

**BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE AISLAMIENTO DE
VIBRACIONES MECÁNICAS.**

**GUILLERMO ANDRÉS MARTÍNEZ VILLAMIZAR
CARMEN YOLIMA MATEUS SOLANO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE AISLAMIENTO DE
VIBRACIONES MECÁNICAS.**

**GUILLERMO ANDRÉS MARTÍNEZ VILLAMIZAR
CARMEN YOLIMA MATEUS SOLANO**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
JABID EDUARDO QUIROGA MENDEZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

AGRADECIMIENTOS

Para nosotros este proyecto es un motivo de orgullo en nuestras vidas puesto que nos permitió valorar y poner a prueba los conocimientos y formación profesional.

Nuestros más sinceros y grandes agradecimientos a:

Nuestras familias en especial a nuestras señoras madres por su apoyo moral y económico.

Nuestros amigos que de una u otra forma nos colaboraron durante nuestra vida estudiantil y más aun con nuestro proyecto.

Al profesor Ingeniero Gilberto Fontecha por su asesoría y la disposición en el préstamo del laboratorio de Vibraciones Mecánicas de la Universidad Pontificia Bolivariana junto con la colaboración de Freddy Gómez y Gustavo Hernández, auxiliares de Laboratorio.

Al profesor Ingeniero Jabid Eduardo Quiroga Méndez, nuestro director de proyecto.

A los profesores e Ingenieros Alfonso García Castro y Heller Guillermo Sánchez Acevedo por su asesoría en el desarrollo del proyecto.

A los Ingenieros Gerson Trujillo y Edgar Corzo por su compañía asesoría y apoyo.

A todos los que de una u otra forma nos apoyaron.

¡GRACIAS TOTALES!

A LA MEMORIA DE NUESTRO AMIGO Y COLEGA

HENRRY LEANDRO PRADA SUAREZ

Q.E.P.D

A Dios fuente de infinita sabiduría

A la patrona mi Virgen del Carmen

A El Divino Niño gran Compañía

A mi Señora y Respetada Madre Marcela

A mi Señora abuela D. Florinda

A mi Señor abuelo D. Pedro

Dedico mi Esfuerzos y mi Triunfo

Andrés Martínez Villamizar

A mi papito Dios, Mamita María... al cielo entero por ser compañía e inspiración
desde que nació.

A mi Mamita Cleito por su esfuerzo, optimismo y valentía, mi éxito y triunfo son
también suyos, ella es mi ídolo, mi héroe.

A mi Papito Gabriel por su apoyo incondicional y su confianza.

A mis herman@s Yaneth, Zenaida, Manuel y Oscar por su ejemplo y patrocinio
moral y económico siempre, mis hermanos mis amigos.

A Alejita, sebas y dayis mis niños preferidos.

A mi esposo Jesús Eduardo por su amor, su apoyo su alegría, su ejemplo, su
constancia y paciencia.

A Dianita y su Familia por convertirme en un integrante más de ese maravilloso
Grupo.

A mis amigos más cercanos Rita, Marcos, Edith, Diosita, Gyna, Than, Andrés, Alex,
Angelita, Raúl, Davitas, Liliana, fercho, Omar y Mario por toda su ayuda y por
marcar la diferencia en mi vida.

A Keny y todos los demás por su desinteresada amistad y su fidelidad.

A todos los que de una u otra forma siempre han apoyado mis locuras
Los quiero mucho

Esto es solo un final, para un nuevo comienzo, para emprender otro reto para
alcanzar otra anhelada meta.

¡Gracias!

Atte.: Yolima Mateus Solano

TABLAS DE CONTENIDO

INTRODUCCION	19	
1	CONCEPTOS FUNDAMENTALES	22
1.1	CARACTERISTICAS DE SISTEMAS MECÁNICOS VIBRATORIOS	22
1.2	FRECUENCIA NATURAL	23
1.3	DINAMICA DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS VIBRATORIOS	25
1.4	INTRODUCCIÓN AL AMORTIGUAMIENTO	26
1.5	AISLAMIENTO DE VIBRACIONES	28
1.5.1	<i>Control pasivo de vibración.</i>	29
1.5.2	<i>Control activo de vibración</i>	30
1.6	TRANSMISIBILIDAD	33
1.6.1	<i>Transmisibilidad absoluta</i>	37
1.6.2	<i>Transmisibilidad relativa</i>	37
1.6.3	<i>Movimiento respuesta</i>	38
1.7	FORMA DEL AISLAMIENTO.	38
1.7.1	<i>Influencia del amortiguamiento en el aislamiento de vibraciones</i>	38
1.7.2	<i>Aislar el sistema mecánico a estudio de la base que lo soporta y que está vibrando</i>	39
1.7.3	<i>Reducción de la fuerza transmitida a la base</i>	40
1.7.4	<i>Consideraciones prácticas sobre la transmisibilidad</i>	41
1.7.5	<i>Resortes en serie o paralelo</i>	44
2	RESORTES	46
2.1	TEORIA PARA DISEÑO DE RESORTES METÁLICOS	46
2.2	RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION	46
3	ELASTÓMEROS	55
3.1	ELEMENTOS ELASTOMÉRICOS	55
3.2	FAMILIA DE LOS ELASTÓMEROS	55
3.2.1	<i>Rotura por fatiga y rotura prematura</i>	60
3.2.2	<i>Propiedades elásticas a pequeñas deformaciones</i>	61
3.3	CAUCHO.	62
3.3.1	<i>Propiedades físicas y químicas</i>	64
3.3.2	<i>Refuerzo</i>	64

3.4	NEOPRENO	65
3.4.1	<i>Aplicaciones</i>	67
3.5	METODOLOGIA PARA EL AISLAMIENTO MECÁNICO DE UN SISTEMA TÉCNICO	76
3.5.1	<i>Procedimientos.</i>	76
3.6	COMO SELECCIONAR UN AISLADOR	85
3.7	METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE UN RESORTE HELICOIDAL	89
3.8	METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE AISLANTES DE NEOPRENO Y CAUCHO NATURAL	93.
4	DISEÑO EXPERIMENTAL DEL BANCO	98
4.1	DESCRIPCION GENERAL DEL BANCO	99
4.1.1	<i>Descripción motor</i>	100
4.2	INSTRUMENTACIÓN	102
4.2.1	<i>Analizador de vibraciones mecánicas CSI modelo 2117</i>	102
4.2.2	<i>Fototacómetro</i>	103
4.2.3	<i>Acelerómetro de base magnética</i>	104
4.2.4	<i>Tarjeta de Adquisición de datos NI USB 9233 NATIONAL INSTRUMENTS</i>	104
4.2.5	<i>sensores de aceleración</i>	105
4.2.6	<i>Shaker MB-50. (Agitador)</i>	107
4.3	CONTROL DE FRECUENCIA	108
5	CALCULOS	109
5.1	ANALISIS DE DISTRIBUCION DE LA CARGA ESTÁTICA	109
5.1.1	<i>Análisis para la tabla superior</i>	109
5.1.2	<i>Análisis para la tabla soporte</i>	111
5.1.3	<i>Análisis para el soporte</i>	112
5.2	ANALISIS DE LA CARGA DINAMICA	114
5.3	DISEÑO DEL EJE	114
5.4	RESORTES METÁLICOS	118
5.4.1	<i>Calculo resorte parte superior</i>	118
5.4.2	<i>Calculo muelle resorte inferior</i>	121
5.5	CALCULO RESORTES ELASTOMERICOS	125
5.5.1	<i>Resorte elastomérico caucho natural 50 Shore</i>	125
5.5.2	<i>Resorte elastomérico en neopreno</i>	128
6	PRUEBAS Y MEDICIONES	132

7	RESULTADOS	147
8	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	152
	BIBLIOGRAFIA	154
	ANEXO A	155

TABLA DE FIGURAS

	Pág.
<i>Figura 1 Esquema de un motor de cuatro cilindros</i>	26
<i>Figura 2 Aislantes pasivos</i>	29
<i>Figura 3 Máquina desbalanceada montada para choques</i>	31
<i>Figura 4 Aislamiento de vibración (a) fuerza de vibración (b) Movimiento de excitación</i>	32
<i>Figura 5. Aislador de vibraciones</i>	33
<i>Figura 6. Pistón-biela-manivela</i>	39
<i>Figura 7 Mesa Vibrante</i>	40
<i>Figura 8 Máquina rotativa</i>	41
<i>Figura 9 Transmisibilidad de la vibración</i>	43
<i>Figura 10 Tipos de sistemas amortiguados</i>	44
<i>Figura 11 Resortes en serie y en paralelo</i>	45
<i>Figura 12 Barra sometida a torsión por una carga P y un brazo R</i>	47
<i>Figura 13 Distribución del Esfuerzo de Corte</i>	49
<i>Figura 14 Resorte helicoidal de compresión con los extremos escuadrados y rectificadas</i>	50
<i>Figura 15 Deflexión de trabajo y solida en un resorte helicoidal</i>	51
<i>Figura 16 Prueba de Fatiga: corte en un sentido</i>	53
<i>Figura 17 Criterio de Soderberg Modificado</i>	54
<i>Figura 18 Compresión de volumen</i>	68
<i>Figura 19 Cortante simple</i>	69
<i>Figura 20 Extensión simple</i>	69
<i>Figura 21 Penetración con indentador cilindro</i>	70
<i>Figura 22 Geometría de un elemento elastomérico</i>	72
<i>Figura 23 Bloque Elastomérico adherido a placas Rígidas</i>	73
<i>Figura 24 Espectro</i>	77
<i>Figura 25 Relación entre transmisibilidad y deflexión estática</i>	80
<i>Figura 26 Bloque de Inercia</i>	81
<i>Figura 27 Gráficas de carga vs deformación y carga vs frecuencia natural</i>	84
<i>Figura 28 Relación de frecuencias requerido para una eficiencia especificada</i>	86
<i>Figura 29 Determinación de frecuencia natural</i>	88
<i>Figura 30 Modelo Experimental</i>	98

<i>Figura 31 Parte Superior Modelo Experimental</i>	99
<i>Figura 32 Parte Inferior Modelo Experimental</i>	101
<i>Figura 33 Analizador de Vibraciones de Vibraciones</i>	102
<i>Figura 34 Fototacómetro</i>	103
<i>Figura 35 Acelerómetro Base Magnética</i>	104
<i>Figura 36 Tarjeta de Adquisición de datos NI USB 9233 National Instruments</i>	105
<i>Figura 37 Acelerómetros</i>	106
<i>Figura 38 Shaker MB-50</i>	107
<i>Figura 39 Variador de Frecuencia</i>	108
<i>Figura 40 Diagrama cuerpo libre de la tabla superior</i>	109
<i>Figura 41 Diagrama cuerpo libre de la tabla soporte</i>	111
<i>Figura 42 Base soporte banco</i>	112
<i>Figura 43 Diagramas de cortantes y momentos para el eje</i>	116
<i>Figura 44 Dimensiones del eje</i>	117
<i>Figura 45 Toma de medición frecuencia natural montaje completo</i>	132
<i>Figura 46 Registro de Inicio de prueba variador y analizador</i>	134
<i>Figura 47 Montaje para medición banco colocado directo piso placa edificio</i>	135
<i>Figura 48 Espectro comportamiento montaje con resortes metálicos</i>	136
<i>Figura 49 Gráfica transmisibilidad Resortes metálicos</i>	137
<i>Figura 50 Comportamiento resortes elastoméricos de caucho natural</i>	138
<i>Figura 51 Grafica de Transmisibilidad Resortes elastoméricos caucho natural</i>	138
<i>Figura 52 Comportamiento Resortes Neopreno</i>	139
<i>Figura 53 Grafica de transmisibilidad Resortes elastoméricos Neopreno</i>	140
<i>Figura 54 Montaje prototipo varillas</i>	141
<i>Figura 55 Montaje prototipo varillas vista 2</i>	142
<i>Figura 56 Espectro montaje con resortes a 30Hz</i>	143
<i>Figura 57 Espectro montaje resortes a 60 Hz</i>	143
<i>Figura 58 Diagrama lineal</i>	144
<i>Figura 59 Diagrama logarítmico</i>	145
<i>Figura 60 Espectro 30 Hz</i>	146
<i>Figura 61 Onda de tiempo con solo resortes</i>	147
<i>Figura 62 Onda de tiempo con caucho natural 50 sh</i>	148
<i>Figura 63 Onda de tiempo con Neopreno</i>	149
<i>Figura 64 Onda de tiempo con resortes parte inferior prototipo</i>	150

LISTA DE TABLAS

	Pág.
<i>Tabla 1 Designación y Composición de Elastómeros comunes</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 2 Propiedades del caucho natural</i>	<i>63</i>
<i>Tabla 3 Propiedades de algunos cauchos dureza shore A</i>	<i>74</i>
<i>Tabla 4 Propiedades de Neopreno</i>	<i>75</i>
<i>Tabla 5 Criterio vibratorio para máquinas</i>	<i>78</i>
<i>Tabla 6 Eficiencias de Aislantes Recomendadas</i>	<i>79</i>
<i>Tabla 7 Criterios de selección de materiales y elementos aislantes</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 8 Datos Motor modelo Pedrollo</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 9 Resumen Resorte Superior</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 10 Resumen Resorte Inferior</i>	<i>124</i>
<i>Tabla 11 Resumen Resorte Caucho 50</i>	<i>128</i>
<i>Tabla 12 Resumen Resorte Neopreno</i>	<i>131</i>
<i>Tabla 13 Medición frecuencia natural en montaje completo</i>	<i>132</i>
<i>Tabla 14 Medición frecuencia natural tabla superior</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 15 Medición frecuencia natural tabla inferior</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 16 Medición frecuencia natural del banco en los puntos de medición elegidos</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 17 Registro para toma de decremento logarítmico</i>	<i>150</i>
<i>Tabla 18 Valores hallados</i>	<i>151</i>

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A DOCUMENTACION PRUEBAS RESORTES	155
ANEXO B CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ESFUERZOS CORTANTES DE DISEÑO PARA ALAMBRE DE ACERO ASTM A227, ESTIRADO EN FRÍO	159
ANEXO C CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ESFUERZOS CORTANTES DE DISEÑO PARA ALAMBRE DE ACERO ASTM A231, ALEACIÓN CROMO Y VANADIO, CALIDAD DE RESORTES DE VÁLVULAS.	160
ANEXO D TABLA SUMINISTRADA POR EL FABRICANTE DE ALAMBRE CALIBRE 2 MM	161
ANEXO E MODULOS ESTANDAR DE MATERIALES ASTM	162
ANEXO F FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL	163
ANEXO G FACTORES DE CARGA PARA DISEÑO DE EJES	164
ANEXO H DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS	165
ANEXO I DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS CONTINUACION	166
ANEXO J DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS CONTINUACION	167
ANEXO K DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS CONTINUACION	168
ANEXO L TABLAS COMPARATIVA DE ELASTOMEROS	169
ANEXO M MODELO DE ELASTOMEROS	170
ANEXO N DOCUMENTACION PRÁCTICA	171

RESUMEN

TITULO: BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE AISLAMIENTO DE VIBRACIONES MECÁNICAS*

AUTORES: GUILLERMO ANDRÉS MARTÍNEZ VILLAMIZAR
CARMEN YOLIMA MATEUS SOLANO**

PALABRAS CLAVES: Transmisibilidad, Aislamiento, caucho natural, Neopreno, Amortiguamiento, Vibraciones Mecánicas

DESCRIPCION:

Este proyecto fue realizado con el propósito de fomentar la investigación en el área de transmisibilidad de vibraciones mecánicas, dando respuesta a la necesidad de implementar parte de esta ciencia que solo está registrada teóricamente en una manera práctica y fácil de visualizar, convirtiéndose en una ayuda pedagógica que permite una mejor explicación y aplicación de lo visto en el aula de clase, contribuyendo de esta forma a la misión de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER de formar profesionales integrales.

