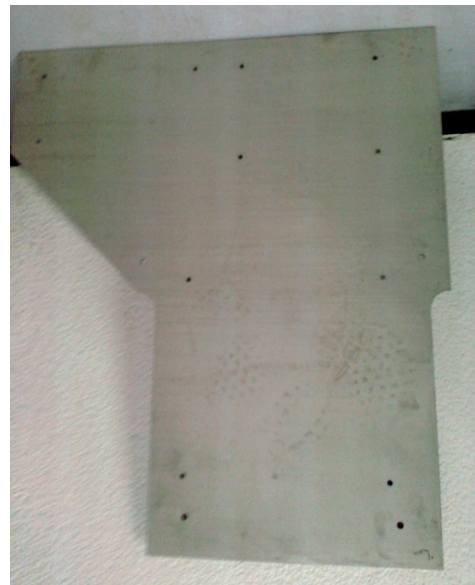
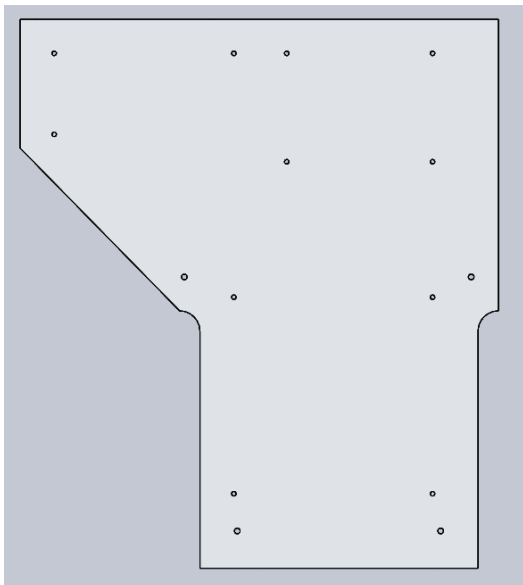


Fig. 5.2. Fotografía del proceso de corte del soporte del sistema mediante corte por chorro de agua. Dibujo y fotografía de la parte física del soporte del sistema.

1.b. Base del sistema antivibratorio

Esta pieza se construyó a partir de una placa de acero inoxidable tipo AISI 304 de $\frac{1}{4}$ " y con ayuda del proceso de mecanizado de corte por chorro de agua. Además tiene el fin de simular el piso de la UMM en el prototipo.

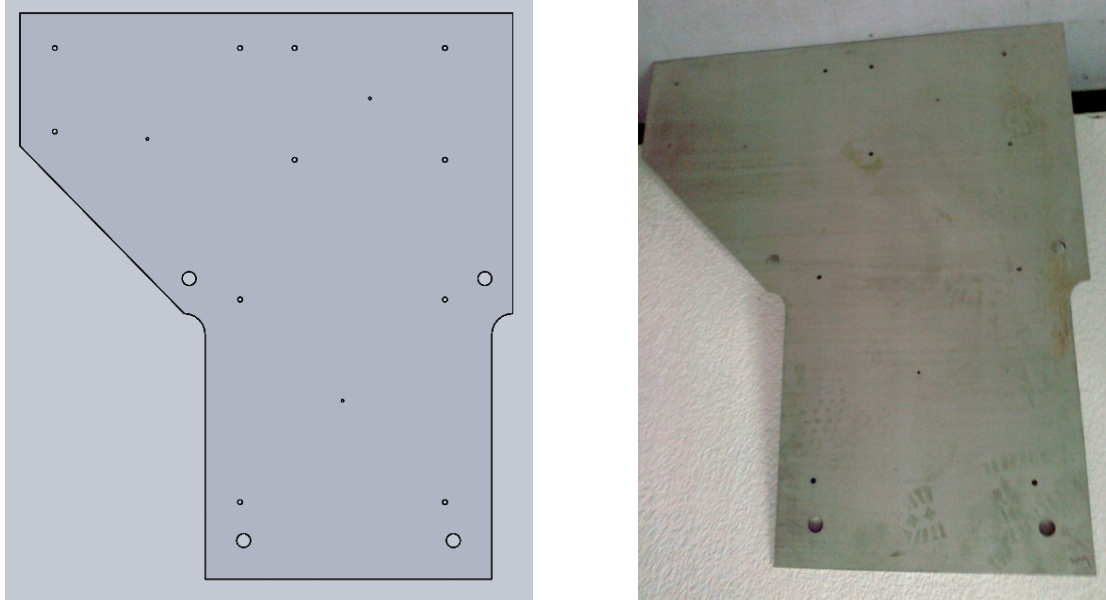


Fig. 5.3. Dibujo y fotografía de la parte física de la base del sistema antivibratorio.

1.c. Pernos para montar los resortes

Estas piezas se construyeron a partir de una placa de acero inoxidable tipo AISI 304 de $\frac{1}{4}$ " y con ayuda del proceso de mecanizado de corte por chorro de agua. Además tienen el fin de ser el soporte para los resortes que se montarán en el sistema.

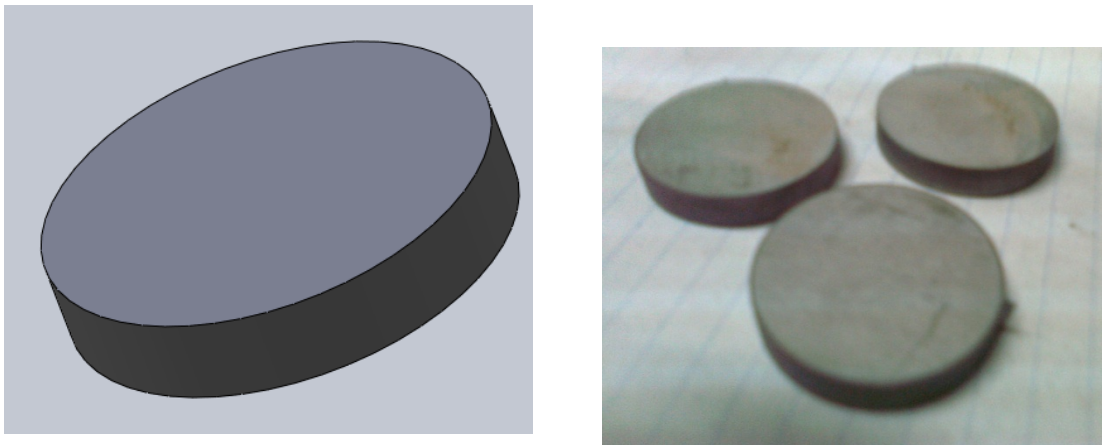


Fig. 5.4. Dibujo y fotografía de las partes físicas de los pernos donde se montarán los resortes.

1.d. Base para montar los amortiguadores

Estas piezas se construyeron a partir de una placa de acero inoxidable tipo AISI 304 de $\frac{1}{4}$ " y con ayuda del proceso de mecanizado de corte por chorro de agua. Además tienen el fin de ser el soporte de los amortiguadores que serán montados debajo del piso del camión, en nuestro caso, debajo de la base del sistema.

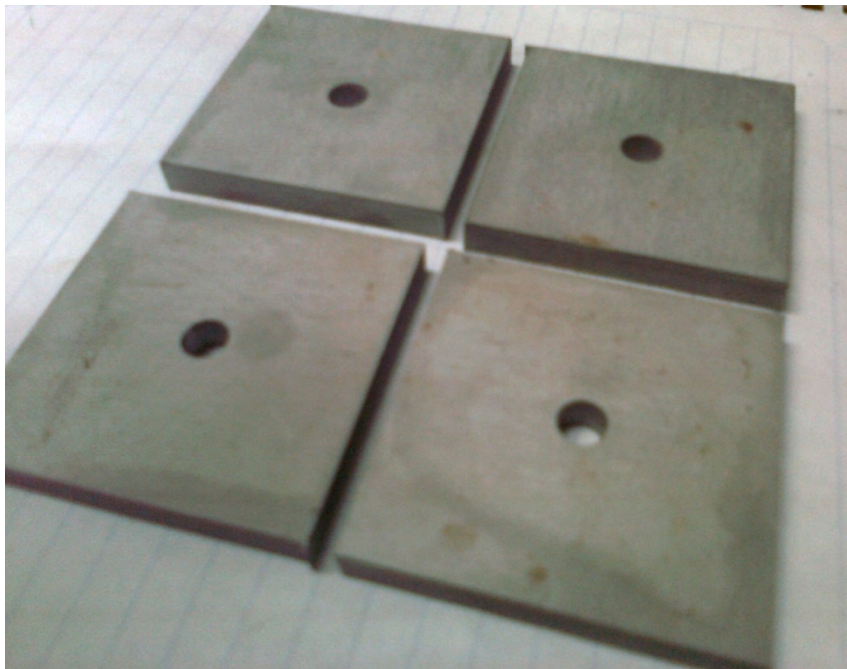
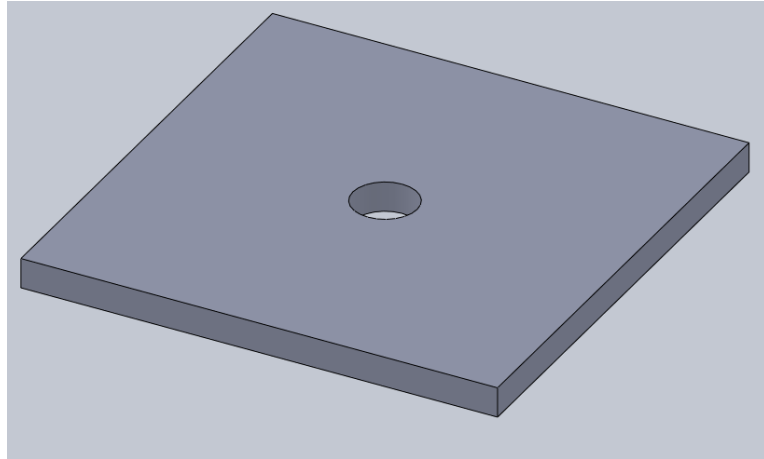


Fig. 5.5. Dibujo y fotografía de las partes físicas de las bases donde se montarán los amortiguadores.

5.1.2. Piezas adquiridas

2.a. Resortes

Estos resortes se adquirieron en una presentación de nueva tecnología (Resorte ondulado REDUX®) hechos de acero inoxidable y que tienen las mismas propiedades que los resortes convencionales a compresión, con la diferencia de que pueden ser utilizados en ambientes de espacio reducido, lo que en nuestro caso es muy importante; estos resortes reducen de un 30% a un 50% el espacio de la altura comprimida con respecto a resortes convencionales.