Se diseñó y construyó un modelo experimental que permite el estudio de la propagación de las vibraciones generadas cuando se induce falla de desbalance y el comportamiento manifestado al momento de ser modificada la elasticidad de sus descansos, facilitando la medición de la transmisibilidad cuando se opera en un rango de velocidad,.

La práctica propuesta evidencia la importancia del análisis de vibraciones en el estudio de la teoría de la transmisibilidad , brindando una herramienta asequible a los estudiantes con la finalidad de dar a conocer el uso de instrumentos de medición, como la tarjeta NI USB 9234 para la adquisición de datos junto con dos sensores de aceleración *PCB Piezotronics^{INC} acelerómetro PCB352SNC34 8282ICP* dispuestos para registrar la señal de vibración en tiempo real y la lectura de la misma es realizada por el software labview con el paquete Sound and Vibration el cual permite, hacer un análisis de espectros para identificar las fallas en maquinaria y con ello poder extrapolar los conocimientos académicos a las necesidades de la industria.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánica. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Ing. JABID EDUARDO QUIROGA MÉNDEZ.

SUMMARY

TITLE: EXPERIMENTAL TESTBENCH FOR STUDYING MECHANICAL VIBRATIONS*

AUTHORS: GUILLERMO ANDRÉS MARTÍNEZ VILLAMIZAR
CARMEN YOLIMA MATEUS SOLANO**

KEY WORDS: Transmissibility, Isolation, natural rubber, Neoprene, Dampening, mechanical vibrations.

DESCRIPTION:

This project was elaborated with the objective of promoting research in the mechanical vibrations transmissibility area, providing answer to the necessity of implementing the part of this science which is only documented theoretically, in an easier and more pragmatical way to visualize, becoming a helpful teaching tool to allow a better explanation and application of all learnt in class, contributing to the mission of the UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER in the integral formation of professionals.

It was designed and constructed an experimental model that allows the study of the propagation of the vibrations generated when it is induced a disbalancing failure and the behavior manifested when modified the elasticity of its bases, easing the measurement of transmissibility when operating within a speed range.

The proposed practice leaves in evidence the importance of the vibrations analysis in the study of the transmissibility theory, providing an acquirable tool to students with the objective of letting the user know the handling of measurement instruments, such as the card NI USB 9234 for acquiring data along with two *PCB Piezotronics^{INC} PCB352SNC34 82823ICP* acceleration sensors disposed to register the vibration signal in real time and the reading of the same performed by the Labview software included with the sound and vibration package which allows to make a spectrum analysis for identifying failures in machinery and this way extrapolate the academic knowledge to the industry needs.

* Degree Work

** Physical Mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director Eng. JABID EDUARDO QUIROGA MÉNDEZ.

INTRODUCCION

El estudio de las vibraciones mecánicas de Sistemas Técnicos puede ser de especial interés si se considera los efectos que pueden tener en estructuras, en equipos y en la salud humana.

Las máquinas utilizadas en edificios y compañías, por ejemplo compresores, ventiladores, o ascensores, trabajan a frecuencias que pueden hacer resonar columnas, vigas, paredes, ventanas, puertas o demás componentes y poner en riesgo la integridad de la edificación. La vibración que se transmite por las estructuras, aunque no entren en resonancia, pueden alcanzar equipos sensibles, como las máquinas de control numérico o los instrumentos de metrología y alterar su buen funcionamiento disminuyendo la calidad de los productos.

La vibración generada por una máquina también puede afectar personas, ya sea porque están en contacto con esta, o debido a que llega a ellas a través del suelo o la estructura. La exposición prolongada a niveles severos de vibración puede provocar lesiones corporales entre ellos resaltando problemas de columna vertebral (a frecuencias entre 4 y 5 Hz) y daños cardiovasculares (a frecuencias menores a 20 Hz), además que puede generar fatiga, afectar los sentidos, como la visión, e interferir en el desarrollo de tareas provocando estrés en los operarios de maquinaria.

La asignatura de vibraciones mecánicas, se desarrolla bajo un programa estructurado y proyectado a un aprendizaje no solo teórico sino también práctico que permite al estudiante apropiarse mejor de los conceptos con tal fin es necesario optimizar y renovar los bancos experimentales existentes en el laboratorio y junto con ello los métodos y medios de medición, buscado

implementar nueva tecnología para verificar fallas en máquinas y la detección de las mismas.

Este proyecto busca el desarrollo de un modelo experimental que permita el estudio de la propagación de las vibraciones generadas por sistemas técnicos, evidenciadas al momento de ser modificada la elasticidad de sus descansos y las condiciones de operación del modelo.

El modelo experimental, guarda semejanza con algunos sistemas técnicos industriales como compresores. Bombas, centrífugas, etc., consta del sistema de Potencia (motor eléctrico AC y eje), un sistema de desbalance (disco con masa excéntrica), sistema de suspensión (resortes metal y elastoméricos) y sistema de control.

El control de la frecuencia de excitación (motor), se hace con el variador de frecuencia *siemens*, las amplitudes que se generen con tal excitación en el modelo experimental serán registradas por una tarjeta de adquisición de datos en este caso la NI USB 9234, conectada a un computador que deberá tener el software Labview 2009, con la herramienta incorporada para el análisis de vibraciones y sonido (Tool kit Sound and vibration), señal que será captada por los acelerómetros PCB Piezotronics^{INC} C34 352SN dispuestos cada uno en las bases superior e inferior del banco.

El primer capítulo presenta una selección de información elemental acerca de sistemas de un grado de libertad, la teoría de la Transmisibilidad y la propuesta teórica del prototipo experimental, se propone un modelo teórico simplificado (sistema masa-resorte-amortiguador y fuerza periódica de excitación) con un grado de libertad para explicar el comportamiento del sistema, pero cabe explicar

que no es propio de este proyecto profundizar en la modelación matemática del sistema puesto que se busca una aplicación de la teoría.

El segundo capítulo recopila la teoría para el diseño de resortes metálicos y elastoméricos que trabajan principalmente a compresión.

El capítulo tercero contiene estado del arte de los elastómeros sugeridos caucho natural y neopreno, la metodología para aislar mecánicamente un sistema técnico, los procedimientos y consideraciones de diseño para la selección y construcción de descansos o disipadores de vibración partiendo de la base de tener resortes metálicos.

El cuarto capítulo describe el montaje del banco experimental, sus componentes y propiedades, además de la instrumentación empleada, el dispositivo de captura y el módulo de control.

En el quinto capítulo se realizan los cálculos de estática pertinentes para la presentación del diseño del prototipo, se calculan dos tipos de aislante para el banco experimental resortes metálicos y resortes elastoméricos (caucho natural y neopreno).

Las pruebas y mediciones se exponen en el sexto capítulo. El cual es reforzado con el séptimo capítulo en el cual se sustentan dichas mediciones con los resultados obtenidos.

El proyecto se cierra con las conclusiones, recomendaciones y nuevas vías de desarrollo.

1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES

1.1 CARACTERISTICAS DE SISTEMAS MECÁNICOS VIBRATORIOS

Al modelar un sistema mecánico vibratorio se encuentra constituido por los siguientes elementos característicos:

EL CUERPO (con masa y momento de inercia) como almacenador de energía cinética. Es el elemento que relaciona la fuerza con la aceleración.

El comportamiento dinámico de un cuerpo rígido hace necesario el conocimiento de tres parámetros indispensables

- Masa (m), posición del centro de gravedad
- Ejes principales de inercia (de masa)
- Momentos principales de inercia (de masa)

EL RESORTE: Almacenador de energía potencial, es el medio que relaciona la fuerza con el desplazamiento.

Es un elemento elástico y se especifica por constante de rigidez K , esta característica depende del tipo de sistema y del tipo de movimiento que presenta, puede ser de translación o rotación.

Si el medio elástico está formado por varios elementos interconectados se determina la rigidez equivalente para elementos en serie o en paralelo según sea el caso. Como se indicara más adelante.

EL AMORTIGUADOR: Elemento de disipación de energía (transformación de energía térmica). Es el medio que relaciona la fuerza con la velocidad.

El amortiguamiento interno se debe a la fricción entre las partículas del material por histéresis o movimiento relativo en la estructura interna del material.

Se usan varios parámetros para indicar la cantidad o el grado de amortiguación presente en un sistema, entre los que se pueden notar principalmente:

- **Constante de Amortiguamiento**, indica la relación entre la fuerza transmitida por el amortiguador y la velocidad del sistema.
- **Amortiguamiento Crítico**, es el máximo amortiguamiento que permite oscilación del sistema.
- **Factor de Amortiguamiento, (ζ)** es la razón entre el amortiguamiento presente y el amortiguamiento crítico.
- **Decremento Logarítmico, (δ)** es el logaritmo natural de la razón entre dos amplitudes consecutivas de una oscilación libre de amortiguamiento viscosa.
- **Amortiguación específica**, es la relación entre la energía disipada y la energía total del sistema durante cada ciclo de movimiento del sistema.

EL EXCITADOR: Fuente de energía del sistema vibratorio, algunas veces este elemento se considera externo al sistema mecánico.

1.2 FRECUENCIA NATURAL

La frecuencia natural se define como “La frecuencia de vibración libre de un sistema”. Todas las máquinas y todas las estructuras tienen una serie de frecuencias naturales. Si se les obliga a vibrar a una o más de estas frecuencias naturales, se inducen esfuerzos dinámicos que tienden al infinito en comparación con los que se generarían si las mismas fuerzas entraran en otras frecuencias mayores o menores a estas frecuencias naturales.

Las altas amplitudes y fuerzas asociadas con la vibración estacionaria cerca de resonancia son extremadamente peligrosas, a partes de maquinaria y en la operación de sistemas mecánicos.

Se define como la raíz cuadrada de la relación de la rigidez y la masa del equipo.

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1.1)$$

Así si la frecuencia natural del disipador dinámico de vibraciones, mecánicas se hace igual a la frecuencia de excitación, es posible eliminar la fuerza transmitida a la fundación.

En general, tal disipador de vibraciones dinámicas es usado solamente cuando la frecuencia natural del sistema original está muy cerrado a la frecuencia de excitación (sin este dispositivo el sistema estaría cerca de la resonancia).

Físicamente el efecto disipador dinámico de vibraciones dinámicas se manifiesta al producir una fuerza de resorte $K \cdot X$, (X : distancia desplazada por el resorte) que cancela la excitación de la fuerza $P(t)$. Un disipador de vibraciones también tiene en cuenta la presencia de un amortiguador para el cual existe una constante de amortiguamiento.

Definida en términos matemáticos

$$C = \zeta * C_c \quad (1.2)$$

En sistemas de un grado de libertad C_c es definido

$$C_c = \sqrt{2 * K * M} \quad (1.3)$$

El decremento logarítmico (ζ) es una forma de determinar la cantidad de amortiguamiento presente en un sistema y consiste en medir la amplitud de las oscilaciones libres y determinar la tasa de caída. Así a mayor amortiguación, mayor tasa de caída.

Se expresa

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{X_n}{X_{n+1}} = \ln e^{\zeta * W_n * T} \quad (1.4)$$

Donde

n Número de ciclos, X_n representa la amplitud después de n ciclos.

Así el decremento logarítmico puede determinarse experimentalmente midiendo los máximos relativos $X_0, X_1, X_3, X_4, \dots, X_n$. y haciendo uso de expresión 1.4.

Con la ecuación que relaciona decremento logarítmico con factor de amortiguamiento es posible hallar este último,

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (1.5)$$

Para un sistema simple con un grado de libertad, el factor de Amortiguación específica se relaciona directamente con el decremento logarítmico y el factor de amortiguamiento.

La amortiguación específica es útil para comprobar la capacidad de amortiguación de los materiales de ingeniería.

1.3 DINAMICA DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS VIBRATORIOS

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 (Fig.1) 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:

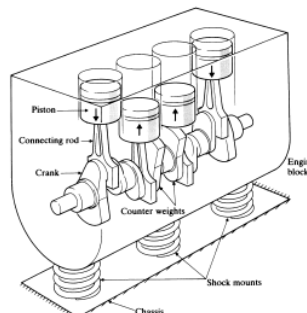
El conocimiento y control de las frecuencias naturales del sistema de cara a evitar la presencia de resonancias bajo la acción de excitaciones externas.

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 disipadores dinámicos de vibraciones o masas auxiliares neutralizadoras de vibraciones, llamados también amortiguadores dinámicos, con el objetivo de reducir la respuesta del sistema.

Figura 1 Esquema de un motor de cuatro cilindros



Fuente: Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales / tema 6- control de vibraciones / Universitas Navarrensis

1.4 INTRODUCCIÓN AL 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 la resonancia, 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, entre otros) 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 las 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 debidos 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 visco-elásticos 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 visco-elástico sujeta a otra de material elástico. Otra, más habitual y que da muy buenos resultados, es la formada por una capa de visco-elástico entre dos de material elástico. Una desventaja importante asociada al uso de los materiales visco-elásticos 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.

1.5 AISLAMIENTO DE VIBRACIONES

Con el fin de reducir tanto como sea posible la cantidad de fuerza transmitida a los cimientos debido a la vibración de la maquinaria, las maquinas generalmente aisladas de los cimientos, montándolas sobre resortes y amortiguadores. Como resultado, la fuerza transmitida a los cimientos es la suma de las fuerza del resorte y del amortiguador

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.

1.5.1 Control pasivo de vibración.

Existe un método en el que no se requiere de una fuente de energía externa. Está formado por un elemento elástico (que incorpora una rigidez) y un elemento disipador de energía (que aporta un amortiguamiento).

Ejemplos de aislantes pasivos son: un muelle metálico, un corcho, un fieltro, un resorte neumático, un elastómero etc.

Figura 2. Aislantes pasivos



Fuente: Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales / tema 6- control de vibraciones / Universitas Navarrensis

1.5.2 Control activo de vibración

Está formado por un servomecanismo que incluye un sensor, un procesador de señal y un actuador. Por ello requiere una fuente de energía externa. 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.

En nuestro caso se aplicara la metodología de control pasivo de vibración.

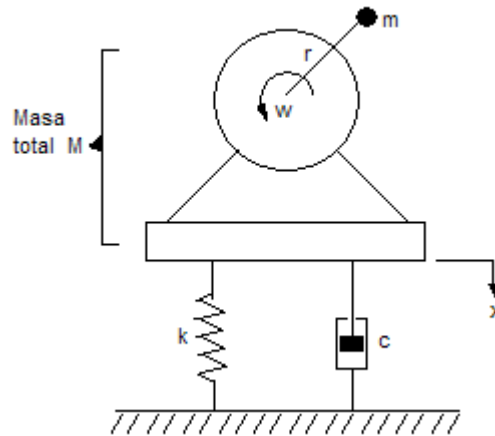
1.5.3 Vibración debida a desbalance en la rotación

La fuerza de entrada que excita el movimiento vibratorio a menudo surge de la rotación en desequilibrio, una condición que surge cuando el centro de masa de un cuerpo rígido en rotación y el de rotación no coincide.

La (fig.3) muestra una máquina desbalanceada montada en soportes para choques. Se asume que el rotor está girando a una velocidad constante ω (rad/s) y que la masa de desbalance m está localizada a una distancia r del centro de rotación. Entonces la masa de desbalance producirá una fuerza centrífuga de magnitud

$$F_d = m\omega^2 r \quad (1.6)$$

Figura 3 Máquina desbalanceada montada para choques



Fuente: Libro Ogata

En el presente análisis, se limitara el movimiento en la dirección vertical solamente, aunque el desbalance de la rotación produce una fuerza de componente horizontal.

La componente vertical de esta fuerza

$$F_d(\uparrow) = mw^2r \sin wt \quad (1.7)$$

Actúa sobre los rodamientos y es así transmitida a la fundación. Lo que posiblemente causa la vibración de la máquina excesivamente.

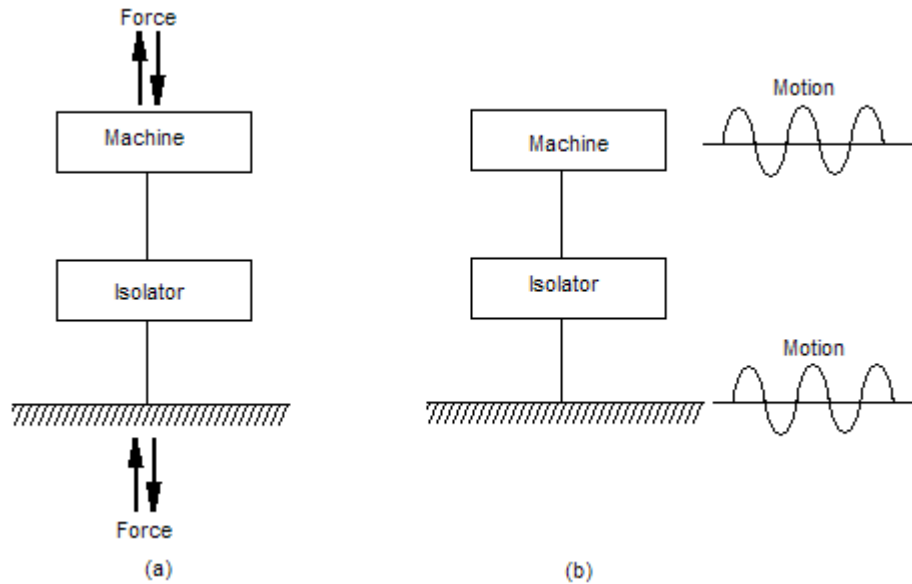
(Nota: para conveniencia se escogió arbitrariamente el tiempo en el origen $t=0$, así que la fuerza de desbalance aplicada al sistema es $mw^2r \sin wt$.)

Si se permite que la masa total del sistema es M , el cual incluye el desbalance de masa m . aquí, se considera solamente el movimiento vertical y la medida del desplazamiento vertical x desde la posición de equilibrio y en ausencia de la función fuerza.

La función de un aislador de vibración es reducir la magnitud de fuerza transmitida de una máquina a su base o reducir la magnitud del movimiento transmitido desde una base vibratoria a la máquina.

El concepto es ilustrado en la siguiente figura

Figura 4 Aislamiento de vibración (a) fuerza de vibración (b) Movimiento de excitación



Fuente: Libro Ogata

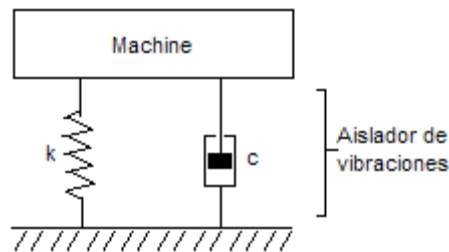
El sistema consiste de un cuerpo rígido representando una máquina conectada a una fundación por un aislador que consiste de un resorte y un amortiguador, como se ve en (fig.4, parte a), esta ilustra el caso en el cual la fuente de vibración es una fuerza originada dentro de la máquina vibrando (**fuerza de excitación**). El aislador reduce la fuerza transmitida a la fundación. En (fig.4, parte b), la fuente de vibración es un movimiento de vibración vibrando (**movimiento de excitación**). En este caso el aislador reduce la amplitud de vibración de la máquina.

El aislador o disipador de vibraciones consiste de un medio resistente soportante de carga (tal como un resorte) y un medio disipador de energía (tal como un amortiguador). Un aislador de vibración típico es mostrado en la (fig.5), en un

aislador de vibración simple, un solo elemento como el caucho sintético puede desempeñar la función de ambos medios soportar carga y disipar energía.

En el análisis dado aquí, la máquina y la fundación son asumidas rígidas y el aislador es asumido sin masa.

Figura 5. Aislador de vibraciones



Fuente: Libro Ogata

1.6 TRANSMISIBILIDAD

La Transmisibilidad es el valor más significativo de la amplitud de vibración porque además de tener en cuenta la historia de la vibración en el tiempo da un valor de amplitud relacionado directamente con la energía, es decir, con la capacidad destructora de la vibración.

La transmisibilidad es una medida de reducción de una fuerza transmitida o de un movimiento proporcionado por un aislador.

Si la fuente de vibración es una fuerza vibrante debida a desbalance de la maquina (Fuerza de excitación), con ello transmisibilidad es la relación

$$T_r = \frac{\textit{amplitud de la fuerza transmitida a la fundación}}{\textit{amplitud de la fuerza exitadora}}$$

Si la fuente de vibración es un movimiento vibratorio de la fundación (Movimiento de excitación), con ello transmisibilidad es la relación

$$T_r = \frac{\text{amplitud de la de la vibración de la máquina}}{\text{amplitud de la vibración de la fundación}}$$

Se encuentra la transmisibilidad en términos de relación de amortiguamiento y teniendo en cuenta la ecuación (1.2)

$$\zeta = \frac{C}{C_c} \quad (1.8)$$

Relación de frecuencia

$$\mu = \frac{w}{w_n} \quad (1.9)$$

La fuerza excitadora (dirección vertical) es causada por desbalance másico y se expresa en

$$P(t) = mw^2r \sin(w * t) = F_o \sin(w * t) \quad (1.10)$$

M masa total de la maquina incluyendo el desbalance de masa m. La fuerza f(t) transmitida a la fundación es la suma de las fuerzas del amortiguador y la fuerza del resorte, así

$$f(t) = b\dot{x} + kx = F_t \sin(w * t + \phi) \quad (1.8)$$

Tomando la transformada de Laplace de las ecuaciones asumimos condiciones iniciales de cero, se obtiene

$$(Ms^2 + bs + k)X(s) = P(s)$$

(1.11)

$$(bs + k)X(s) = F(s)$$

Donde $X(s) = \mathcal{L}[x(t)]$, $P(s) = \mathcal{L}[p(t)]$ y $F(s) = \mathcal{L}[f(t)]$, por lo consiguiente

$$\frac{X(s)}{P(s)} = \frac{1}{Ms^2 + bs + k}$$

(1.12)

$$\frac{F(s)}{X(s)} = bs + k$$

Eliminando $X(s)$ de los campos de las dos últimas ecuaciones

$$\frac{F(s)}{P(s)} = \frac{F(s)X(s)}{X(s)P(s)} = \frac{bs + k}{Ms^2 + bs + k}$$

(1.13)

La función transferencia sinusoidal es así

$$\frac{F(jw)}{P(jw)} = \frac{bjw + k}{-Mw^2 + bjw + k}$$

(1.14)

Dividiendo ésta ecuación tanto numerador como denominador entre M, se tendría

$$\frac{F(jw)}{P(jw)} = \frac{\frac{b}{M}jw + \frac{k}{M}}{-w^2 + \frac{b}{M}jw + \frac{k}{M}}$$

(1.15)

Substituyendo $w_n^2 = k/M$ y $2 * w_n * \zeta = b/M$ dentro de la ultima ecuación y simplificando; se tiene

$$\frac{F(jw)}{P(jw)} = \frac{2w_n\zeta jw + w_n^2}{-w^2 + 2w_n\zeta jw + w_n^2}$$

(1.16)

Dividiendo esta ecuación anterior tanto numerador como denominador entre w_n^2 , se tendría

$$\frac{F(jw)}{P(jw)} = \frac{1 + \left(2\zeta w/w_n\right)j}{1 - w^2/w_n^2 + \left(2\zeta w/w_n\right)j} \quad (1.17)$$

De lo cual sigue que

$$\left| \frac{F(jw)}{P(jw)} \right| = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta w/w_n\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(w^2/w_n^2\right)^2 + \left(2\zeta w/w_n\right)^2}} \quad (1.18)$$

$$T_r = \frac{|F(jw)|}{|P(jw)|} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\mu)^2}}{\sqrt{(1 - \mu^2)^2 + (2\zeta\mu)^2}} \quad (1.19)$$

Por lo cual la transmisibilidad sería:

$$TR = \frac{F_t}{F_o} = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta \left(\frac{w}{w_n}\right)\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \left(\frac{w}{w_n}\right)\right)^2}} \quad (1.20)$$

La aplicación en esta ecuación de la expresión obtenida para la respuesta del sistema permitirá determinar el valor máximo de la fuerza transmitida a la fundación, así como la dependencia de los parámetros que influyen en su valor.

1.6.1 Transmisibilidad absoluta

Es una medida de la reducción de la fuerza transmitida o movimiento proporcionado por un aislamiento. Si una fuente de vibración es un movimiento de oscilación de la fundación (movimiento de excitación) la transmisibilidad es la relación de amplitud de vibración del equipo y la a la amplitud de vibración de la fundación. Si la fuente de vibración es una fuerza de oscilación originada dentro del equipo (fuerza de excitación), la vibración es la relación de la amplitud de la fuerza transmitida a la fundación y la amplitud de la fuerza excitando.

1.6.2 Transmisibilidad relativa

Es la relación de la amplitud de la deflexión del aislamiento y la amplitud del desplazamiento impuesto a la fundación.

Los efectos del aislamiento de vibraciones son la reducción, permitiendo la deflexión del aislamiento.

La deflexión relativa es una medida del claro requerido en el aislamiento. Esta característica es significativa solamente en un aislamiento usado para reducir la vibración transmitida de una fundación vibrando.

1.6.3 Movimiento respuesta

Es la relación de la amplitud del desplazamiento del equipo y el cociente obtenido por dividir la amplitud de la fuerza por la rigidez estática del aislamiento. Si el equipo es accionado por una fuerza de excitación, el movimiento resultante del equipo determina el espacio requerido por el aislamiento. El aislamiento debe tener un claro tanto mayor o menor sea el movimiento del equipo.

1.7 FORMA DEL AISLAMIENTO.

Las características esenciales de un aislamiento son los medios de soporte de la carga elástica y los medios de disipación de energía. En ciertos tipos de aislamientos, la función de los medios de soporte de carga y de disipación de energía deben ser desempeñados por un simple elemento, caucho natural o sintético.

En otros tipos de aislamientos, la elasticidad de los medios de la carga sostenida deben necesitar las suficientes características para parar y distinguir medios de disipación de energía como resortes de medios de disipación de energía como los son los amortiguadores, eso es una condición. Para propuestas de análisis, es asumido los resortes y los amortiguadores como elementos separados. En general los resortes son asumidos como y lineales y de menor masa.

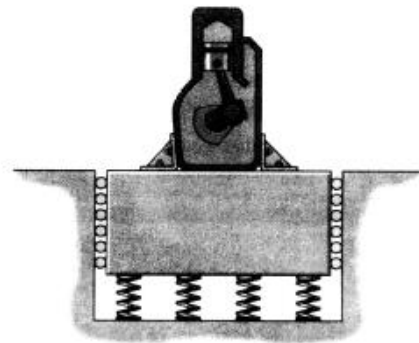
1.7.1 Influencia del amortiguamiento en el aislamiento de vibraciones

La naturaleza y el grado de aislamiento de vibraciones proporcionado por un aislamiento son influenciados marcadamente por las características del amortiguador.

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, cuando se trata de sistemas mecánicos con elementos alternativos o rotativos; o pueden tratarse de fuerzas de carácter impulsivo, es el caso de sistemas de prensa, estampación, explosiones. (Fig.6).

Figura 6. Pistón-biela-manivela

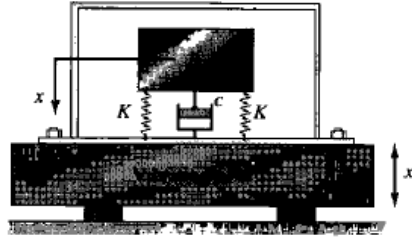


Fuente: Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales / tema 6- control de vibraciones / Universitas Navarrensis

1.7.2 Aislar el sistema mecánico a estudio de la base que lo soporta y que está vibrando

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.

Figura 7. Mesa Vibrante



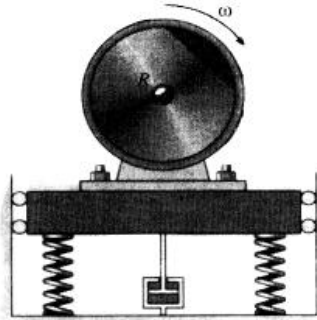
Fuente: Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales / tema 6- control de vibraciones / Universitas Navarrensis

1.7.3 Reducción de la fuerza transmitida a la base

Si el sistema se modela como un sistema de un grado de libertad, la fuerza de excitación se transmite a la fundación o base a través del muelle y el amortiguador y su valor ($F_t(t)$) viene dado por la suma de ambas componentes ecuación 1.22.

Si la fuerza transmitida a la base $F(t)$ varía de forma armónica (como es el caso de sistemas con elementos rotativos, (Fig.8) las tensiones y deformaciones que tendrán lugar sobre los elementos de unión a la fundación también variarán armónicamente, lo que podría llegar a provocar un fallo por fatiga. Incluso en el caso de que la fuerza transmitida no sea armónica, su magnitud deberá limitarse por debajo de unos valores de seguridad.

Figura 8 Máquina rotativa



Fuente: Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales / tema 6- control de vibraciones / Universitas Navarrensis

1.7.4 Consideraciones prácticas sobre la transmisibilidad

El que tanto en un caso como en otro la transmisibilidad tenga la misma expresión anima a representarla gráficamente (fig.9).

- Para poder decir que se ha conseguido el aislamiento es preciso que la Transmisibilidad sea < 1 . Puede observarse que ello obliga a que la frecuencia de excitación ω_f sea, por lo menos, $\sqrt{2}$ veces la frecuencia natural del sistema ω_0 .
- Para valores de $\mu = \omega_f / \omega_0$ próximos a la unidad, es decir $\mu < \sqrt{2}$ el sistema actúa no como un aislante, sino como un amplificador, por lo cual recibe el nombre de *zona de Amplificación* debido a que la fuerza recibida por la base es mayor que la fuerza de excitación transmitiendo esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales. En este sector se alcanza la máxima transmisibilidad.
- Para $\mu = \sqrt{2}$ es el punto de *no aislamiento* es decir la fuerza producida por la base es exactamente igual a la fuerza de excitación, una frecuencia de excitación dada ω_f , puede reducirse el valor de transmisibilidad disminuyendo la frecuencia natural ω_0 del sistema (lo que equivale a aumentar la μ). En esta

situación la transmisibilidad de la fuerza será la misma sin importar la elasticidad o amortiguamiento del aislante.

- Si $\mu > \sqrt{2}$ el sector del gráfico se denomina *zona de aislamiento*; es decir la Tr disminuye y se alcanza la condición de aislamiento, la reacción de la base es menor que la fuerza de excitación y se hará aún menor en la medida en que aumente la frecuencia de operación de la máquina. Por lo que al amortiguamiento se refiere, la transmisibilidad también puede reducirse disminuyendo la relación de amortiguamiento (ζ) ya que el aislante será más eficiente en ese intervalo.