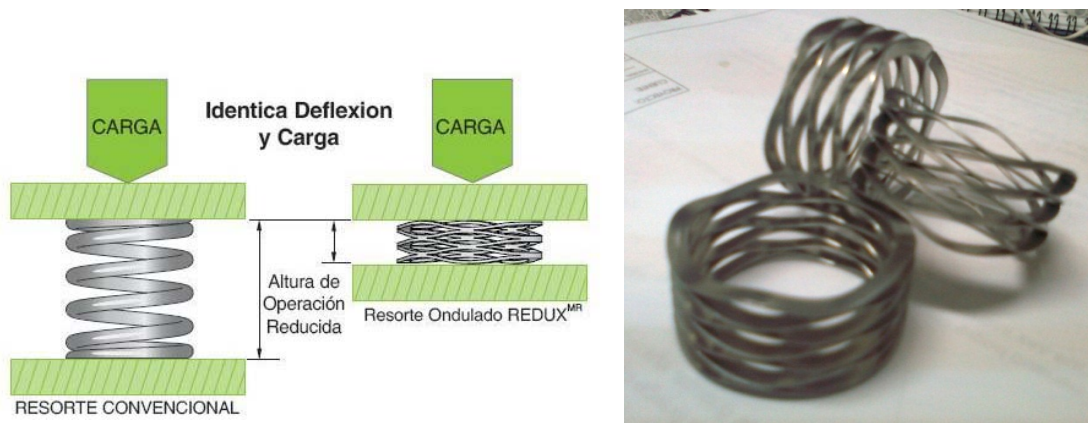


Fig. 5.6. Imagen y fotografía de los resortes ondulados.

2.b. Amortiguadores

Estas piezas se adquirieron en una presentación de un planchón de almohadillas con 81 módulos de un material compuesto de nitrilo y neopreno, de los cuales se ocuparan 17 para el prototipo y harán la función de amortiguamiento del sistema cubriendo con los requerimientos del diseño.

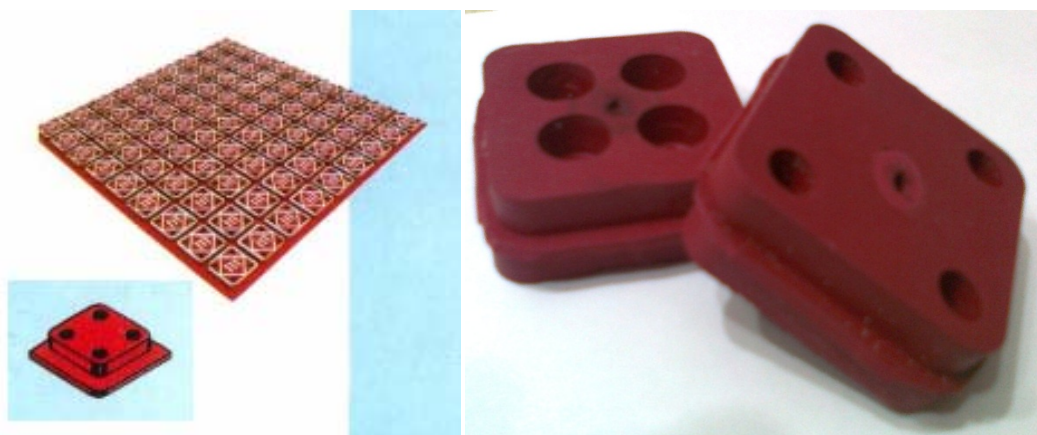


Fig. 5.7. Imagen y fotografía de los módulos que harán la función de amortiguamiento.

2.c. Tornillos, rondanas y tuercas

Estas piezas serán los elementos de sujeción del sistema, el total de estos elementos son:

- 6 tornillos planos Allen de $\frac{1}{4}$ " y 3" de largo.
- 5 tornillos planos Allen de $\frac{1}{4}$ " y 2" de largo.
- 11 juegos de rondanas de presión y tuercas hexagonales estándar.

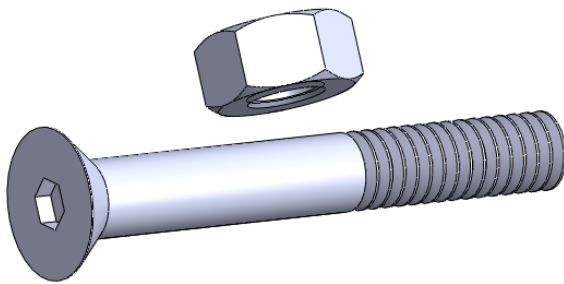


Fig.5.8. Tornillos planos Allen y juegos de rondanas y tuercas.

5.2. Ensamble del prototipo

Aquí se presentarán de forma gráfica algunas vistas del ensamble del sistema antivibratorio; en primera instancia, algunas vistas del dibujo hecho en SolidWorks (Fig.5.9. y Fig. 5.10.) y después fotografías del ensamble del prototipo.

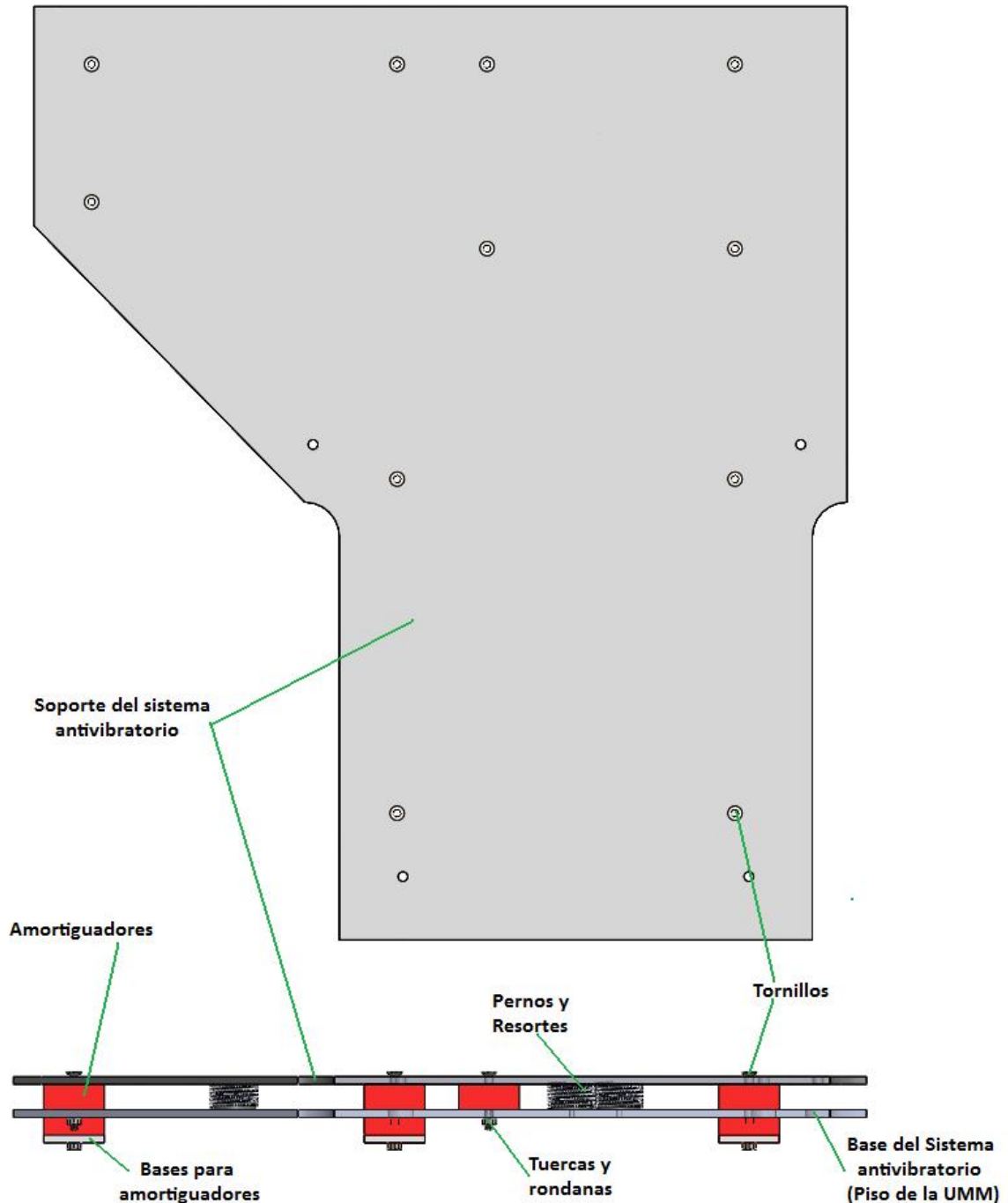


Fig.5.9. Vistas superior y frontal del ensamble del sistema antivibratorio.