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.

Si la frecuencia de excitación es inferior a veces la frecuencia propia, la transmisibilidad es superior a uno, luego la fuerza transmitida es mayor a la fuerza de excitación, existe una amplificación de las vibraciones.

Cuando trabajamos en esta zona, es importante el amortiguamiento existente en el sistema. Cuanto mayor sea este, menor será la amplificación de las vibraciones.

Si la frecuencia de excitación es mayor a veces la frecuencia propia, la transmisibilidad es inferior a uno, es decir, la fuerza transmitida es inferior a la fuerza originada en el sistema, luego nos encontramos en la zona de atenuación.

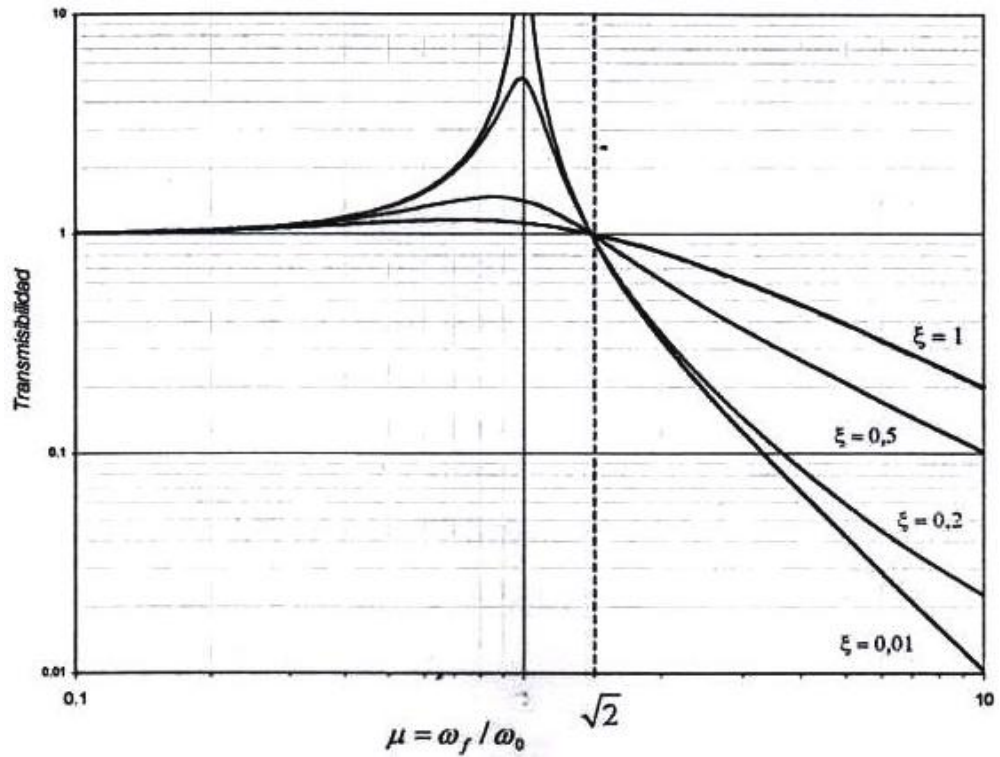
Para conseguir el mayor aislamiento se deben buscar las frecuencias propias más bajas posibles. Existen dos formas de conseguirlo:

- Aumentar la masa del sistema.
- Disminuir la rigidez de los antivibratorios.

Para aumentar la eficacia del aislamiento en la zona de atenuación, es favorable tener un amortiguamiento bajo, pero un amortiguamiento débil nos produce grandes desplazamientos al paso por la resonancia, luego es recomendable,

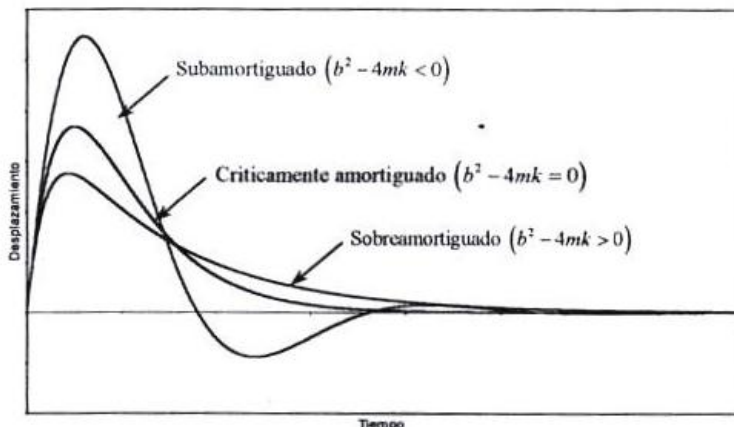
utilizar un coeficiente de amortiguación tal que su paso por la resonancia no produzca desplazamiento inadmisibles para la máquina.

Figura 9 Transmisibilidad de la vibración



Fuente: Autores Proyecto

Figura 10 Tipos de sistemas amortiguados



Fuente: Autores Proyecto

$$\text{Sistema subamortiguado} \quad b^2 - 4mk < 0 \quad (1.21)$$

$$\text{Sistema Críticamente amortiguado} \quad b^2 - 4mk = 0 \quad (1.22)$$

$$\text{Sistema sobreamortiguado} \quad b^2 - 4mk > 0 \quad (1.23)$$

1.7.5 Resortes en serie o paralelo

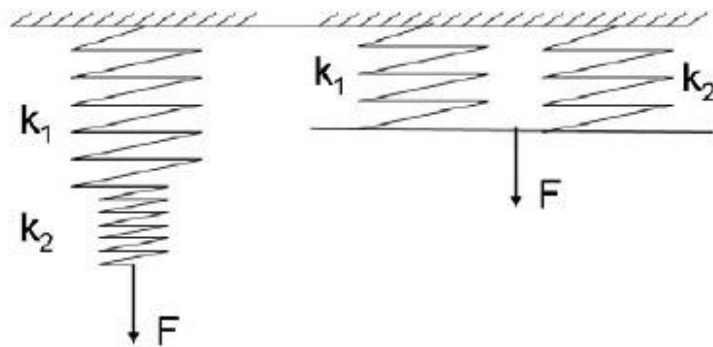
Es importante conocer cómo es posible hallar la constante de un resorte dependiendo de la disposición en la cual se encuentren. Al inicio de este capítulo se dio apertura al tema de los parámetros cinéticos de un sistema, en este aparte se busca ampliar la información de los resortes puesto que el proyecto propuso un prototipo donde los elementos deformables son distribuidos.

La constante del resorte en un arreglo en serie, será más baja que en un arreglo en paralelo, lo cual puede ser demostrado considerando la (fig. 11).

Para el arreglo en serie la deflexión de cada resorte es:

$$X_1 = \frac{F}{k_1} ; X_2 = \frac{F}{k_2} \quad (1.24)$$

Figura 11 Resortes en serie y en paralelo



Fuente: Tesis, CRUZ, Luis

La fuerza es la misma para los dos. Por lo tanto la deflexión total de los dos resortes es:

$$X = X_1 + X_2 = F * \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right)$$

(1.25)

Consecuentemente la constante total está dada por:

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{k_{Total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (1.26)$$

Para un arreglo paralelo, la fuerza total es la suma de las fuerzas individuales, por ende la constante total es:

$$k_{Total} = k_1 + k_2 \quad (1.27)$$

2 RESORTES

2.1 TEORIA PARA DISEÑO DE RESORTES METÁLICOS

Aunque existen de diferentes materiales y geometrías, nuestro modelo académico de medición considera únicamente los resortes metálicos helicoidales. Por su adaptabilidad y aplicación en el aislamiento de vibraciones.

2.2 RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESION

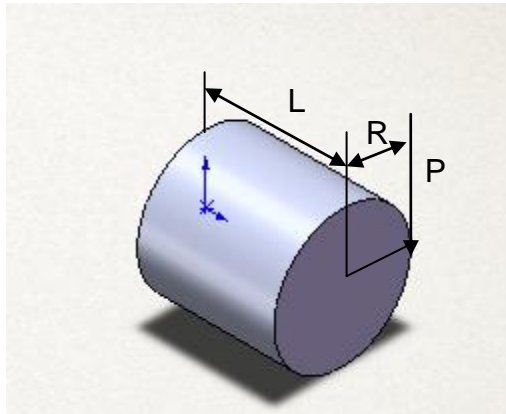
Los resortes helicoidales de compresión constituyen una alternativa para el aislamiento de vibraciones mecánicas gracias a su capacidad de almacenar energía (elasticidad). Su elección puede ser determinada por su relativo bajo costo de fabricación, su estabilidad en presencia de temperatura (alta y baja) y la resistencia a los derivados del petróleo como grasas y aceites. Para el aislamiento de excitaciones de bajas frecuencias en maquinaria pesada, este tipo de resortes puede constituir el único método práctico para alcanzar las deflexiones necesarias. Si se detecta la presencia de ruido o vibraciones de alta frecuencia, se pueden, interponer almohadillas o arandelas de caucho natural o neopreno entre el resorte y la base.

Los resortes helicoidales de compresión generalmente no son diseñados para soportar altas cargas cortantes y es posible que puedan pandearse. Una manera de limitar este inconveniente es guiar el resorte, permitiendo solo el movimiento en la posición vertical.

No es recomendable usar resortes en estados resonantes porque su amortiguamiento interno se considera despreciable y las amplitudes alcanzarían

niveles destructivos para los equipos; en estos casos se debe acompañar el resorte de un dispositivo que le ayude a disipar energía, o usar otro tipo de aislante que brinde mayor amortiguamiento esto se lograría con los elastómeros.

Figura 12 Barra sometida a torsión por una carga P y un brazo R



Fuente: Autores Proyecto

Una barra puede actuar como resorte al tener una deflexión angular grande cuando se le aplica una carga torsional fig.11. Para un par $P \cdot R$ la rotación relativa (en radianes) es los extremos está dada por:

$$\phi_r = \frac{LPR}{GJ} \quad (2.1)$$

Donde L es la longitud de la barra, P es la carga, R es el brazo de momento, G es el modulo de Rigidez del material y J el momento polar de inercia que para una sección solida circular de diámetro d, es:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.2)$$

El desplazamiento relativo es:

$$x = \phi_r R = \frac{LPR^2}{GJ} \quad (2.3)$$

El esfuerzo de corte debido a la torsión es proporcional a la distancia desde el centro de la barra. El máximo valor ocurre sobre la superficie y para una barra sólida su valor es:

$$\tau_T = \frac{Td}{2J} = \frac{16PR}{\pi d^3} \quad (2.4)$$

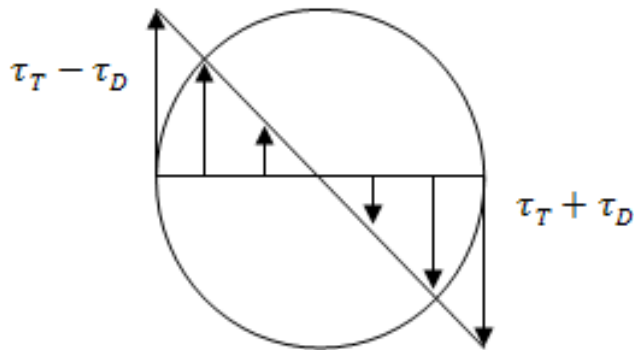
Para la parte de la barra que no está entre los soportes, se tiene una carga directa de corte P y un esfuerzo de corte promedio P/A para el área A de la sección transversal. Para la carga vertical P, el esfuerzo de corte por torsión y el esfuerzo de corte directo se combinan para dar el esfuerzo de corte máximo en el extremo de un diámetro horizontal cerca del punto de aplicación de la carga (fig.12). En ese punto el esfuerzo de corte directo es de algo mayor que el valor promedio basándose en la teoría de la elasticidad su valor es:

$$\tau_D = \frac{(1 + 2\nu)Pd^2}{16(1 + \nu)I} \quad (2.5)$$

Donde $I = \pi d^4/64$ para una sección sólida y ν es la relación de Poisson, si se une (2.4) y (2.5)

$$\tau = \frac{16PR}{\pi d^3} \left(1 + \frac{0.3075d}{r} \right) \quad (2.6)$$

Figura 13 Distribución del Esfuerzo de Corte



Fuente: libro diseño de Máquinas I, Leonidas Vásquez

Las relaciones entre esfuerzos y deflexiones por cargas para los resortes helicoidales, sujetos a carga axial son muy similares a las relaciones obtenidas para barras a torsión. Considérese el esquema del resorte a compresión de la (fig.13.) si la carga resultante y la reacción P permanecen en el eje del resorte, entonces un elemento diferencial de resorte está sujeto al par $P \cdot D/2$ donde D es el diámetro medio del resorte (valor promedio entre los radios interior y exterior). No se tiene momento flectante debido a la carga P. La deflexión del alambre se deberá solamente a la torsión. Teniendo en cuenta que $D=2R$ y usando la ecuación (2.3), se tiene:

$$x = \frac{LPD^2}{4GJ} \quad (2.7)$$

La longitud efectiva L de alambre es función del diámetro medio D y del número de espiras n_a :

$$L = \pi D n_a \quad (2.8)$$

Sustituyendo la ecuación (2.7) y el momento polar de inercia para el alambre solido de diámetro d en la ecuación (2.6), se obtiene la deflexión de un resorte helicoidal de compresión:

$$x = \frac{8n_a P D^3}{G d^4} \quad (2.9)$$

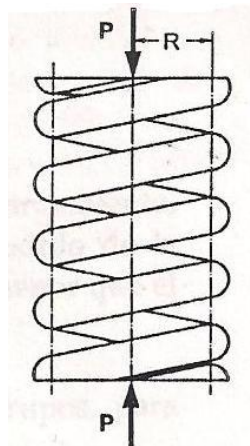
Y una constante de elasticidad del resorte de:

$$k = \frac{P}{x} = \frac{G d^4}{8n_a D^3} \quad (2.10)$$

El número de espiras efectivas n_a puede ser una o dos espiras menos que el número total de espiras n_t del resorte dependiendo del tipo de extremos del resorte. Las espiras en los extremos del resorte de la fig.13 no participan en la deflexión del resorte, por lo tanto se tienen dos vueltas inactivas; este estilo de extremo se conoce como *escuadrado y rectificado*.

$$n_a = n_t - 2 \quad (2.11)$$

Figura 14 Resorte helicoidal de compresión con los extremos escuadrados y rectificados.



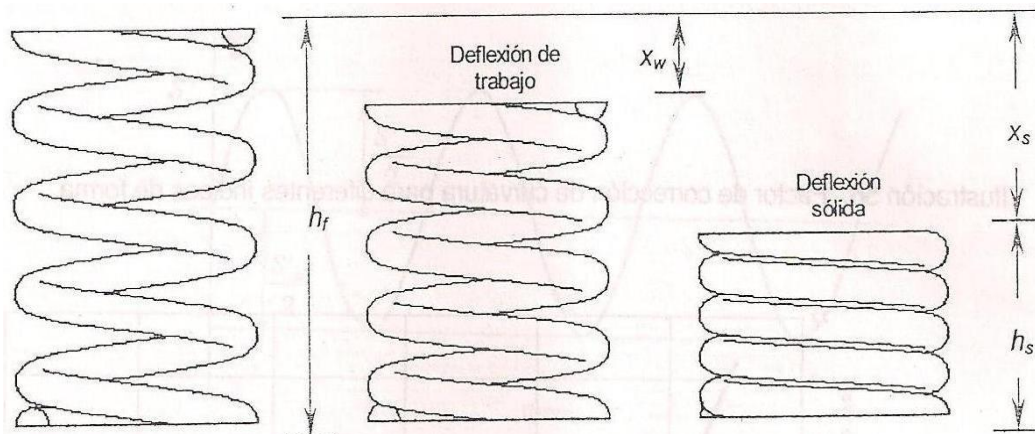
Fuente: libro diseño de Máquinas I, Leonidas Vásquez

Con los extremos escuadrados, las espiras en el extremo permanecen aproximadamente perpendiculares al eje del resorte.

Se define a la carga de trabajo P_w en un resorte a compresión como la máxima carga esperada; y la deflexión de trabajo x_w como la deflexión correspondiente a dicha carga. Además, haciendo referencia a la (fig.14), se define la deflexión sólida x_s como la diferencia entre la altura libre h_f (sin carga) y la altura sólida h_s .

$$x_s = h_f - h_s \quad (2.12)$$

Figura 15 Deflexión de trabajo y sólida en un resorte helicoidal



Fuente: libro diseño de Máquinas I, Leonidas Vásquez

El esfuerzo de corte debido a la torsión en una barra recta (fig.11) está dado por la ecuación (2.4). El efecto de curvatura en un resorte helicoidal aumenta por el factor de corrección de curvatura de Wahl:

$$K_{wl} = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (2.13)$$

Donde C es llamado índice de una forma de resorte y es la relación entre el diámetro medio del resorte **D** y el diámetro del alambre **d**:

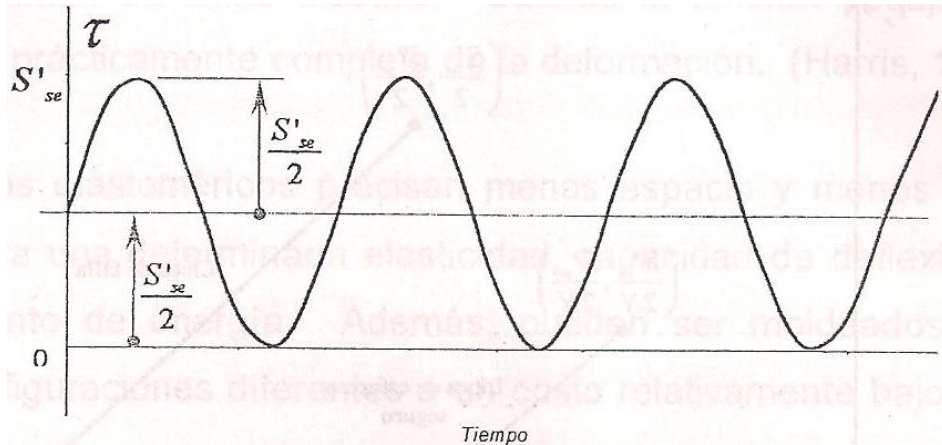
$$C = \frac{D}{d} \quad (2.14)$$

Usando el factor de corrección de curvatura de Wahl se corrige la ecuación (2.4) para obtener:

$$\tau_T = \frac{8CP}{\pi d^2} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \right) \quad (2.15)$$

Si se conoce el esfuerzo de límite de fatiga a corte y el esfuerzo en el punto de cedencia, entonces se puede usar el criterio de **Soderberg** sobre las bases de esfuerzo de corte. Si el valor del esfuerzo límite de fatiga del alambre del resorte es dado para corte en un sentido, entonces se usa el procedimiento de **Soderberg Modificado**. La prueba de corte en un sentido está basada en que el esfuerzo se corte esta variando continuamente desde cero hasta un valor máximo S'_{se} (Fig.15). Se supone que S'_{se} es el esfuerzo de corte para el cual una pieza o elemento está en el límite de falla después de un número “infinito” de ciclos.

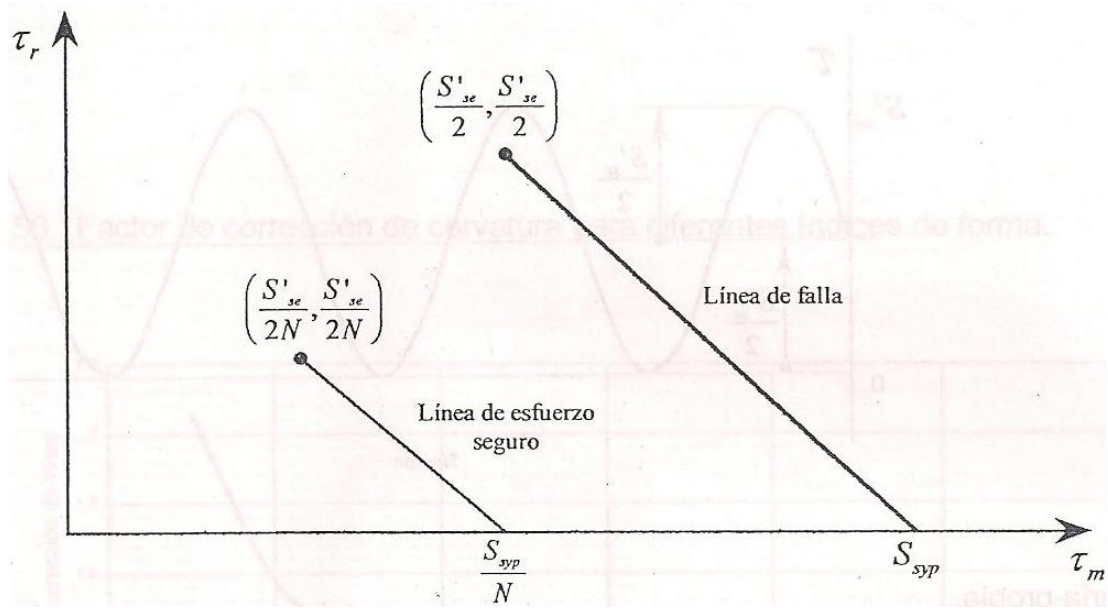
Figura 16 Prueba de Fatiga: corte en un sentido



Fuente: libro diseño de Máquinas I, Leonidas Vásquez

Los puntos $\left(\frac{S'_{se}}{2}, \frac{S'_{se}}{2}\right)$ y $(S_{yp}, 0)$ se designan como puntos de falla en el trazo modificado de Soderberg en la (fig.16). La línea entre los puntos de falla se utilizara para predecir falla debido a la combinación de los esfuerzos medio y fluctuante. Analógicamente se identifica el límite de combinaciones seguras de los esfuerzos medio y fluctuante, por la línea de esfuerzo de seguridad trazada entre los puntos $\left(\frac{S'_{se}}{2N}, \frac{S'_{se}}{2N}\right)$ y $\left(\frac{S_{yp}}{N}, 0\right)$ para un factor de seguridad N. los puntos de esfuerzo (τ_m, τ_r) que caigan en la línea de esfuerzo seguro o por debajo de esta constituyen un diseño de resorte adecuado.

Figura 17 Criterio de Soderberg Modificado



Fuente: libro diseño de Máquinas I, Leonidas Vásquez

3 ELASTÓMEROS

3.1 ELEMENTOS ELASTOMÉRICOS

Los aisladores elastoméricos tienen muchas aplicaciones debido a que pueden moldearse adecuadamente de formas y rigidez distintas, poseen más amortiguación interna que los resortes metálicos, suelen precisar espacio y peso mínimos y pueden unirse a piezas metálicas adaptadas para simplificar el anclaje.

3.2 FAMILIA DE LOS ELASTÓMEROS

Los elastómeros son cauchos naturales o materiales de tipo caucho que pueden soportar grandes deformaciones y luego volver a su estado original sin sufrir virtualmente ningún daño; tienen una extensibilidad y deformabilidad excepcionales. Algunos elastómeros pueden soportar elongaciones de 1000 por ciento con tensiones comprendidas entre los 0.145 y 0,218 Pa (1000 a 1500 lb/in²) antes de alcanzar su límite elástico. Cuando la tensión desaparece, hay una recuperación prácticamente completa de la deformación.

Los elementos elastoméricos precisan menos espacio y menos peso que otros aislantes, para una determinada elasticidad, capacidad de deflexión, disipación y almacenamiento de energía. Además, pueden ser modelados de materiales, formas y configuraciones diferentes a un costo relativamente bajo.

El amortiguamiento inherente de los elastómeros suele resultar útil para prevenir la excesiva amplitud de la vibración en estados resonantes; una amplitud mucho menor que la que se produciría si se utilizaran resortes metálicos.

Los materiales elastoméricos proporcionan una excelente resistencia a la transmisión del ruido a través de las estructuras debido a su relativamente baja impedancia acústica, que es una consideración que se debe tener muy en cuenta cuando las exigencias acústicas son un factor determinante.

Ambos elastómeros, naturales y sintéticos están disponibles para la capitalización en productos goma. La Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (ASTM) y la designación composición de algunos elastómeros comunes se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 Designación y Composición de Elastómeros comunes

ASTM designation	Common name	Chemical composition
NR	Natural rubber	<i>cis</i> -Polyisoprene
IR	Synthetic rubber	<i>cis</i> -Polyisoprene
BR	Butadiene rubber	<i>cis</i> -Polybutadiene
SBR	SBR	Poly (butadiene-styrene)
IIR	Butyl rubber	Poly (isobutylene-isoprene)
CIIR	Chlorobutyl rubber	Chlorinated poly (isobutylene-isoprene)
BIIR	Bromobutyl rubber	Brominated poly (isobutylene-isoprene)
EPM	EP rubber	Poly (ethylene-propylene)
EPDM	EPDM rubber	Poly (ethylene-propylene-diene)
CSM	Hypalon	Chloro-sulfonyl-polyethylene
CR	Neoprene	Poly chloroprene
NBR	Nitrile rubber	Poly (butadiene-acrylonitrile)
HNBR	Hydrogenated nitrile rubber	Hydrogenated poly (butadiene-acrylonitrile)
ACM	Polyacrylate	Poly ethylacrylate
ANM	Polyacrylate	Poly (ethylacrylate-acrylonitrile)
T	Polysulfide	Polysulfides
FKM	Fluoroelastomer	Poly fluoro compounds
FVMQ	Fluorosilicone	Fluoro-vinyl polysiloxane
MQ	Silicone rubber	Poly (dimethylsiloxane)
VMQ	Silicone rubber	Poly (methylphenyl-siloxane)
PMQ	Silicone rubber	Poly (oxydimethyl silylene)
PVMQ	Silicone rubber	Poly (polyoxymethylphenyl-silylene)
AU	Urethane	Polyester urethane
EU	Urethane	Polyether urethane
GPO	Polyether	Poly (propylene oxide-allyl glycidyl ether)
CO	Epichlorohydrin homopolymer	Polyepichlorohydrin
ECO	Epichlorohydrin copolymer	Poly (epichlorohydrin-ethylene oxide)

Fuente: Harris_Shock_And_Vibration_Handbook

Algunos elastómeros como el caucho natural, neopreno y goma de butilo y tienen alta regularidad en su estructura molecular. Ellos se alinearán y se cristalizan cuando se aplica una tensión, con resultantes de alta propiedades de

tracción. Otros elastómeros no cristalizan por esfuerzos y requiere la adición de refuerzo para obtener resistencia a la tracción adecuada.

El caucho natural se utiliza ampliamente en estado de choque y aisladores de vibración debido a su alta resiliencia (elasticidad), de alta resistencia y desgaste propiedades, y bajo costo. Elastómeros sintéticos tienen una amplia variedad de propiedades estáticas y dinámicas. En comparación con el caucho natural, algunos de ellos tienen una resistencia mucho mayor a la degradación por el calor, la oxidación, y aceites de hidrocarburos. Algunos, como el caucho butilo, tienen muy baja capacidad de recuperación en la habitación temperatura y se utilizan comúnmente en aplicaciones que requieren alta vibración de amortiguación.

El tipo de elastómero utilizado depende de la función de la pieza y el medio ambiente en el que la parte se coloca. Algunos elastómeros sintéticos pueden funcionar bajo condiciones que serían muy hostiles a la goma natural. Un examen inicial de los elastómeros potencial puede hacerse mediante la determinación de la temperatura superior e inferior límite del medio ambiente que la parte funcionará el elastómero, este debe ser estable en el límite superior de temperatura y mantener una dureza dada en el umbral. Hay un gran incremento en la dureza cuando se acerque a la temperatura de transición vítrea. Por debajo de esta temperatura el elastómero se convierte en un "vidrioso" sólidos con fractura al impacto.

Necesidad de nuevos controles se puede hacer mediante la determinación de los solventes y gases de la parte que estará en contacto durante la operación normal y además de ello es importante lo dinámico y estático, propiedades físicas necesarias para un desempeño adecuado.

La mayoría de los materiales sometidos a un esfuerzo exhiben una región elástica inicial en la cual la deformación es proporcional al esfuerzo aplicado; y si este se elimina, el material recupera su longitud original.

Por lo general, la magnitud de la deformación elástica no exceda al 1% y una deformación mayor introduce otro tipo de relación entre esfuerzo y deformación. La deformación está relacionada al movimiento elástico de los átomos fuera de sus posiciones de equilibrio.

Los materiales conocidos como elastómeros pueden soportar deformaciones reversibles hasta varios cientos de porcentaje.

El material es blando y su módulo elástico es bajo.

1. Es posible producir deformaciones elevadas.
2. La deformación es reversible.
3. El material no es cristalino y en su modificación ordinaria existe a una temperatura superior a la transición vítrea.

Si bien la representación de la “molécula enroscada” explica la curva de esfuerzo contra deformación de los elastómeros en una manera cualitativa no proporciona una teoría completa porque existen varias observaciones experimentales sin explicación.

Las primeras teorías moleculares atribuían el comportamiento de los elastómeros al hecho de que las moléculas estaban enroscadas cuando el material no estaba sometido a esfuerzo alguno y por lo tanto podían soportar alargamientos elevados al desenroscarse bajo la acción de un esfuerzo aplicado.

Entre los diferentes elastómeros, el caucho natural y el neopreno poseen probablemente la combinación de propiedades necesarias para satisfacer los requerimientos de aislamiento.

Pero cabe nombrar que la silicona es uno de los elastómeros más costosos. Sus propiedades son muy estables y aporta un aislamiento efectivo para un rango de temperaturas muy amplio: -54 a 177°C (-65 a $+350^{\circ}\text{F}$). Para la silicona es posible alcanzar sin riesgo una temperatura superior a los 149°C (300°F) durante varias horas. El límite superior de temperatura de cada elastómero depende de sus propiedades, del grado de deterioro como resultado de la exposición continua a temperaturas elevadas. La notable capacidad de los elastómeros de silicona de soportar temperaturas extremas se contrapone a sus limitaciones para soportar altas tensiones y su baja resistencia a la abrasión.

Los aislantes fabricados de elastómeros tienen un comportamiento complejo debido a su naturaleza viscoelástica (es decir esta entre la de un sólido y la de un líquido), a su límite de elasticidad indefinido y a que a sus propiedades físicas varían con el tiempo, la temperatura y el ambiente.

3.2.1 Rotura por fatiga y rotura prematura

Sea cual sea su geometría, tanto los elastómeros como los metales fallan por fatiga al ser sometidos a cargas cíclicas repetidas. A diferencia de los metales, los elastómeros no experimentan fallas catastróficas debido a la fatiga; la falla comienza con una fisura en el punto de mayor esfuerzo cortante y gradualmente se propaga a través del cuerpo del elastómero. El resultado es una reducción progresiva de la rigidez, que por lo general, se hace aparente antes de la rotura total.