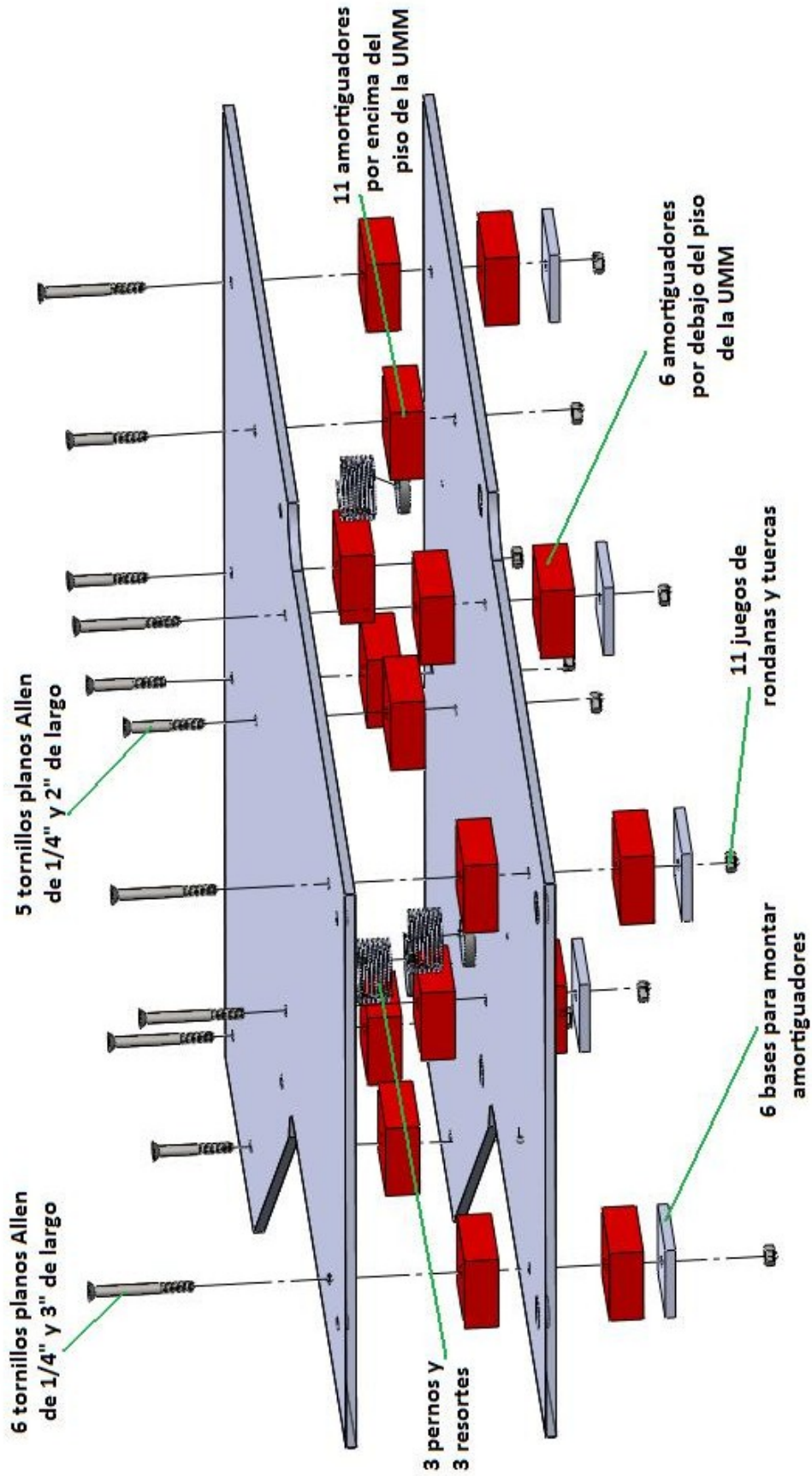


Fig. 5.10. Vista explosionada del ensamble.

Proceso de ensamble

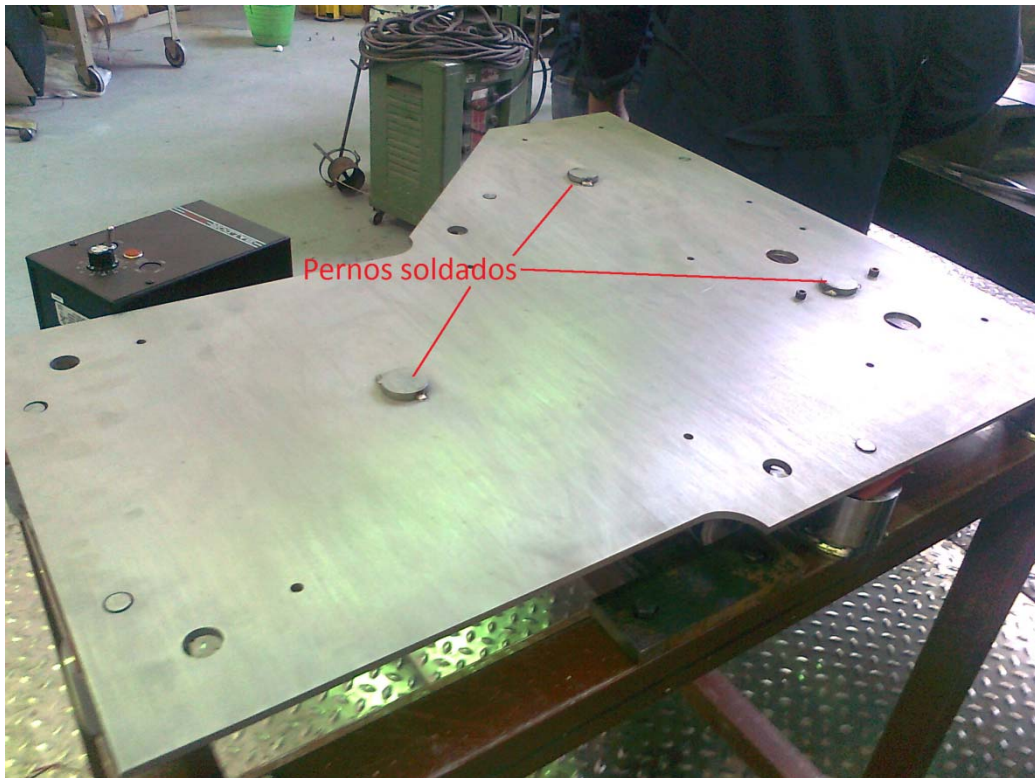


Fig. 5.11. Primer paso del ensamble del sistema (soldado de pernos a la base del sistema).

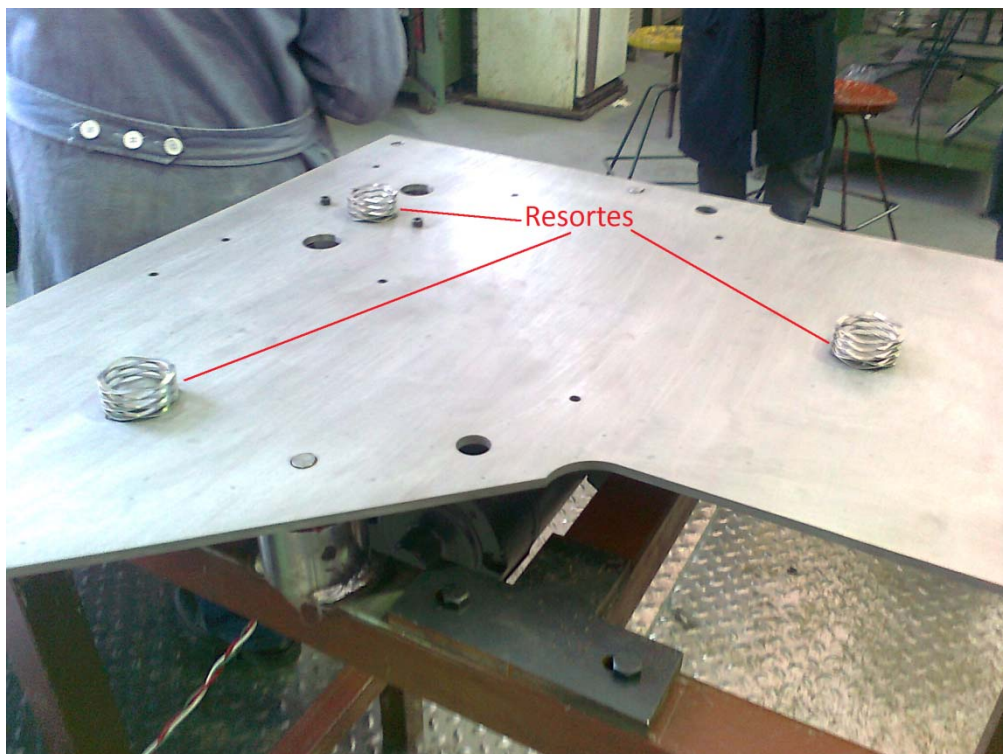


Fig. 5.12. Segundo paso del ensamble del sistema (montaje de los resortes en los pernos).



Fig. 5.13. Tercer paso del ensamble del sistema (montaje de amortiguadores sobre la base del sistema).



Fig. 5.14. Cuarto paso del ensamble del sistema (montaje del soporte del sistema).

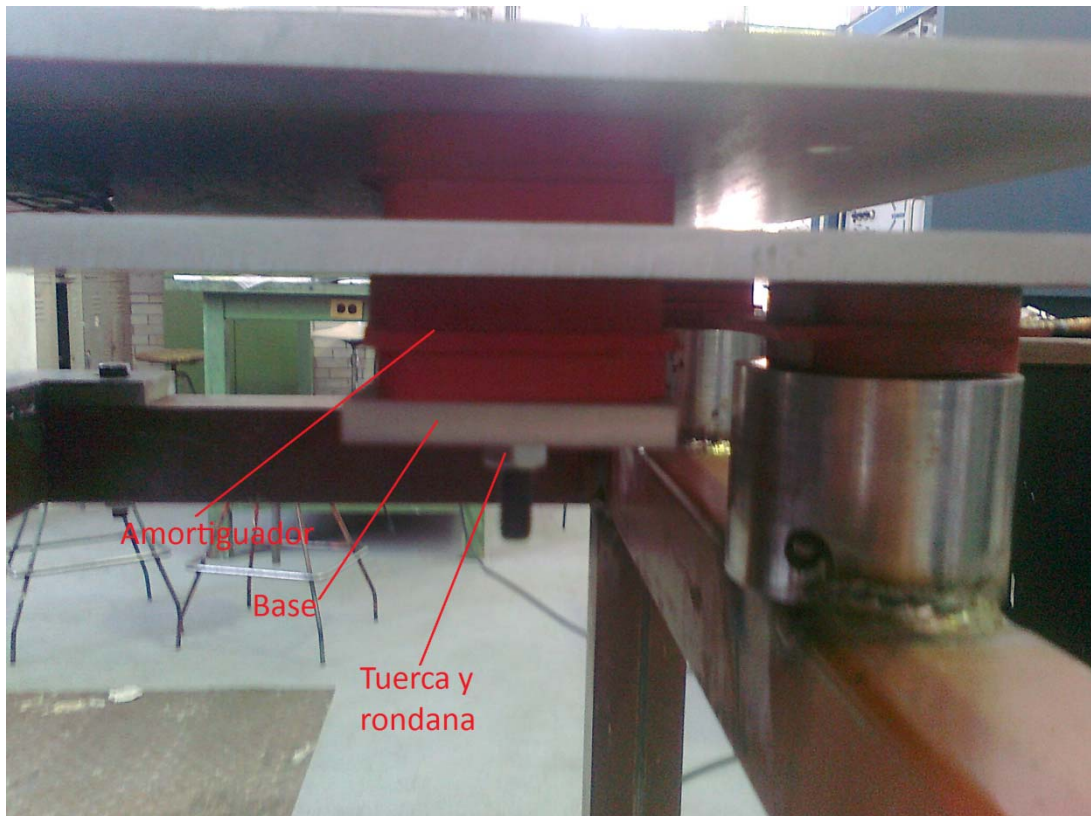


Fig. 5.15. Quinto paso del ensamble del sistema (montaje de los amortiguadores sobre sus bases, todo por debajo de la base del sistema).