La mayoría de los aislantes elastoméricos no deben ser sometidos a grandes cargas estáticas durante largos periodos tiempo. Un aislante con una gran deflexión estática puede dar un rendimiento satisfactorio temporalmente, pero la deflexión tiende a aumentar excesivamente si el periodo de tiempo es largo. En general los elastómeros no se deben cargar estáticamente para deflexiones superiores al 15% en compresión y al 50% en cortante.

Un factor que contribuye al fallo prematuro de un elemento elastomérico es el efecto de la tensión mínima sobre la vida de fatiga. Para Elastómeros que cristalizan bajo tensiones fuertes (como el neopreno y el caucho natural), la vida de fatiga es mayor si la tensión mínima siempre es positiva o negativa y nunca pasa a través del cero. Una forma eficaz de impedir que la tensión mínima pase a través de cero (bajo condiciones dinámicas) es aplicar al elastómero una precarga estática adecuada. Los puntos de concentración de esfuerzo que tienen como resultado fallo prematuro, pueden evitarse redondeando los filos y esquinas agudas y suavizando los cambios bruscos de sección. Si el elemento elastomérico contiene incrustaciones metálicas, como las arandelas, estas deben ser lo suficiente grandes como para evitar que sus bordes corten la superficie del elastómero.

3.2.2 Propiedades elásticas a pequeñas deformaciones

Los elastómeros poseen la capacidad de soportar grandes deformaciones, sin embargo para propósitos de aislamiento de vibraciones escasamente se alcanzan deformaciones de 25% a compresión o del 75% a cortante lo que permite estudiar la elasticidad del aislante mediante un análisis elástico convencional, asumiendo un comportamiento esfuerzo-deformación lineal.

A continuación se expone los dos elastómeros a profundidad para conocer sus propiedades y su desempeño, y con ello la conclusión del por qué y para qué fueron seleccionados para el aislamiento.

3.3 CAUCHO.

El caucho natural posee probablemente la combinación de propiedades mecánicas más favorable. Posee la mínima plasticidad, máxima tensión y elongación máxima de rotura. Su utilidad está restringida por sus límites de resistencia al deterioro bajo la influencia de hidrocarburos, el ozono y las temperaturas ambientales altas, es un material único que es al mismo tiempo elástico y viscoso. Piezas de caucho por consiguiente, pueden funcionar como aisladores de vibración, choque y/o como amortiguadores.

Aunque el término de caucho se utiliza con poco rigor, en estado natural se conoce como un elastómero, pero el caucho por lo general se refiere a la suma de material vulcanizado¹. Una característica importante es que el caucho es utilizado en un 80% aproximadamente vulcanizado. (Sólo el 20% es utilizado puro).

El caucho tiene un bajo módulo de elasticidad y es capaz de sostener una deformación de hasta 1000 por ciento. Después de esta deformación, es rápida y contundentemente se retrae a sus dimensiones originales. Cuenta con la elasticidad y, sin embargo exhibe amortiguación interna.

El caucho se puede transformar en una variedad de formas y puedan incluirse los insertos metálicos o placas de montaje para tener una amplia variedad de

¹ **Vulcanización** La vulcanización del caucho es un proceso mediante el cual se calienta el caucho crudo en presencia de azufre, con el fin de volverlo más duro y resistente al frío. Hace que las formas químicas y vínculos entre las cadenas de elastómero adyacentes y posteriormente imparte dimensiones la estabilidad, fuerza y resistencia. Un caucho sin vulcanizar carece de propiedades estructurales.

propiedades a carga de deflexión o de compresión la curva puede ser alterada al cambiar su forma.

El caucho no se corroe y normalmente no necesita lubricación.

Tabla 2 Propiedades del caucho natural

Adhesión a Metales	Excelente
Adhesión a telas	excelente
Resistencia al Desgarramiento	Muy Buena
Resistencia a la Abrasión	excelente
Deformación por compresión	Buena
Resistencia Dieléctrica	excelente
Electro aislamiento	Bueno a Excelente
Permeabilidad a los Gases	Bastante Baja
Acido resistencia Diluido	Regular a buena
Acido resistencia Concentrado	Regular a buena
Resistencia Hidrocarburos Alifáticos	Pobre
Resistencia Hidrocarburos Aromáticos	Pobre
Resistencia Solventes Oxigenados (cetonas)	Buena
Resistencia Disolventes de lacas	Pobre
Resistencia Hinchamiento en aceite Lubricante	Pobre
Resistencia Aceite y Gasolina	Pobre
Resistencia Aceites vegetales y animales	pobre buena
Resistencia Higroscopicidad	muy buena
Resistencia Oxidación	Buena
Resistencia Ozono	Pobre
Resistencia Envejecimiento a la luz solar	Pobre
Resistencia Envejecimiento en caliente	Regular
Resistencia Bajas temperaturas	muy buena
Resistencia Llama	Pobre

Fuente: www.monografias.com

3.3.1 Propiedades físicas y químicas

El caucho bruto en estado natural es un hidrocarburo blanco o incoloro. El compuesto de caucho más simple es el isopreno o 2-metil butadieno, cuya fórmula química es C_5H_8 .

A la temperatura del aire líquido, alrededor de $-195\text{ }^\circ\text{C}$, el caucho puro es un sólido duro y transparente. De 0 a $10\text{ }^\circ\text{C}$ es frágil y opaco, y por encima de $20\text{ }^\circ\text{C}$ se vuelve blando, flexible y translúcido. Al amasarlo mecánicamente, o al calentarlo por encima de $50\text{ }^\circ\text{C}$, el caucho adquiere una textura de plástico pegajoso. A temperaturas de $200\text{ }^\circ\text{C}$ o superiores se descompone.

El caucho puro es insoluble en agua, álcali o ácidos débiles, y soluble en benceno, petróleo, hidrocarburos clorados y disulfuro de carbono.

Con agentes oxidantes químicos se oxida rápidamente, pero con el oxígeno de la atmósfera lo hace lentamente.

- Excelentes propiedades Mecánicas, tracción, flexión y compresión.
- Excelente aislante eléctrico, muy buena resistencia a los ácidos diluidos y detergentes.
- Buena adhesión a tejidos y metales.

3.3.2 Refuerzo

Los Elastómeros que no se cristalizan debido a esfuerzos necesitan reforzarse para obtener esfuerzos tensionantes adecuados para propiedades de tracción. El carbón negro es el material más utilizado para el refuerzo. El mecanismo del refuerzo se cree que es tanto química como física en la naturaleza.

Sus propiedades principales son la superficie y la estructura. Partículas negras de menor tamaño que tengan una superficie superior dan un mayor efecto de refuerzo. Aumentada la superficie se proporciona mayor resistencia a la tracción, módulo de elasticidad, dureza, resistencia a la abrasión, resistencia al desgarro, la conductividad eléctrica, la disminución de la resiliencia y la vida flex-fatiga. Los mismos efectos también se encuentran con mayores niveles (partes por cien de caucho), de carbón negro, pero los valores máximos se producen en diferentes niveles. La estructura se refiere a la alta temperatura de la fusión de las partículas en agregados durante la fabricación.

El aumento de estructura aumentará módulo, dureza y conductividad eléctrica pero tendrá poco efecto sobre la resistencia a la tracción, resistencia a la abrasión, o resistencia al desgarro.

3.4 NEOPRENO

Fue descubierto hacia 1925 por el químico estadounidense J. Carothers para la firma Dupont. Es el elastómero de uso especial más difundido en todo el mundo, pues sus excelentes propiedades y características garantizan óptimos resultados. Su nomenclatura internacional es "CR" (según normas ASTM, Tabla 1), y corresponde al nombre comercial del producto 2-Cloro, 1-3 Butadieno, que es el equivalente al Policloropreno.

Posee elevadas propiedades de resistencia al calor, así como a la oxidación y luz solar. Asimismo, se comporta excepcionalmente ante la fatiga por flexión (Histéresis²), y es notoria su resistencia a la llama. En general, sus propiedades

² **histéresis** es la tendencia de un material a conservar una de sus propiedades, en ausencia del estímulo que la ha generado. Podemos encontrar diferentes manifestaciones de este fenómeno. Por extensión se aplica a fenómenos que no dependen sólo de las circunstancias actuales, sino también de cómo se ha llegado a esas circunstancias.

mecánicas son óptimas y puede ser utilizado con éxito en instalaciones con un campo de temperatura que oscila entre -15°C y $+120^{\circ}\text{C}$. Posee mas resistencia a los hidrocarburos y al ozono que el caucho natural, siendo el Buna N especialmente satisfactorio para aplicaciones que implican temperaturas ambientales altas. El Buna S es un buen caucho sintético se propósito general como aislante de vibraciones.

Facilidad de fabricación y bajo costo de los materiales. Los apoyos de neopreno no tienen partes móviles, constan simplemente de una placa o más de neopreno. Una ventaja muy importante del apoyo de neopreno es su efectividad como medio para la transferencia de la carga. Cuando soporta cargas de compresión la placa de hule, absorbe las irregularidades de la superficie y de esa manera las imperfecciones salientes.

El neopreno actualmente se usa para apoyos y disipadores de vibración por dos razones importantes: tiene las propiedades físicas que se requieren y es altamente resistente al deterioro debido al intemperismo³. A continuación se enumeran las características representativas del Neopreno:

- Resistencia. La resistencia del neopreno a la compresión es más que suficiente para soportar cargas. Cuando el proyecto se ha hecho adecuadamente, el apoyo de neopreno puede soportar cargas a la compresión de hasta 70 Kg/cm^2 . Además la mayor parte de la deformación plástica tiene lugar en los primeros diez días de carga.
- Durabilidad. En su resistencia al deterioro en neopreno es marcadamente superior al hule natural y a cualquier otro hule sintético y que pudiera satisfacer los requisitos físicos de las placas de apoyo. La vida útil de un neopreno es de

³ **Intemperismo:** Daño que se produce en aquello que está expuesto directa y permanentemente a la intemperie.

aproximadamente 40 años. Sin darle ningún tipo de mantenimiento hasta 35 años.

- Necesita menos conservación que cualquier otro elemento en un montaje de un proyecto.
- Finalmente debe resaltarse la elevada resistencia a la agresión química, tanto en soluciones ácidas como básicas, y su gran poder de adhesión, sobre todo en combinación con acero. No hay manera de que el apoyo sea inutilizado por la corrosión y que se transmita así un empuje excesivo a la pila o estribo sobre los que apoya.

Cuando un apoyo de neopreno se somete a la acción de una carga se deforma verticalmente. La deformación vertical no debe exceder del 15% del espesor antes de ser comprimido el apoyo. Cuando la deformación en compresión es mayor que 15% se producen esfuerzos internos dentro del neopreno que aceleran la rapidez de la deformación plástica y aceleran la rapidez del agrietamiento debido a intemperismo

3.4.1 Aplicaciones

A modo de síntesis, y como idea general, deben citarse las siguientes:

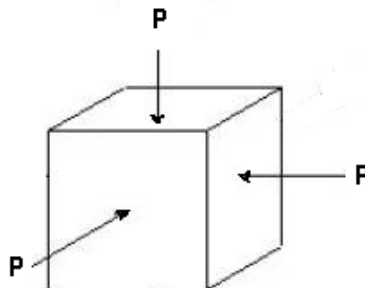
- Amortiguadores expuestos a la acción de envejecimiento.
- Tubería para descarga de productos con desgaste simultáneo de abrasión y temperatura.
- Juntas de dilatación para construcción.
- Perfilería sometida a intemperie.
- Forrado de cables eléctricos.
- Manguitos y todo tipo de juntas en la industria del automóvil.
- Recubrimiento de tanques para almacenamiento de determinados ácidos.

- Recubrimiento de cubas para decapado y baños electrolíticos y también para instalaciones potabilizadoras de tratamiento de aguas residuales.
- Cierres de estanqueidad para compuertas y cierres térmicos.
- Topes, goma-metal, y accesorios.

Los materiales isotrópicos se pueden describir por dos constantes elásticas fundamentales. La primera llamada Modulo de compresión de volumen K y está relacionada con la resistencia a la compresión del volumen bajo una presión hidrostática P como se observa (fig.17), se define en la ecuación (3.1)

$$P = K \left(\frac{\Delta V}{V_0} \right) \quad (3.1)$$

Figura 18 Compresión de volumen



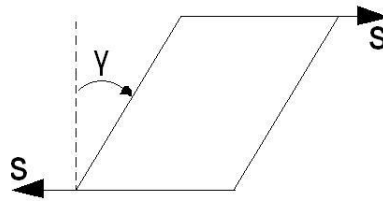
Fuente: Gent, 1992, 36

La segunda conocida como modulo a cortante G , describe la resistencia a el esfuerzo cortante simple S ; está determinada por:

$$G = \frac{S}{\gamma} \quad (3.2)$$

Donde γ es la cantidad de cortante, definida como la razón entre el desplazamiento lateral d y la altura h del elemento (fig.18).

Figura 19 Cortante simple

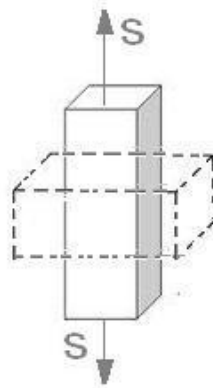


Fuente: Gent, 1992, 36

Otras constantes elásticas se pueden derivar de las dos anteriores (K y G). el módulo de tensión E (módulo de elasticidad de Young) relaciona el esfuerzo simple a tensión con la correspondiente elongación e (fig.19.) y está dado por :

$$E = \frac{t}{e} = \frac{9KG}{3K + G} \quad (3.3)$$

Figura 20 Extensión simple



Fuente: Gent, 1992, 36

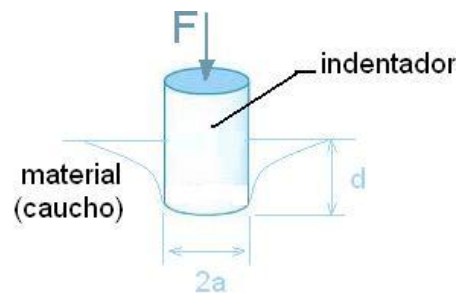
Y la relación de *Poisson* ν , definida como el cociente entre la contracción lateral e_2 y la deformación e_1 producto de una carga a extensión (fig.19). Está dada por la ecuación:

$$\nu = \frac{1}{2} \frac{3K - 2G}{3K + G} \quad (3.4)$$

Los cauchos poseen altos valores de módulo de compresión de volumen (K) del orden de 1.5 a 2 GPa, del módulo a cortante (G) entre el 0.5 y 10MPa (entre 2 y 3 veces menor que K). La relación de Poisson se asume como 0.5 (aproximadamente 0.4995) y el módulo de elasticidad E es igual a 3G.

El módulo G puede ser estimado indirectamente midiendo la dureza, es decir, la penetración elasticidad causada por un indentador rígido de tamaño y forma dada. La (fig.20). Representa el procedimiento para medir la dureza de un material la fuerza F que se aplica sobre un indentador para que penetre una distancia d depende de su forma

Figura 21 Penetración con indentador cilindro



Fuente: Gent, 1992, 46

- Si un indentador es un cilindro de radio a:

$$F = 8Gad \quad (3.5)$$

- Si el indentador es una esfera de radio a:

$$F = \left(\frac{16}{3}\right) G\sqrt{ad^3} \quad (3.6)$$

- Si el indentador es un cono de semiángulo θ :

$$F = \frac{8}{\pi} G d^2 * \tan^{-1} \theta \quad (3.7)$$

La constante elástica k de un elemento se define en la ecuación (3.8), como la cantidad de fuerza F necesaria para lograr una deflexión de una unidad.

$$k = \frac{F}{d} \quad (3.8)$$

Donde F es la fuerza aplicada y d es la deflexión. La constante del resorte k puede ser a compresión, a cortante, a tensión, o la combinación de ellas, dependiendo de la dirección de la fuerza aplicada con respecto al eje principal de la parte.

La ecuación (3.9) define la constante elástica k en términos de la geometría y del módulo:

$$\begin{aligned} k_s &= \frac{AG}{t} \\ k_c &= \frac{AE_c}{t} \\ k_t &= \frac{AE_t}{t} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Donde A es el área efectiva de carga, t es el espesor del elastómero sin deformarse, y G , E_c , E_t representan el módulo del elastómero a cortante compresión y tensión, respectivamente. La (fig.21) muestra las definiciones de área y espesor.

Figura 22 Geometría de un elemento elastomérico



Fuente: Gent, 1992, 43

A partir de las ecuaciones (3.8) y (3.9) se puede obtener una relación entre la fuerza y la deflexión:

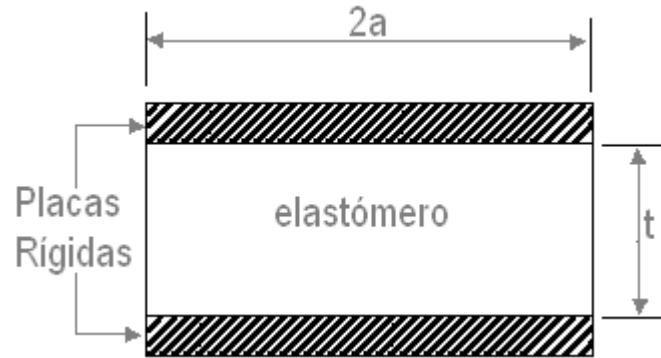
$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{3.10}$$

$$\epsilon = \frac{d}{t}$$

3.4.1.1 Compresión en bloques adheridos a placas rígidas

Un caso particular de deformación es el que se presenta cuando se tiene un bloque de caucho adherido a dos placas rígidas en las áreas de carga (fig.22). Se asume que la deformación ocurre en dos etapas: una compresión pura e que requiere de un esfuerzo uniforme de compresión $t_1 = 3Ge$, y una deformación cortante producida por los puntos de contacto con las placas que intentan mantener su posición original. Para un bloque cilíndrico de radio a y altura h , el esfuerzo cortante t_2 que actúa en la superficie adherida a una distancia radial r medida desde el eje del cilindro, esta dado por:

Figura 23 Bloque Elastomérico adherido a placas Rígidas



Fuente: Gent, 1992, 43

$$t_2 = 3G \left(\frac{r}{h} \right) e \quad (3.11)$$

Y aumentando linealmente con r . Este esfuerzo cortante se asocia con un esfuerzo normal o presión P de la forma:

$$t_2 = \left(\frac{h}{2} \right) \frac{dP}{dr} \quad (3.12)$$

Al integrar la ecuación (3.12) se obtiene P :

$$F = 3Ge \left(\frac{a^2}{h^2} \right) \left(1 - \frac{r^2}{h^2} \right) \quad (3.13)$$

Al integrar el esfuerzo normal ($P+t_1$) que actúa sobre la superficie adherida, la fuerza total a compresión F se obtiene de la forma:

$$F = 3\pi a^2 Ge \left(1 + \frac{a^2}{2h^2} \right) \quad (3.14)$$

En la ecuación (3.14) se observa que el efecto de las restricciones en superficies adheridas incrementa el modulo efectivo a compresión $E=3G$ por un factor de $(1+a^2/2h^2)$.

El modulo efectivo a compresión E_c es función del material y de la geometría del elemento. Una aproximación analítica para determinar el módulo de un elemento con placas adheridas es:

$$E_c = E_o(1 + 2\phi S^2) \quad (3.15)$$

Si el componente soporta esfuerzos bidireccionales,

$$E_c = 1.33E_o(1 + 2\phi S^2) \quad (3.16)$$

Par esfuerzos unidireccionales, donde E_o es el módulo de Young, ϕ es el coeficiente de compresión y S es el factor de forma.

El coeficiente de compresión ϕ es una propiedad del material que se determina empíricamente. La tabla 3. Contiene valores para ϕ dependiendo del módulo G .

Tabla 3 Propiedades de algunos cauchos dureza shore A

Dureza IRHD ± 2	Módulo de Young E (MPa)	Módulo de Cortadura G (MPa)	Coficiente Empírico k
30	0,92	0,30	0,93
35	1,18	0,37	0,89
40	1,50	0,45	0,85
45	1,80	0,54	0,80
50	2,20	0,64	0,73

55	3,25	0,81	0,64
60	4,45	1,06	0,57
65	5,85	1,37	0,54
70	7,35	1,73	0,53
75	9,40	2,22	0,52

El factor de forma S es función de la geometría del elemento y describe el efecto que esta tiene sobre el módulo G. Este factor se define como la relación entre el área sometida a carga A_L y el área libre A_B

$$S = \frac{A_L}{A_B} \quad (3.17)$$

El esfuerzo máximo admisible en un bloque adherido a placas rígidas puede ser estimado partiendo de que el esfuerzo cortante máximo en esta superficie debe ser menor que G; es decir, que la deformación máxima por cortante no debe ser superior a $h/3$.

Tabla 4 Propiedades de Neopreno

Nomenclatura ASME	Densidad (Gr/cm ³)	Dureza ±5" (shore A)	Rotura (Kg/cm ²)	Compresión (%)	Alargamiento (%)	Temp. Trab. (°C)	Características principales
CR	1.3	40-90	180	7	360	-30°C/+120°C	Alta resistencia mecánica y a la abrasión. Aplicaciones Hidráulicas. Excelente resistencia a aceites minerales y gasolinas. Es atacado por ácidos, bases y disolventes. Baja resistencia a agua y altas temperaturas.

Fuente: Ver anexo K

3.5 METODOLOGIA PARA EL AISLAMIENTO MECÁNICO DE UN SISTEMA TÉCNICO

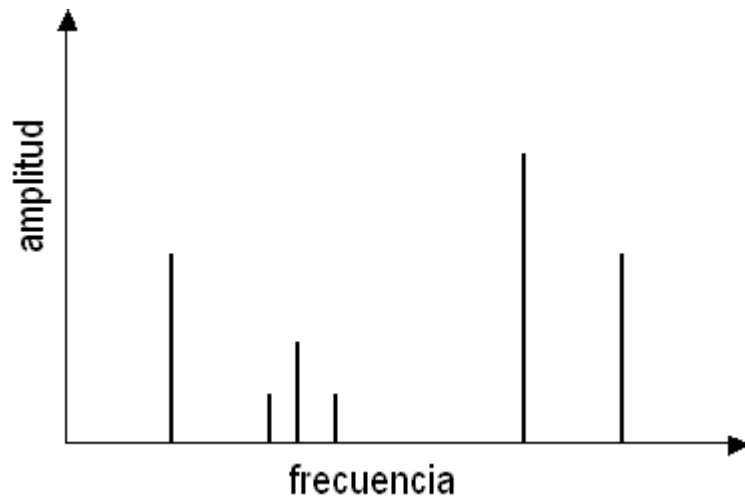
3.5.1 Procedimientos.

3.5.1.1 Recopilación de la información técnica del equipo.

El estado vibratorio ideal de una maquina puede deducirse del análisis dinámico de sus componentes. La información técnica de la maquina se puede encontrar generalmente en el manual del usuario; pero en ocasiones la maquina no se entrega con toda la información, y es necesario entonces, contactar al fabricante o indagar en la naturaleza de sus partes.

Se debe predecir el efecto dinámico de cada componente; puede valerse de un espectro (Fig.24) para consignar las amplitudes y frecuencias que podría producir: el motor, las aspas del ventilador, las masas excéntricas, los alabes de una bomba centrifuga, o cualquier otro elemento que pueda hacer parte de la máquina. Además, en lo posible, se deben calcular las velocidades críticas de los ejes y las frecuencias naturales de los demás componentes; este proceso se puede apoyar en el método de análisis de elementos finitos asistido por computador. Si la maquina trabaja a distintas velocidades, se debe tener presente al rango o los rangos de las velocidades de operación.

Figura 24 Espectro



Fuente: Autores Proyecto

3.5.1.2 Diagnostico del estado vibratorio de la máquina

El estado vibratorio real de la maquina se puede determinar midiendo su vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) con un equipo adecuado y llevando la señal en el dominio del tiempo a una representación espectral.

La confrontación de los espectros: teórico y real, puede ayudar a descartar la presencia de una anomalía mecánica. Si se detecta un estado vibratorio insatisfactorio, se debe corregir el/los problema/s antes de continuar en el proceso de vibro-aislamiento. Emplear elementos aislantes y/o amortiguadores en un equipo para disminuir el efecto de fallas mecánicas puede empeorar la condición de la falla y reducir la vida útil.

Existen diferentes estándares internacionales para la clasificación de la severidad vibratoria de las máquinas; algunas de ellas frecuentemente utilizadas en el medio son las normas ISO 2372, ISO 3945, ISO 10816-3 (Builes, 2002, 83). Además, en la (tabla 5.) se presentan algunos criterios usados y desarrollados por personas y

firmas con experiencia en el monitoreo de vibraciones de equipos HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado, por sus siglas en inglés), que también puede ser considerados.

3.5.1.3 Transmisibilidad deseada

La transmisibilidad ideal de una máquina aislada debe tender a 0%. Sin embargo, en la práctica no siempre es viable buscar transmisibilidades próximas a este valor. Para seleccionar una transmisibilidad acorde a las necesidades se deben tener en cuenta factores como la ubicación del sistema técnico que se desea aislar, la relación costo/eficiencia del aislante, el impacto que puede tener el equipo sobre personas, estructuras o maquinas aledañas, entre otras.

Tabla 5 Criterio vibratorio para máquinas

EQUIPO		DESPLAZMIENTO (mm)
BOMBAS	1800 rpm	0.05
	3600 rpm	0.025
COMPRESORES CENTRIFUGOS		0.025
VENTILADORES CENTRIFUGOS Y AXIALES	<600 rpm	0.1
	600 -1000 rpm	0.075
	1000 – 2000 rpm	0.05
	>2000rpm	0.025

Fuente: Foreman, 1990, pág 184

En la (Tabla 6) se recomiendan en algunas eficiencias para aislamientos pasivos, dependiendo del tipo de máquina y de su ubicación. La eficiencia de un aislante es igual al 100% menos el valor de transmisibilidad seleccionado.

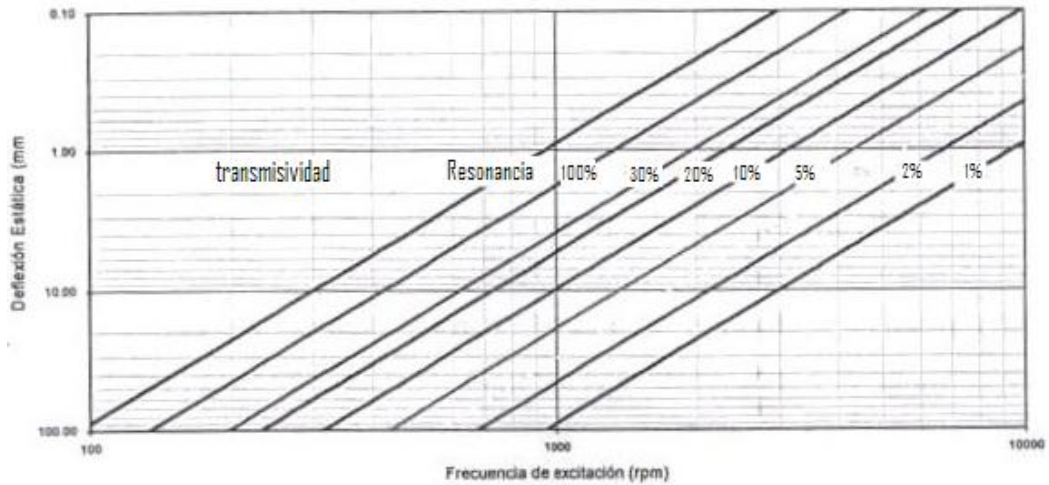
$$(\varepsilon\% = 100\% - T_x\%) \quad (3.18)$$

Tabla 6 Eficiencias de Aislantes Recomendadas

EQUIPOS		AREAS CRÍTICAS (%)	AREAS NO CRÍTICAS (%)
AIRE ACONDICIONADO		90	70
AIRE ACONDICIONADO PORTATIL		80	70
COMPRESORES CENTRIFUGOS		99	80
COMPRESORES RECIPROCANTES	HASTA 10 HP	85	70
	DE 15 A 50 HP	90	75
	DE 60 A 150 HP	95	80
VENTILACION Y CALEFACCION		80	70
TORRES DE ENFRIAMIENTO		80	70
CONDENSADORES. AIRE FRIO Y EVAPORADORES		80	70
TUBERIA		90	70
	HASTA 3HP	80	70
	MAS DE 3HP	95	80
<p>AREAS CRITICAS: Iglesias, restaurantes, locales comerciales, colegios, hospitales, estudios de radio y televisión, etc.</p> <p>AREAS NO CRITICAS: lavanderías, fábricas, sótanos, garajes, bodegas, etc.</p>			

Fuente: Foreman, 1990, 184

Figura 25 Relación entre transmisibilidad y deflexión estática



Fuente: AMC

La cantidad de transmisibilidad es el punto de partida para el cálculo, diseño y selección de materiales y geometrías para elementos aislantes.

La transmisibilidad calculada teóricamente es generalmente menor que aquella medida en la práctica. El cálculo de la transmisibilidad teórica asume que el sistema aislado está montado sobre una base infinitamente rígida e infinitamente masiva. Si la máquina se monta sobre una base que se defleca la eficiencia del aislante se reduce. Si la máquina que se desea aislar opera en una terraza o en un nivel elevado de una edificación es posible que se presenten deflexiones de la base; es este caso es conveniente especificar el aislante en términos de su deflexión estática y no en términos de su eficiencia, transmisibilidad u otros parámetros teóricos, de manera que el diseñador pueda compensar más ágilmente la deflexión de la base.

La (fig.25) presenta la relación que existe entre la transmisibilidad y la deflexión estática de un aislante a una frecuencia de excitación determinada. En la ilustración se considera que la constante elástica del elemento es lineal dentro del

rango de operación y que el material posee características elásticas iguales tanto en condiciones estáticas como dinámicas (es comúnmente el caso).

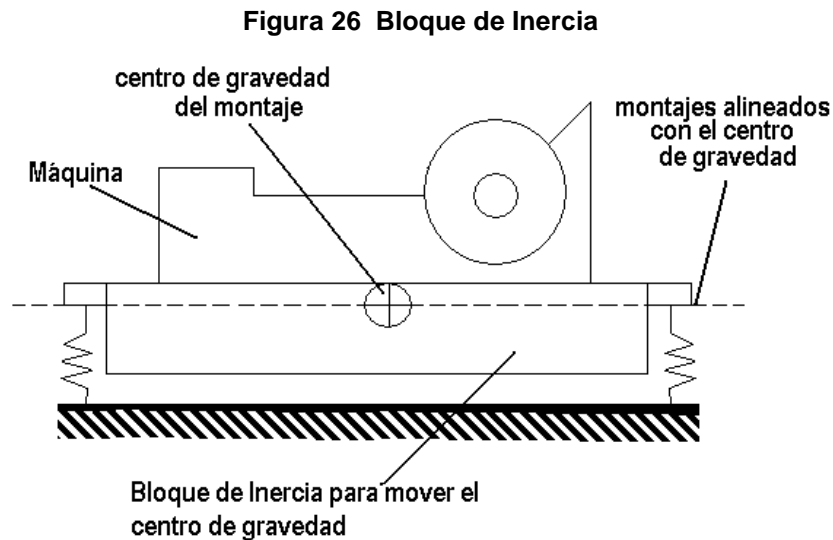
3.5.1.4 Masa de la máquina, centro de gravedad y bloque de inercia

La masa es un factor determinante de la frecuencia natural de un cuerpo como se establece en la ecuación (1.1).