6. PRUEBAS Y RESULTADOS

6.1. Pruebas

Se construyó un banco de pruebas que fuera capaz de realizar movimientos semejantes a los que se muestran dentro del apartado de requerimientos funcionales.

Los elementos que se necesitaron para la construcción del banco, fueron:

1. Motor de corriente directa de $\frac{1}{2}$ H.P. con control de velocidad (Fig. 6.1.).



Fig. 6.1. Motor y control

2. Estructura metálica con el fin de soportar todos los elementos, tanto del banco de pruebas (motor) como del sistema antivibratorio (Fig. 6.2.).

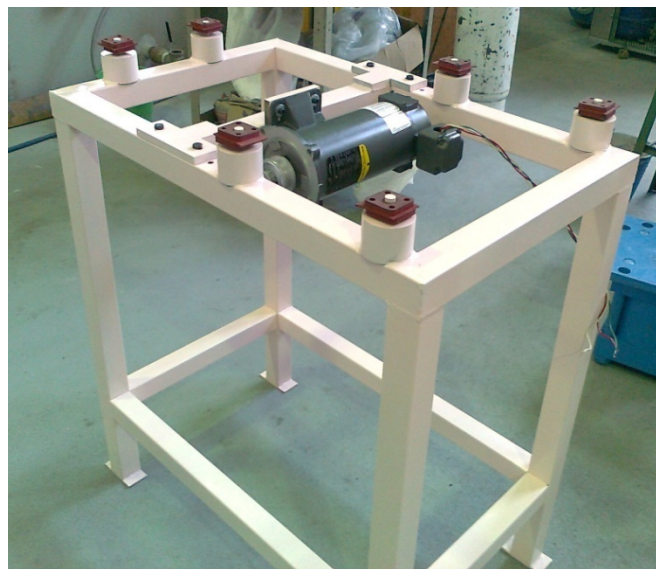


Fig.6.2. Estructura y motor.

3. Masa excéntrica de 150g. con un radio de 5cm (Fig. 6.3.).



Fig.6.3. Masa excéntrica

4. Poleas, banda transmisora, flecha (Fig. 6.4.).

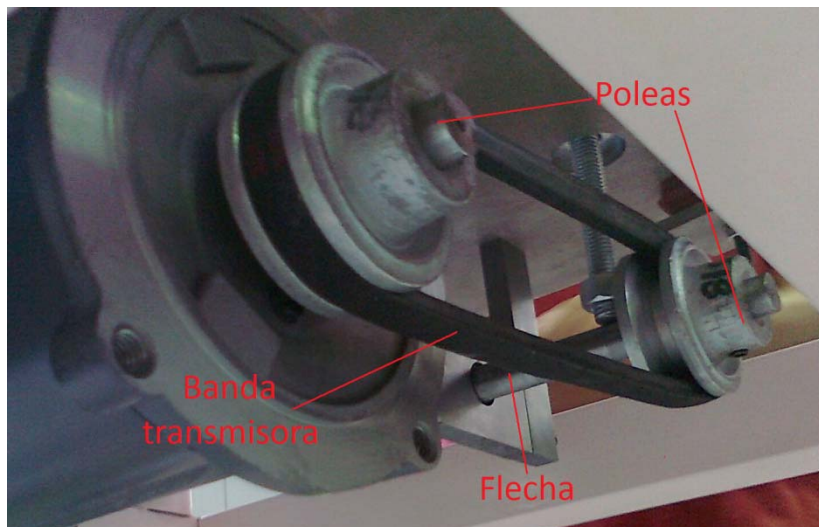


Fig.6.4. Poleas, banda transmisora y flecha.

Además, con el fin de probar el sistema con las condiciones necesarias para su buen funcionamiento, se ocuparon placas de acero para realizar la función del peso propio del mastógrafo (250 Kg.):

1. 9 placas de $\frac{1}{2}$ " acero de 215*645mm de área con un peso por cada una de 13.7 Kg.
2. 9 placas de $\frac{1}{2}$ " acero de 215*430mm de área con un peso por cada una de 9.1 Kg.
3. 10 placas de $\frac{1}{2}$ " acero de 215*430mm de área con un peso por cada una de 4.5 Kg.

Es así que se montó el motor a la estructura y en la flecha del mismo se colocó una polea; igualmente, se ancló la flecha a la placa inferior del sistema antivibratorio y a ésta se fijaron la masa excéntrica y la segunda polea. Finalmente, se colocó la banda transmisora al motor y a la flecha; a la par, se instaló el sistema antivibratorio para poder realizar el anclaje de la flecha (Fig. 6.5.).



Fig.6.5. Banco de pruebas y sistema antivibratorio.

Por otra parte, se montaron los pesos como se muestra en la Fig.6.6. para así poder realizar las mediciones pertinentes; la configuración se eligió con el objeto de tener una semejanza con el mastógrafo, en el sentido de que existe un vástago que soporta una estructura en voladizo.



Fig.6.6. Banco de pruebas, sistema antivibratorio y pesos.

6.2. Resultados

Para la obtención de los resultados se realizaron pruebas de la misma forma que como fue reportado en el apartado 3.2. Una medición fue tomada por debajo de la base del sistema posicionando el acelerómetro como se muestra en la fig. 6.7, es decir, antes de que actúe el sistema antivibratorio. La otra medición se tomó por encima del soporte del sistema antivibratorio, colocando el acelerómetro como se muestra en la fig. 6.8.



Fig. 6.7. Medición por debajo de la base del sistema antivibratorio.

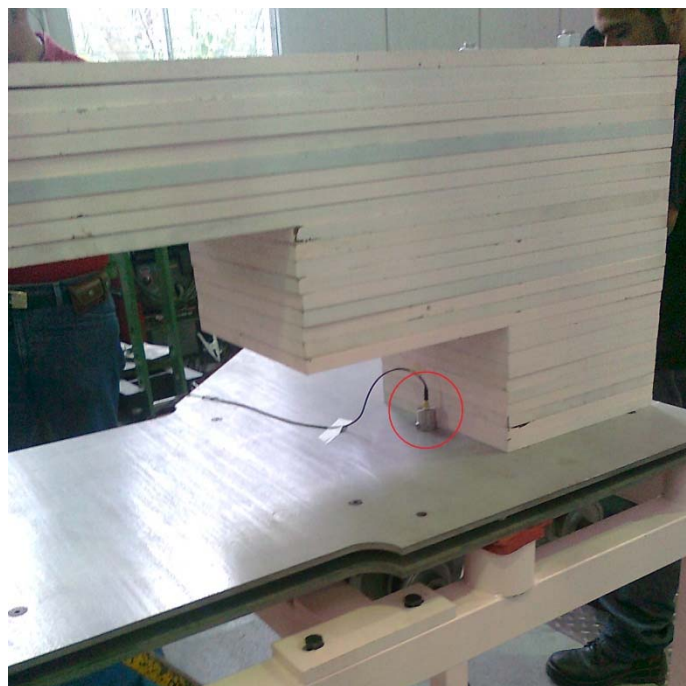


Fig. 6.8. Medición por encima del soporte del sistema antivibratorio.

Con estas dos mediciones se obtuvieron los espectros de vibración correspondientes:

1. Espectro de vibración realizando la medición por debajo de la base del sistema antivibratorio (Fig. 6.9.).

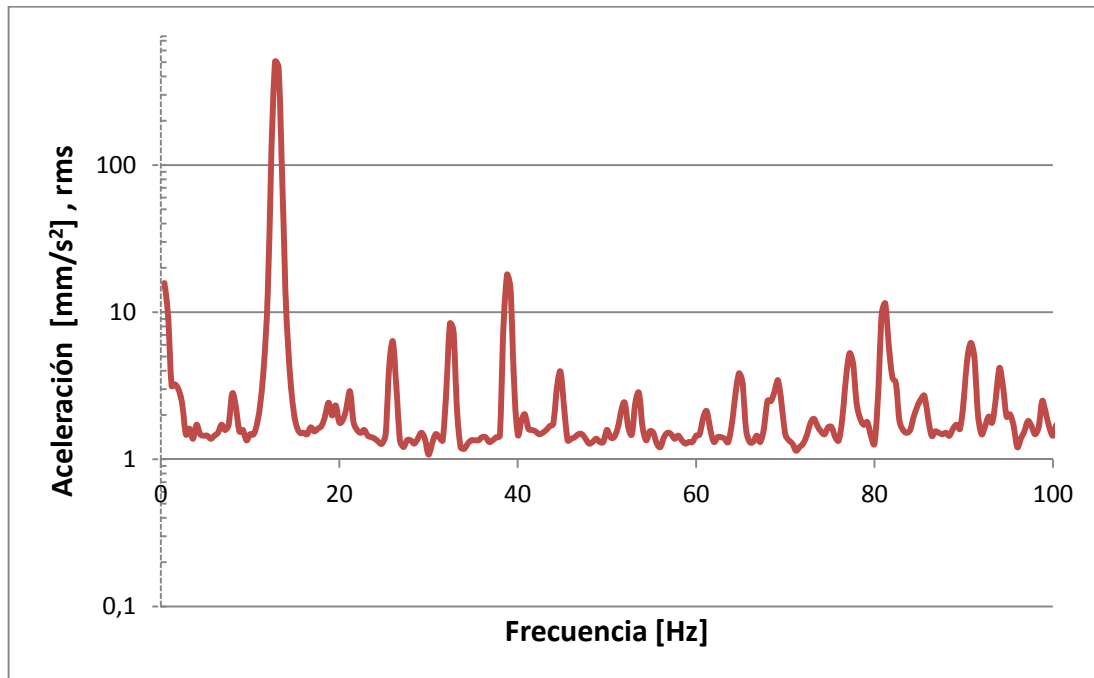


Fig. 6.9. Espectro de vibración para la medición por debajo del sistema (escalado logarítmicamente).

2. Espectro de vibración realizando la medición por encima del soporte del sistema antivibratorio (Fig. 6.10.).

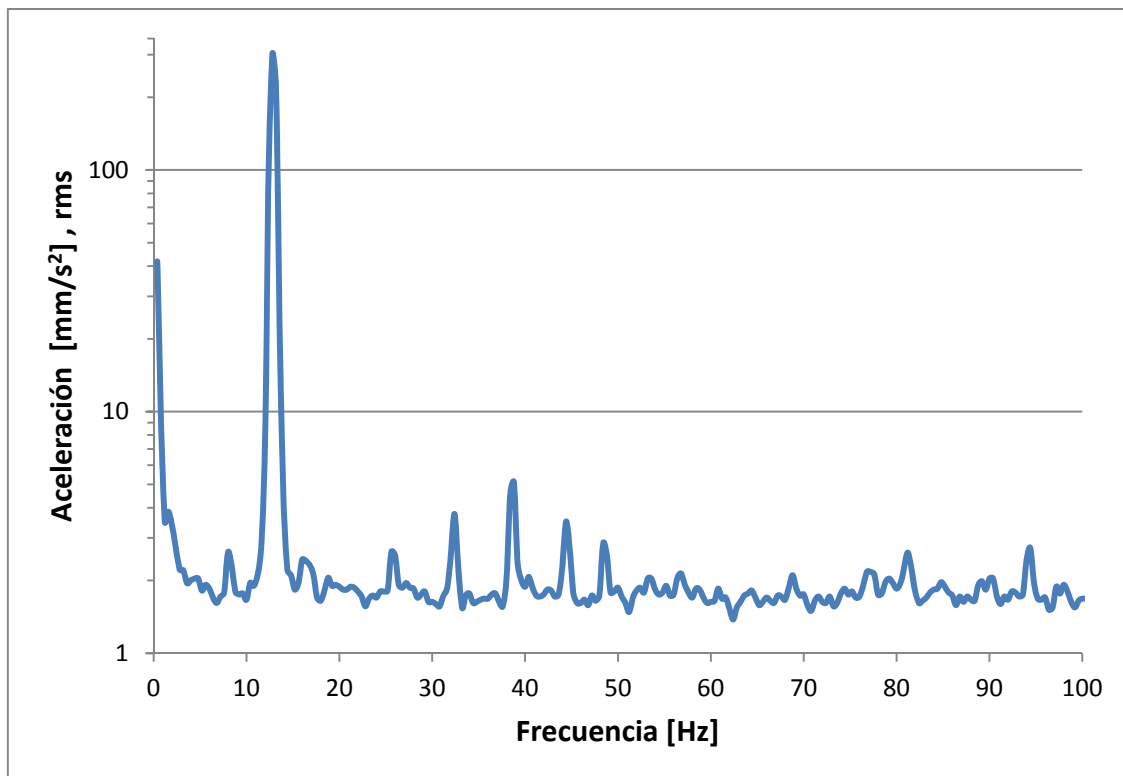


Fig. 6.10. Espectro de vibración para la medición por encima del sistema (escalado logarítmicamente).

7. CONCLUSIONES, COMENTARIOS Y TRABAJO FUTURO

7.1. Conclusiones y comentarios

Con respecto a los requerimientos físicos del sistema, las dimensiones físicas que tiene el cuarto donde se encuentra el mastógrafo no representan obstrucción para la libre operación del mismo, ya que el gantry del mastógrafo puede girar libremente los 180° a los que está planeado que gire; sin embargo, la altura del camión con respecto a la altura máxima que puede alcanzar el mastógrafo si resultó ser un factor a ser tomado en cuenta, a pesar de que la altura promedio de las pacientes a las que se les ha realizado estudios no parece ser lo suficientemente grande para que se requiera el uso de la máxima altura del mastógrafo.

Un punto importante dentro de los requerimientos funcionales es que no se encontró información disponible referente a rangos de vibraciones mecánicas a los que pueden ser operados los mastógrafos; ya que el manual de operación de los mismos no contiene ningún tipo de dato referente a esto, por lo que se tomó la decisión de hacer mediciones y así tener un parámetro con que comenzar el desarrollo, lo cual representa, de cierta forma, un vacío de información que tuvo que ser resuelto con las mediciones hechas, pero que no garantiza un comportamiento generalizado para las condiciones a las que deben ser operados los mastógrafos.

Concluyendo acerca del proceso de selección de componentes, se debe decir que el resultado que se obtuvo y donde un sistema de tipo mixto fue el calificado con el mayor índice de desempeño, era un resultado esperado, ya que este tipo de sistemas son los que permiten el trabajo a las frecuencias a las que se restringió nuestro problema y los porcentajes de aislamiento que alcanzan resultaban ser los más altos.

Siguiendo con el análisis teórico que se presentó en este trabajo, se puede concluir que se probó la funcionalidad teórica del sistema a desarrollar, ya que tomando en cuenta las condiciones necesarias para probar la funcionalidad de un sistema de control de vibraciones como se muestra en el apartado 2.2.5, comparadas con los resultados obtenidos del análisis en el apartado 4.3.2, es claro que se cumplen ambas condiciones (Ver fig. 4.5.):

1. Para la transmisibilidad absoluta $T_A = 0.2463 < 1$
2. Para relación de frecuencias $r = 2.89372 > \sqrt{2}$

Con lo que se comprueba teóricamente la funcionalidad del sistema y da paso a la construcción de un prototipo.

En cuanto al material que fue utilizado, acero inoxidable AISI 304, se escogió pensando en dos principales razones; la primera y más importante es que el ambiente en el que está pensado que se utilice el sistema es un consultorio médico móvil, donde deben respetarse ciertas medidas de higiene, por lo que estará expuesto a constantes procesos de limpieza, donde se utilizarán productos que a su vez pueden traducirse en agentes

corrosivos. La segunda razón es que, igualmente pensando en que el sistema se encuentre dentro de un consultorio médico móvil, donde se pretende atender a muchas mujeres mexicanas, la imagen del sistema debe jugar un papel importante para colaborar en el bienestar y comodidad de las pacientes.

Es importante resaltar que se utilizaron procesos y elementos tecnológicamente innovadores. En primer lugar, y como se explicó en el capítulo 5, el proceso de corte con el que se realizaron las piezas componentes del sistema fue el proceso de corte por chorro de agua, el cual es un proceso que ha empezado a tomar mucho auge dentro de la industria manufacturera, por las ventajas que presenta frente a otro tipo de procesos (corte por láser y corte por plasma) y el cual permite tiempos de mecanizado muy cortos y acabados de muy buena calidad. En segundo lugar, se utilizaron resortes de nueva generación, los cuales permitieron el desarrollo de un sistema que afectara lo mínimo posible la interacción entre las partes en cuestión y el entorno en el que se acoplan.

Con respecto a los elementos utilizados como amortiguadores en el sistema, fueron amortiguadores de tipo elastomérico, que a diferencia de los amortiguadores de tipo viscoso tienen cierto comportamiento de restitución, es decir, manejan una constante elástica al igual que los resortes; sin embargo ésta no fue tomada en cuenta para los análisis realizados, debido a la falta de información de ésta por parte del proveedor de los mismos y por la complicación de su obtención de forma experimental, aunado a la falta de tiempo.

Otro factor importante dentro de los elementos utilizados para el ensamble del prototipo fueron los elementos de sujeción y que en el prototipo fueron tuercas hexagonales estándar y rondanas de presión, ambas de acero inoxidable; sin embargo, valdría la pena considerar el suplir estos juegos de tuercas y rondanas con el uso de tuercas de seguridad de acero inoxidable para la implementación dentro de las UMM, cuestión que mejoraría la sujeción del sistema a piso de las UMM y a la base del mastógrafo.

En cuanto a la parte experimental se refiere, el trabajo realizado se limitó a considerar el centro de masa del mastógrafo en el extremo interior de la columna del mismo, cuestión importante para ser tomada en cuenta en los resultados posteriores.

Finalmente, en cuanto a los resultados obtenidos como consecuencia de las mediciones realizadas y donde se obtuvieron dos gráficos correspondientes a vibraciones antes y después de que el sistema antivibratorio actúe, son resaltables dos puntos: el primero es que en ambos gráficos es apreciable que a una frecuencia de 12.8[Hz] se presenta un pico donde se sitúa la máxima amplitud en aceleración, entorno al cual fue planeado que trabajara el sistema ya que los requerimientos funcionales del mismo fueron un parámetro de amplitud en aceleración de $0.2 [m/s^2]$ y un parámetro de frecuencia de 11.717 [Hz]; por lo que las pruebas fueron realizadas en un entorno muy cercano al que se presenta dentro de la UMM (una variabilidad inferior al 10%). El segundo punto es que al observar ambos gráficos Fig7.1, resulta apreciable que a partir de la frecuencia de

12.8[Hz] el sistema logra amortiguar las vibraciones de forma clara, ya que en el gráfico del espectro medido por debajo del sistema se alcanzan amplitudes hasta casi los 20 $[mm/s^2]$ mientras que en el gráfico del espectro medido por encima del sistema, las máximas amplitudes que se logran percibir están alrededor de los 4 $[mm/s^2]$. Además, a la frecuencia fundamental (12.8[Hz]) resulta claro el amortiguamiento, ya que en la medición realizada por debajo del sistema se alcanza una amplitud de 502.9 $[mm/s^2]$ mientras que en la medición por encima del sistema se obtuvo un resultado de 303 $[mm/s^2]$.

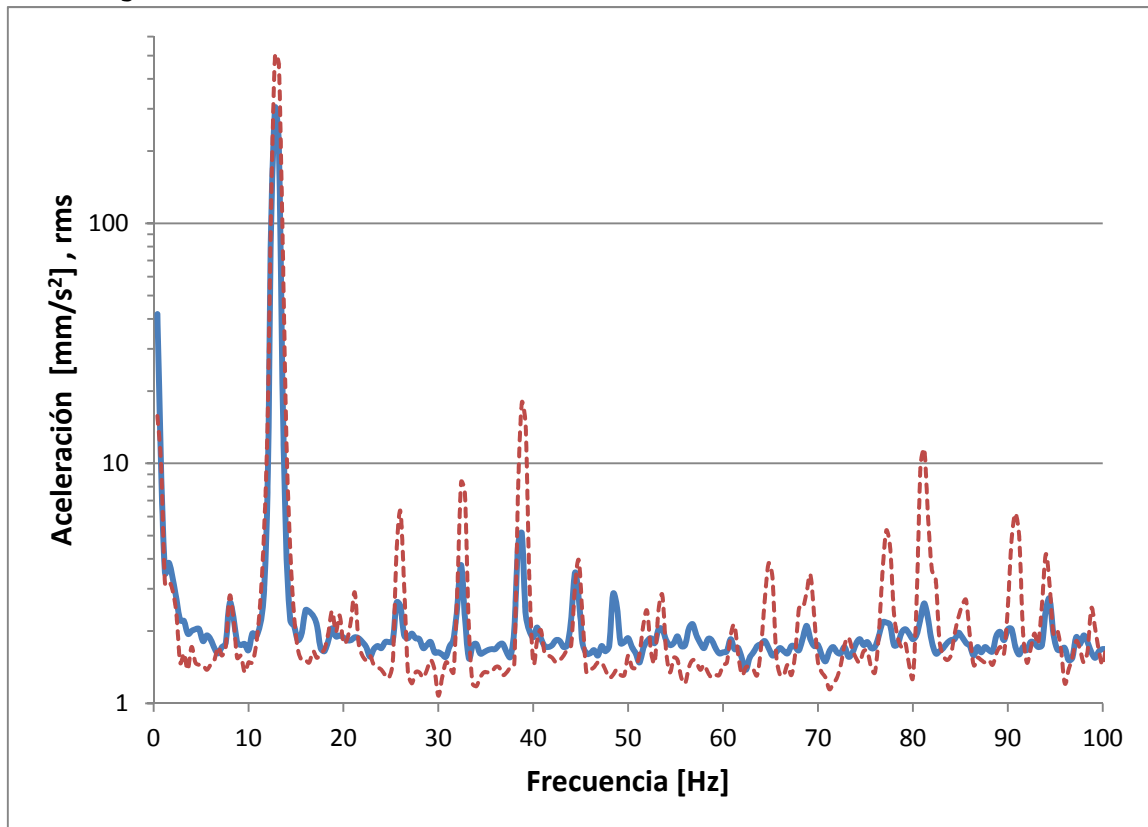


Fig. 7.1. Gráficos sobrepuestos (escalado logarítmicamente) roja- Fig.6.9 y azul- Fig.6.10.

Por lo que la conclusión acerca del funcionamiento del sistema es que éste trabaja bien para disminuir la amplitud a la frecuencia fundamental observándose una disminución del 39.75% y trabaja de muy buena forma para disminuir vibraciones presentes a partir de la frecuencia fundamental y hasta los 50[Hz] alcanzándose disminuciones en amplitud de hasta 75.67%, siendo este tipo de frecuencias las que resultan mucho más dañinas para equipos en comparación con el daño que pueden causar las frecuencias bajas.

Además y como un comentario final, sería conveniente un control de tipo activo para poder disminuir las vibraciones de bajas frecuencias, incorporando actuadores que tengan la capacidad de reproducir una señal de entrada, de tal forma que funcione para contrarrestar las señales que se presentan como consecuencia del movimiento propio de las UMM durante los traslados.

7.2. Trabajo futuro

Un primer punto para ser tomado en cuenta dentro de un trabajo futuro para el seguimiento del diseño de este sistema es la obtención de forma experimental de las características propias de los amortiguadores elastoméricos utilizados para el primer diseño, donde puede destacarse lo comentado anteriormente: la constante de restitución propia del material y que debe traducirse en una constante elástica es un factor importante para realizar un análisis de transmisibilidad más certero.

Uno de los puntos más importantes para poder realizar un análisis mucho más cercano a los fenómenos que ocurren en la realidad dentro del ambiente al que está expuesto el mastógrafo dentro de la UMM, es el tratar de ingresar como excitación del sistema una función o funciones que se comporten como cuando la UMM realiza trayectos por terrenos no uniformes (baches y topes); para esto se pueden utilizar funciones como lo es la función impulso.

Otro punto interesante para realizar una mejora en el análisis teórico del sistema, sería realizar un análisis mediante las analogías hechas para materiales viscoelásticos, conocido como el modelo de Kelvin-Voigt donde se analizan materiales viscoelásticos a partir de los modelos ya utilizados durante el proceso de diseño de un sistema antivibratorio.

Además, valdría la pena realizar un análisis de costos para cada unidad y valorar si resulta muy costosa la construcción de un sistema de este tipo para la implementación a un programa de salud pública para el que está concebido y pensar en una posible solución analizando la sustitución de algunas de sus partes metálicas por partes de materiales plásticos.

En cuanto a las pruebas se refiere, un punto pendiente dentro del desarrollo del sistema y que puede ser causante de un posible rediseño del mismo, es la realización de pruebas con mejores adaptaciones a las que se han hecho hasta ahora, una primera opción es el llevar a cabo pruebas en una mesa vibradora que soporte las magnitudes de masa que son requeridas y que además tenga la capacidad de reproducir las señales obtenidas durante el proceso de obtención de los datos para sentar las bases de los requerimientos funcionales. La segunda opción es realizar pruebas en el ambiente real al que está concebido que el sistema trabaje, es decir, instalarlo directamente en una UMM y realizar mediciones durante trayectos para reconocer los resultados y tomarlos en cuenta, ya sea para la aprobación del sistema como una solución o proceder a un rediseño del mismo.

Finalmente, el trabajo futuro más importante para el sistema, después de habersele realizado los trabajos mencionados anteriormente, y el punto de culminación de cualquier diseño en ingeniería es llevar el sistema a la aplicación para la cual fue concebido, instalar los sistemas dentro de las UMM.

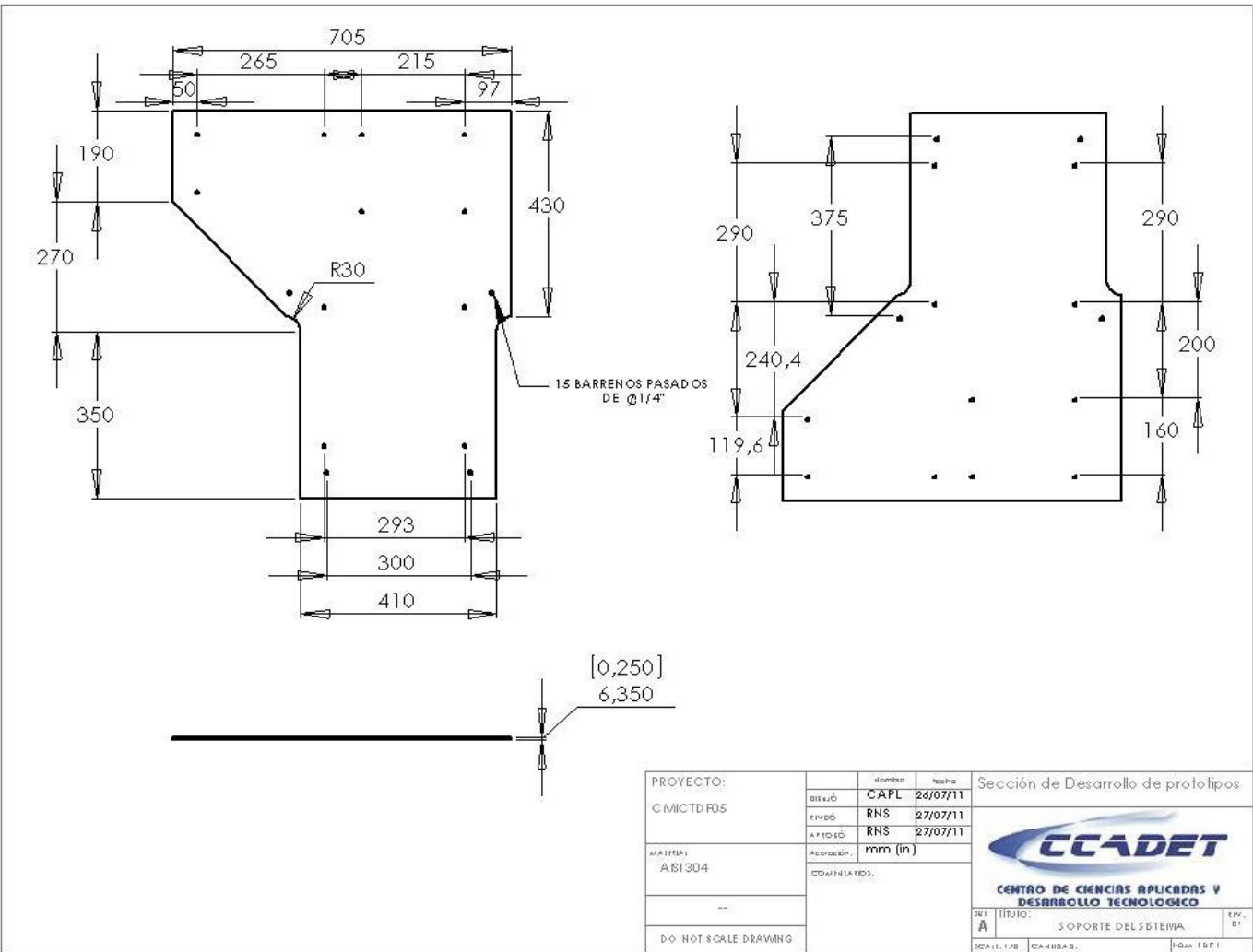
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

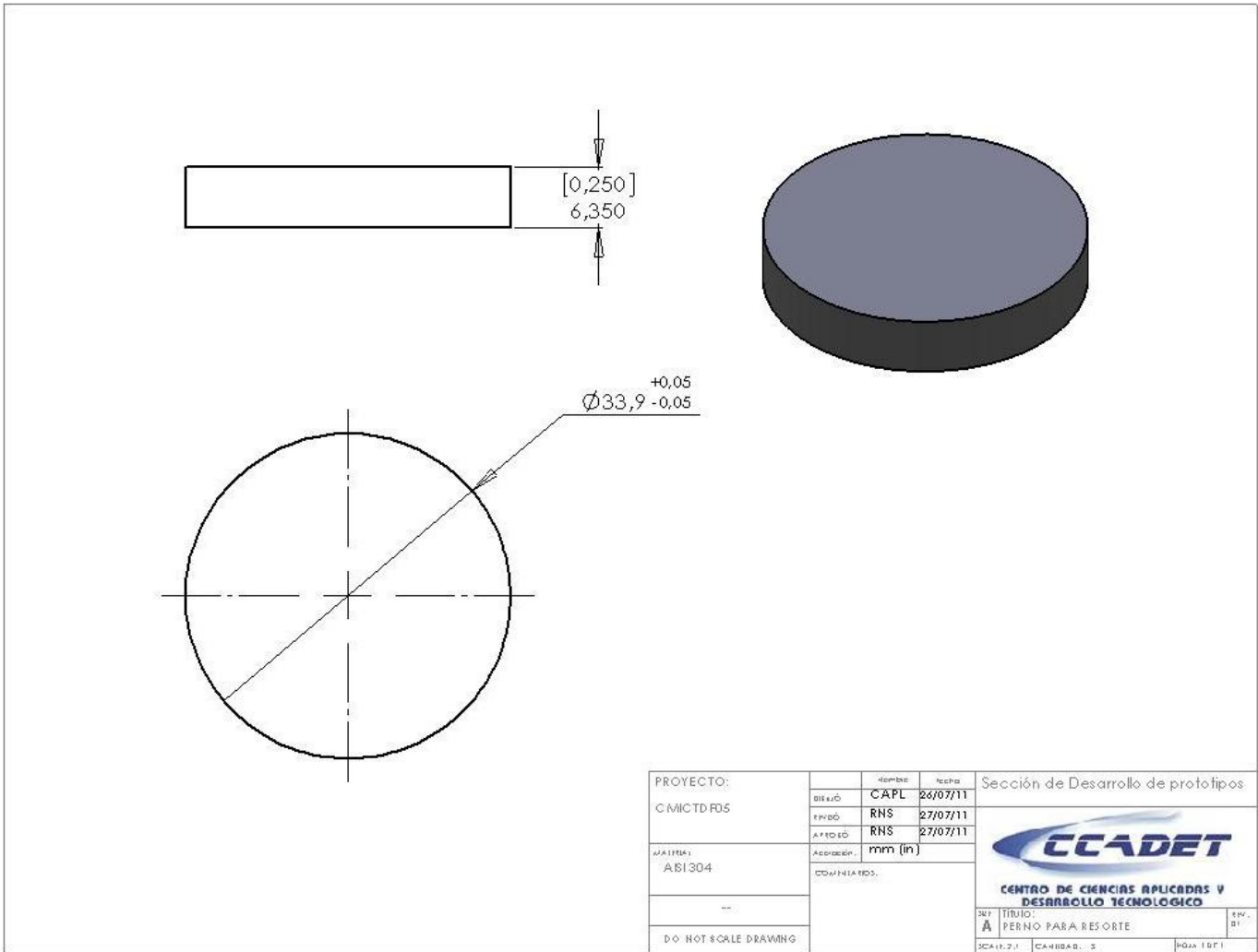
1. HARRIS Cyril M.; PIERSOL Allan G.: *Shock and Vibration Handbook*, United States; McGraw-Hill; 2002.
2. BRÜEL & KJÆR; *Mechanical vibration and shock measurements*; Dinamarca; 1980.
3. PAHL G.; BEITZ W.; FELDHUSEN J.; GROTE K.H.; *Engineering Design: A systematic approach*; London, UK; Springer; 2007.
4. RIVIN Eugene I.; *Passive vibration isolation*; New York, ASME press; 2003.
5. SHIGLEY Joseph.; MITCHELL Larry.; *Diseño en ingeniería mecánica*; McGraw-Hill; 1985.
6. MOTT Robert L.; GÓNZALEZ Y POZO V.; *Diseño de elementos de máquinas*; Pearson education; 2006.
7. ASHBY Michael F.; *Materials selection in mechanical design*; Butterworth-Heinemann; 2007.
8. BEER Ferdinand P.; JOHNSTON Russell.; *Mecánica de materiales*; McGraw-Hill Interamericana; 2007.
9. OGATA Katsuhiko; *Dinámica de sistemas*; Prentice Hall Hispanoamericana S.A.; 1987.
10. CREDE C.E.; *Vibration and shock isolation*; New York; John Wiley & Sons; 1951.
11. SNOWDON John C.; *Vibration isolation: use and characterization*; Pennsylvania, USA; 1979.
12. BENAROYA H.; NAGURKA Mark L.; *Mechanical Vibration: analysis, uncertainties, and control*; CRC press; 2009.

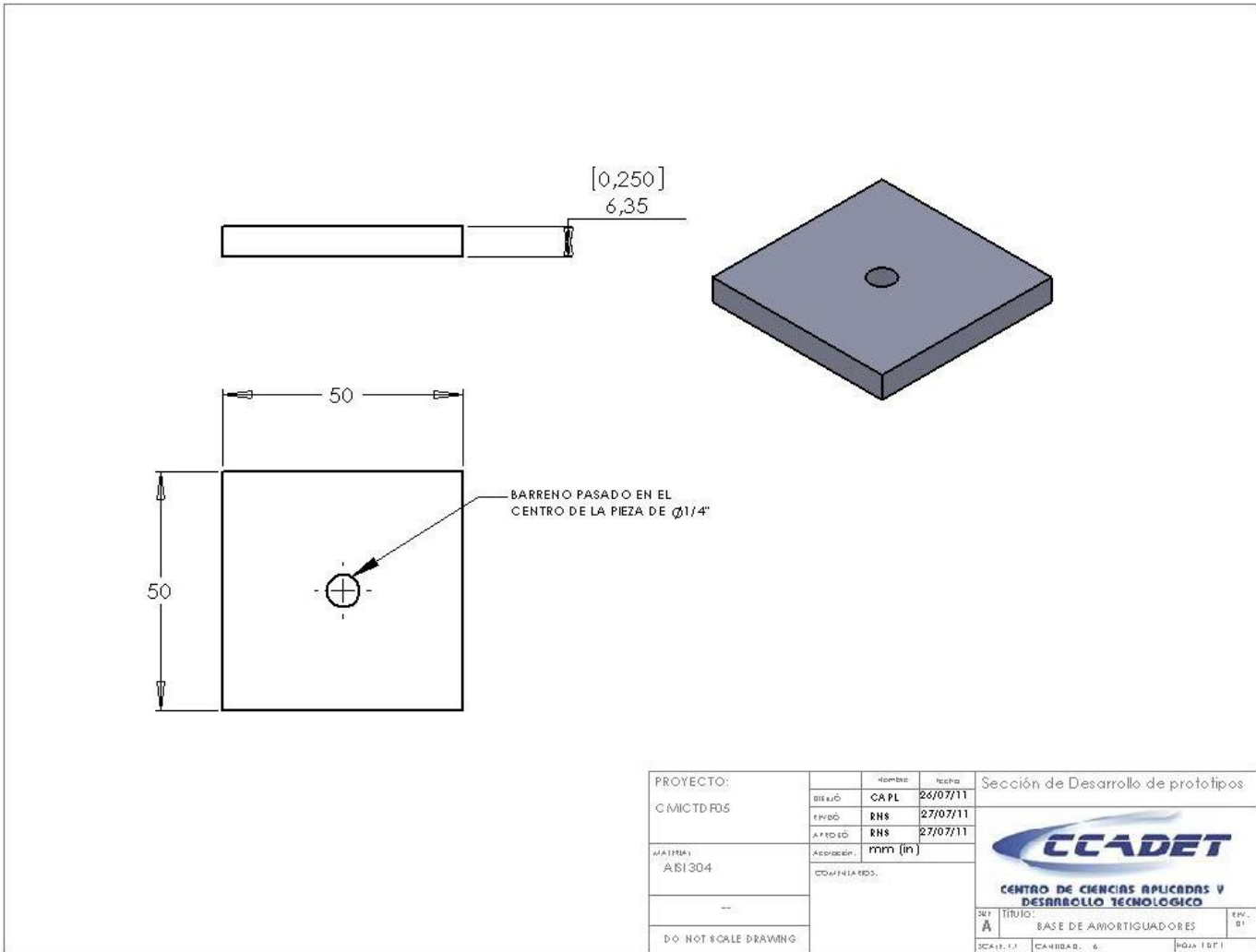
13. SMITH S.T.; CHETWYND D.G.; *Foundations of ultraprecision mechanism design*; Gordon and Breach science publishers; 1992.
14. CANNON Robert; *Dynamics of physical systems*; International Student Edition Mc Graw-Hill; 2003.
15. DOEBELIN Ernest; *Measurement Systems: Application and design*; International Student Edition Mc Graw-Hill; 4ta. Ed.; 1989.
16. SETO William W.; *Teoría y problemas de Vibraciones mecánicas*; McGraw-Hill; 1970
17. KNAUL Felicia M.; NIGENDA Gustavo, LOZANO Rafael; *Cáncer de mama en México: una prioridad apremiante*; Salud Publica Mex 2009;51 supl 2:S335-S344.
18. *Operator's manual mammography appliance Giotto IMAGE*; ed. 1; Bologna Italy; IMS company; 2003.
19. http://www.farrat.com/vibration_theory.html
20. http://www.bilz-usa.com/vibration_technology.htm
21. http://www.fabreeka.com/documents/file/papers/isolation_theory.pdf
22. http://physics-animations.com/Physics/English/spri_txt.htm

Apéndice A. Planos de partes manufacturadas del prototipo

Pieza1.a.







Apéndice B. Hojas de datos técnicos de piezas adquiridas (obtenidas del sitio web de proveedor)

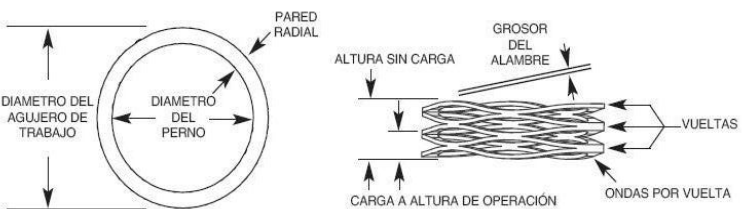
Pieza 2.a.

RESORTES ONDULADOS REDUX^{MR}

RESORTES ONDULADOS REDUX^{MR} (INGLES)

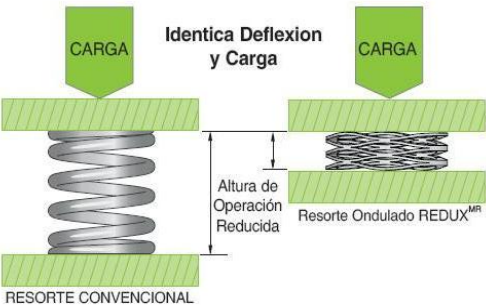
EXTREMOS SENCILLOS • Acero Inoxidable 17-7 PH (Pasivado)

Los Resortes Ondulados REDUX^{MR} pueden ser utilizados en lugar de los resortes convencionales de alambre redondo en ambientes de espacio reducido. Generalmente, ocupan de un 30% a un 50% del espacio de la altura comprimida de los resortes de alambre redondo equivalentes, ofreciendo mayor deflexión con las mismas especificaciones de carga.



Especificaciones:

- Material: Acero Inoxidable 17-7 PH
- Wire: Fleje continuo de material pre-templado
- Temperatura Máxima: 650° F (340° C)
- Acabado: Pasivado
- Espiras: Enrollado continuo
- Diseño: Diámetro uniforme y alturas oscilantes



NUMERO DE PARTE LEE	DIAMETRO DEL AGUJERO		DIAMETRO DEL PERNO		CARGA NOMINAL		ALTURA DE OPERACION		ALTURA SIN CARGA		GROSOR DEL ALAMBRE X PARED RADIAL		VUELTAS #	ONDAS POR VUELTA #	CONSTANTE		GRUPO DE PRECIO
	PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM			LBS/PULG.	KG/MM	
LW 175 90 0375S							.232	5.89	.375	9.53			3		629	11.26	P10
LW 175 90 0625S							.409	10.39	.625	15.88	.024	.61	5		417	7.46	P14
LW 175 90 0870S	1.750	44.45	1.340	34.04	90	40.82	.577	14.66	.870	22.10	x	x	7	4.5	307	5.50	P17
LW 175 90 1250S							.813	20.65	1.250	31.75	.148	3.76	10		206	3.69	P20
LW 175 90 1750S							.114	29.13	1.750	44.45			14		149	2.67	P23

PROVEEDOR

Lee Spring – México.

Av. Apolo 519 ed. 22; Parque Industrial Kalos del Poniente, Carretera Monterrey-Saltillo
 Km. 9, Santa Catarina N.L. 66367.

http://www.leepspring.com/mx_contact.asp

Modulares M

Las almohadillas modulares de hule (nitrilo y/o neopreno) son la opción más práctica para colocar aisladores antivibratorios o aisladores de impactos a cualquier tipo de equipo. Por su diseño no requieren de elementos de fijación, pues sus orificios en la parte inferior se adhieren al piso dando un excelente agarre; evita el contacto entre superficies duras, como el metal de los equipos contra el concreto del piso o bien el acero de una base. Se usan para absorber impactos, como en el caso de máquinas herramientas (prensas, etc.) y para aislar vibraciones de alta frecuencia, aprovechando la deflexión del hule, como en el caso de todos los equipos de HVAC (bombas, manejadoras de aire, ventiladores, enfriadoras, etc.).

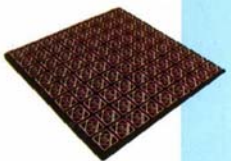
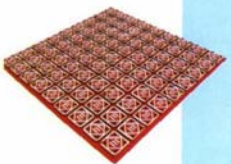
Su diseño, en forma de cuadros unidos por medio de una membrana delgada de hule, hace que se puedan cortar con la mano los módulos necesarios para una aplicación dada. Los diferentes tipos de dureza, que están definidos por el color de las almohadillas, y sus diferentes capacidades de carga, hacen que estas hojas de almohadillas sean indispensables en cualquier obra o fábrica, pues casi cualquier problema se puede resolver de inmediato sin recurrir a un tacón especial, con sólo cortar los cuadros necesarios del color o dureza deseados.

PRESENTACIÓN:

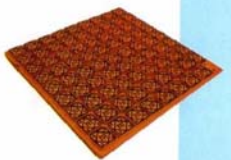
Hoja con 81 piezas modulares de 46.0 x 46.0 x 2.1 cm de espesor, en 3 colores según la razón de carga necesaria.

La hoja está formada por 81 módulos y se pueden cortar con la mano por sus uniones, disponiendo así del número de módulos necesarios. Cada módulo mide 4.5 x 4.5 cm, con un espesor de 2.1 cm. Las hojas de almohadillas vienen en tres diferentes presentaciones de dureza del hule, y cada una está identificada por un color, por lo cual cada color tiene una capacidad de carga específica. Se recomienda no exceder de 6.3 Kg/cm² de carga por módulo. El peso de las hojas de almohadillas es el siguiente: roja 3.5 Kg, negra 3.6 Kg y amarilla 4.7 Kg.

Modelo	Carga por Módulo
M-35 Rojo	40 Kg
M-50 Negro	80 Kg
M-70 Amarillo	120 Kg



M-50

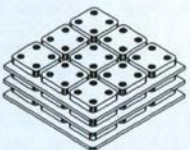


M-70



Modelo	Color	Deflexión Nominal / Máxima por Módulo		Carga Nominal / Máxima por Módulo		Módulos por Hoja	Peso por Módulo (gr/oz)
		(cm)	(plg)	(Kg)	(Lb)		
Modular M-35	Rojo	0.25/0.43	0.10/0.17	40/80	88/175	81	44/1.55
Modular M-50	Negro	0.30/0.43	0.12/0.17	80/114	175/250	81	45/1.58
Modular M-70	Amarillo	0.33/0.43	0.07/0.17	120/180	264/396	81	59/2.08

Las vibraciones significativas deben controlarse con mayores espesores (cada almohadilla tiene una deflexión de 0.12 cm aproximadamente), por lo que si se requiere mayor deflexión se pueden apilar varios módulos, con lo cual se incrementa su deflexión. Ejemplo: si se apilan tres hileras de módulos separadas por una lámina de acero galvanizada calibre 16, su deflexión será tres veces mayor.



Se logra la mejor eficiencia escogiendo el tacón con la carga de compresión lo más cercana al peso que va a soportar.

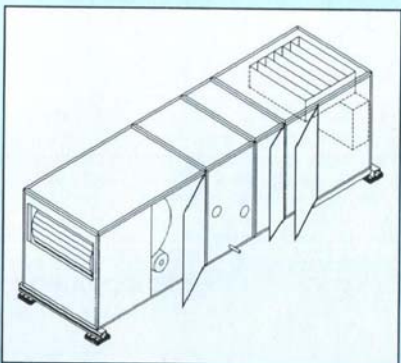
EJEMPLO DE SELECCIÓN:

Se quiere aislar un equipo que pesa 1,270 Kg repartidos uniformemente, con almohadillas modulares M70.

1,270 Kg / 4 puntos de apoyo = 317 Kg/apoyo.
Los modulares M-70 (color amarillo) tienen una capacidad de carga por módulo de 120 a 180 Kg. Escogemos 160 Kg, y calculamos:

$$(317 \text{ Kg/apoyo}) \div (160 \text{ Kg/módulo}) = 2 \text{ módulos/apoyo.}$$

O sea, 2 módulos M70 en cada punto de apoyo del equipo.



PROVEEDOR

INGENIERÍA MANAUTA, S.A. DE C.V.

Lago Constanza #18, Col. Anáhuac, C.P. 11320, México, D.F.

<http://www.manauta.com.mx/>

Apéndice C. Datos físicos del mastógrafo (imagen escaneada del manual de operación)

3



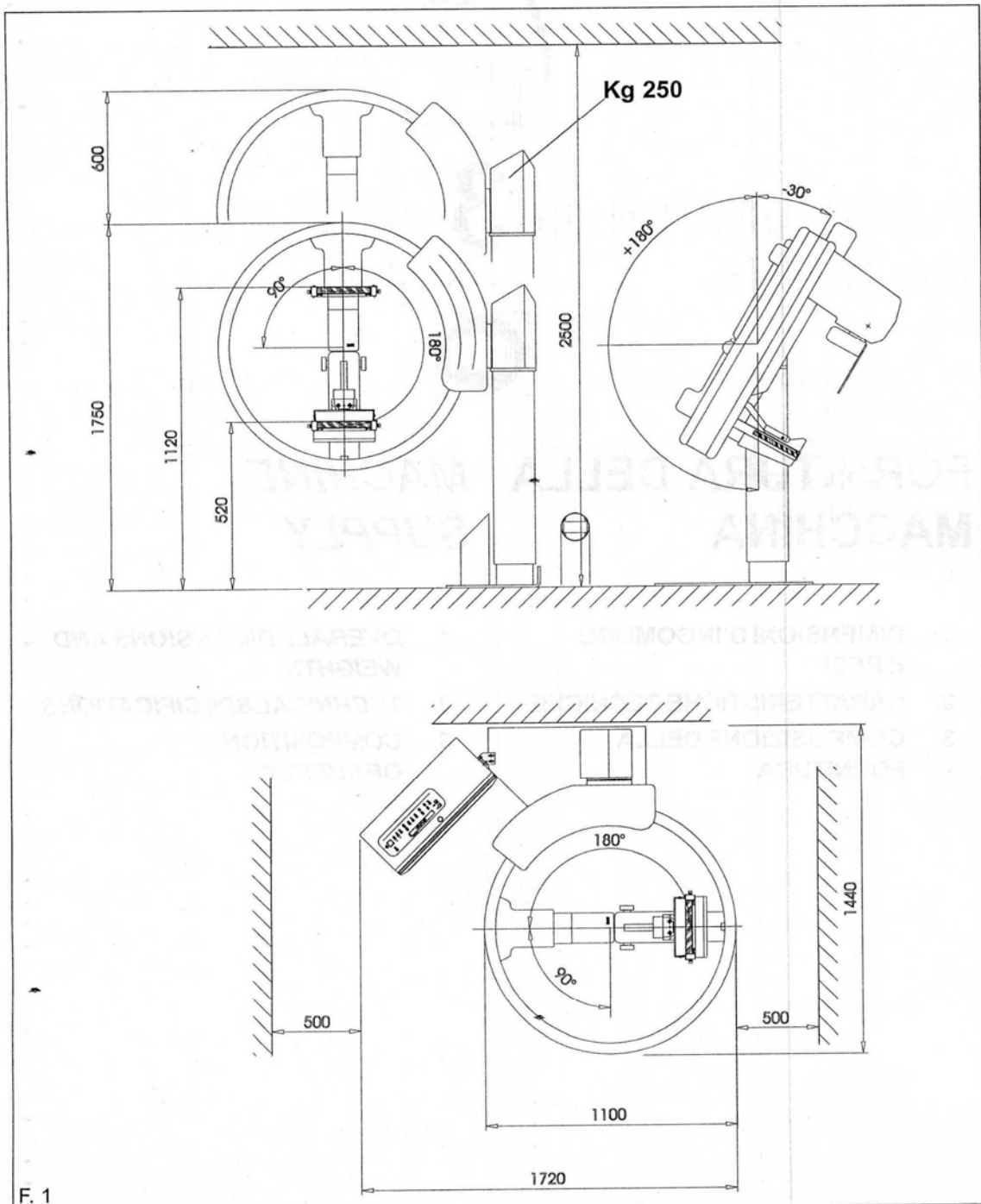
1. DIMENSIONI D'INGOMBRO E PESI

1. OVERALL DIMENSIONS AND WEIGHTS

1.1 UNITÀ RADIOLOGICA (COMPLETA) (F.1)

1.1 RADIOLOGICAL UNIT (COMPLETE) (F.1)

Altezza	High	1700-2300 mm
Larghezza	Large	600 mm
Profondità	Depth	1440 mm
Peso	Weight	250 kg



F. 1