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

Y puede ser aumentada o disminuida para cambiar la frecuencia natural de un sistema. Si la rigidez de un sistema permanece invariable y se aumenta su masa, su frecuencia natural disminuye. Si la frecuencia natural del sistema disminuye, es probable que el equipo pueda operar en el rango de vibro-aislamiento, y lejos de la resonancia. Una forma de aumentar la masa de una máquina, es fijándola rígidamente a un bloque de inercia.

El bloque de inercia debe pesar entre 1.5 y 2 veces el peso de la máquina. Si es posible, se debe diseñar de manera que el centro de gravedad del sistema se desplace al plano formado por los montajes de los aislantes.



Fuente: Harris, 1995, 28.15.

El uso de un bloque de inercia es aconsejable si:

- La máquina genera fuerzas relativamente grandes; por ejemplo motores diesel o martillos de forja.
- La máquina es inestable (frecuencia de excitación relativamente baja).
- La impedancia mecánica de la máquina es relativamente baja (poco masiva).
- La máquina tiene que estar apoyada en una estructura rígida para funcionar adecuadamente; por ejemplo máquinas herramienta, o maquinaria con elementos articulados.

El centro de gravedad del equipo debe ser determinado. La localización del centro de gravedad es necesaria para el cálculo de la carga soportada en cada montaje. Lo mejor es mantener al equipo estáticamente equilibrado (esencialmente igual desviación en todos los aisladores). El método preferido es usar el mismo aislador en todos los puntos, escogiendo los puntos de tal forma que la carga estática y por tanto las deflexiones de los aisladores sea igual. Si esto no es práctico, aisladores de diferente capacidad de carga puede ser requerido en diferentes puntos de soporte para óptimo aislamiento.

3.5.1.5 Elemento aislante/ amortiguador

El proceso de aislamiento puede tomar dos cursos en este punto. Se puede tomar la determinación de seleccionar un montaje comercial, o entrar en el diseño de resortes metálicos o elastoméricos teniendo en cuenta la velocidad, o velocidades de operación y las frecuencias naturales propias del sistema (incluyendo los aislantes).

3.5.1.6 Selección de un elemento aislante comercial

Los materiales usados para elaborar aislantes comerciales son principalmente acero, caucho sintético, caucho natural, espuma de poliuretano, fibra de vidrio, corcho y felpa. Se fabrican resortes, alfombrillas o formas especiales con guías, carcasas o incrustaciones que les aportan propiedades especiales para casos particulares.

La mayoría de fábricas de aislantes de vibración ofrecen las gráficas de carga vs deformación y carga vs frecuencia natural. (Fig.27)

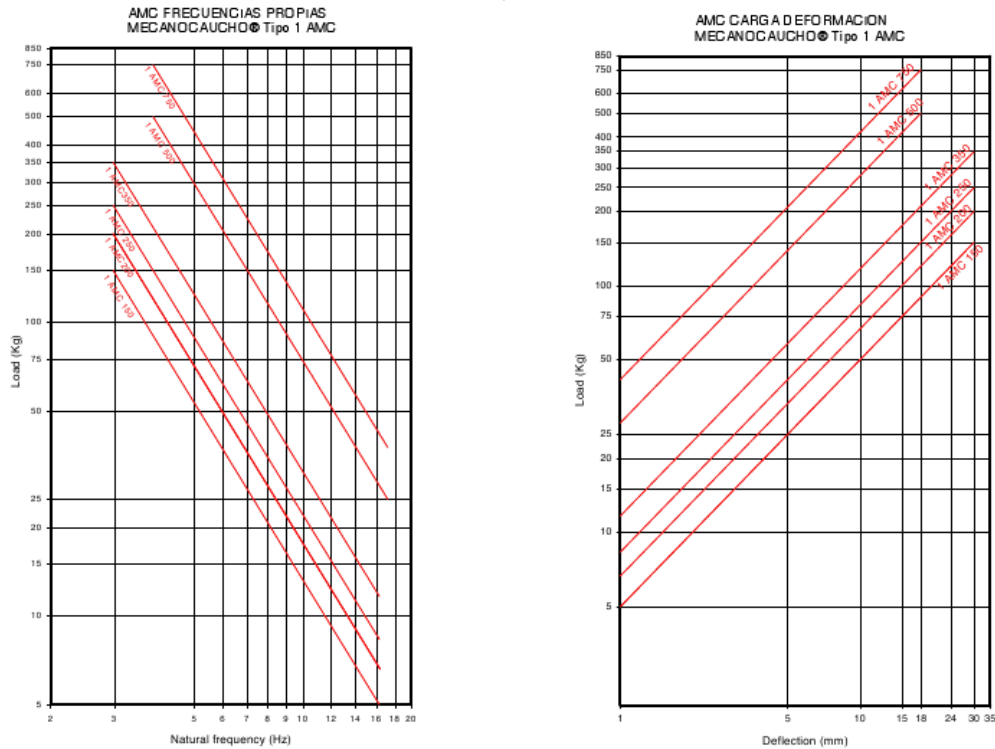
De cada uno de los productos, de modo que es necesario conocer:

Número de los elementos aislantes.

Carga soportada por cada aislante. Si el centro de gravedad del sistema es excéntrico, se debe hacer un análisis de distribución de carga para determinar la carga en cada punto de montaje.

Deflexión estática que debe poseer cada aislante según las curva para transmisibilidad.

Figura 27 Gráficas de carga vs deformación y carga vs frecuencia natural



Fuente: catalogo PDF AMC Engineering Mecanocaucho.

Otras consideraciones de montaje como requerimientos de impacto, espacio disponible, orientación de montaje y condiciones ambientales. A continuación se hace una breve explicación.

3.5.1.6.1 Espacio disponible para el movimiento del equipo

La elección de un aislador puede depender del espacio disponible (espacio de influencia) alrededor de una pieza de equipo. La constante de resorte debe escogerse cuidadosamente para que se mantenga el movimiento dentro de los límites espaciales definidos. El movimiento, el cual debe ser considerado como la suma de (1) la deflexión estática debido al peso soportado por el aislador, (2) la

deflexión causada por la dinámica del ambiente, y (3) la deflexión causada por una condición estable de aceleración (tales como un avión de maniobras).

3.5.1.6.2 Medio ambiente

El medio ambiente donde va ser usado un aislador afecta su selección de dos maneras:

1. Algunas condiciones ambientales pueden degradar la integridad física del aislador y hacerlo disfuncional.
2. Algunas condiciones ambientales pueden cambiar las características de operación del aislador, sin causar daño permanente.

Estas pueden alterar las características de aislamiento de un equipo, por ejemplo, la frecuencia de respuesta puede ser alterada con el cambio de la temperatura.

3.6 COMO SELECCIONAR UN AISLADOR

Paso 1.

La eficiencia de aislamiento requerido. En primer lugar, indicar el porcentaje de eficiencia del aislamiento que se desea. En general, una eficiencia de 70 a 90 por ciento es deseable y normalmente es posible alcanzar.

Paso 2.

Transmisibilidad. De la (fig.8) determinar la máxima transmisibilidad del sistema la cual es requerida para una eficiencia de aislamiento de vibración del paso 1.

Figura 28 Relación de frecuencias requerido para una eficiencia especificada

Isolation efficiency, %	Maximum transmissibility	Required f/f_n
90	0.1	3.32
80	0.2	2.45
70	0.3	2.08
60	0.4	1.87
50	0.5	1.73
40	0.6	1.63
30	0.7	1.56
20	0.8	1.50
10	0.9	1.45
0	1.0	1.41

Fuente: PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York : McGraw Hill, 2002. Pag.620

Paso 3.

Frecuencia de la fuerza. Se determina el valor más bajo de la frecuencia de la fuerza f (frecuencia de excitación de la vibración): Por ejemplo, en el caso de un motor, la frecuencia de la fuerza depende de la velocidad de giro. La frecuencia más baja es utilizada por que esta es la peor condición, resultando en valores más bajos de f/f_n (ver figura 9). Si un valor satisfactorio de la eficiencia de aislamiento es obtenido en esta frecuencia, la reducción de la vibración a frecuencias mayores será mayor.

Paso 4.

Frecuencia natural. En la figura 9 se encuentra la relación frecuencia natural f/f_n , despejando de aquí la frecuencia natural f_n del sistema aislado (la masa de un equipo soportado por un aislador) requerida para proveer una transmisibilidad T , determinada en el paso 2. (La cual es correspondiente a un porcentaje de eficiencia de aislamiento) para una frecuencia de fuerza f del paso 3.

Paso 5.

Deflexión estática. De la (fig.10) se determina una deflexión estática requerida para proveer la frecuencia natural del paso 4.

Paso 6.

Rigidez del sistema de aislamiento. De la ecuación que se presenta a continuación se calcula la rigidez K requerida para proveer una frecuencia natural determinada en el paso 4.

$$Fn = \frac{\left(\frac{kg}{W}\right)^{\frac{1}{2}}}{2\pi} \quad (3.20)$$

W = peso en libras de la masa soportada. g= aceleración de la gravedad en pulgadas por segundo cuadrado.

Paso 7.

Rigidez de los aisladores de vibración individual. Determinar la rigidez de cada uno de los aisladores n, dependiendo de si los aisladores están en paralelo o en serie. El caso general es encontrarlos en paralelo, por lo que la rigidez individual es 1/n veces el valor obtenido en el paso 6, suponiendo que todos los aisladores comparten la carga por igual.

Paso 8.

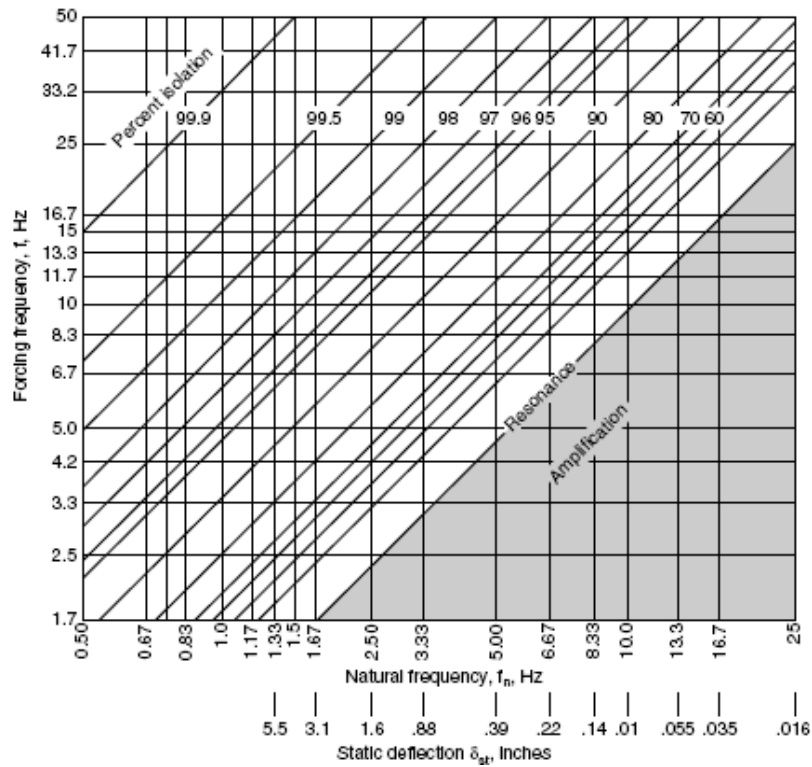
Carga sobre cada aislador individual. Ahora calcular la carga sobre cada aislador individual

Paso 9.

Del catálogo de un fabricante, elegir un aislador de vibración que reúna los requisitos de rigidez del paso 7 y que tenga una capacidad de carga del paso 8. El enfoque preferido es utilizar el mismo tipo y tamaño en todos los puntos de apoyo;

seleccionar los lugares de aislamiento tal que sean iguales las cargas estáticas (y por tanto las desviaciones). Si esto no es práctico, aisladores de diferente capacidad de carga deben ser seleccionados en los diferentes puntos de apoyo⁴.

Figura 29 Determinación de frecuencia natural



Fuente: PERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 Ed. New York: McGraw Hill, 2002. 620 p

Es recomendable seguir atentamente otras indicaciones que se hallen en el catalogo de selección que ofrece el fabricante.

⁴ PERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 Ed. New York: McGraw Hill, 2002. 620p

Tabla 7 Criterios de selección de materiales y elementos aislantes

ELEMENTO (MATERIAL)	CRITERIO DE SELECCIÓN							
	Resistencia a la temperatura	Resistencia al medio	Resistencia a altas cargas	Amortiguamiento	Elasticidad	Eficiencia a bajas frecuencias	Eficiencia a altas frecuencias	Costo
Caucho natural	Na	Na	M	M	M	M	A	M
Neopreno	Na	A	A	A	A	A	A	A
Buna N	Na	A	A	A	A	M	A	A
Buna s	Na	A	A	A	A	M	A	A
Silicona	A	M	A	M	A	M	N	N
Resortes metálicos	M	A	Na	Na	M	N	M	M

MB: Muy Bueno **A:** Aceptable **Na:** No aplica

Fuente: Autoria propia basada en el anexo L

Una vez seleccionado el material y el estilo de aislante, ubique en la respectiva grafica de carga vs frecuencia natural la curva en la cual el peso soportado se ubica aproximadamente en el medio del rango de carga.

3.7 METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE UN RESORTE HELICOIDAL

Los resortes helicoidales de compresión pueden ser usados como aislantes de vibraciones especialmente en sistemas con velocidades de operación fijas; su amortiguamiento es despreciable lo que les permite ser más eficientes que montajes fabricados en caucho natural o neopreno los resortes pueden ser diseñados para amplios rangos de carga, con diferentes constantes elásticas y en

tamaños distintos. La maquinaria pesada debe ser aislada con resortes debido a que ellos constituyen el único método práctico para obtener una deflexión estática suficiente. Se debe tener en cuenta que esta parte de la metodología asume que ya se han determinado la transmisibilidad deseada, el número de resortes metálicos y la carga que actúa sobre cada resorte. El procedimiento es el siguiente:

Selecciones el material y el calibre del alambre. Ver anexo D Contiene materiales o calibres de alambres comerciales, recomendados para la fabricación de resortes y además, contiene información respecto a cuáles de ellos son comerciales en el medio.

Estimar la frecuencia natural máxima que debe tener el resorte, de acuerdo a la transmisibilidad deseada (tabla 5) y la frecuencia de excitación ω . se puede obtener la frecuencia natural de la ecuación (1.1) si se asume que el amortiguamiento es despreciable ($\zeta \rightarrow 0$):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\omega^2 T_x}{T_x - 1}} \quad (3.21)$$

Como la transmisibilidad varia de 0 a 1 es incongruente que se tenga de esta manera la ecuación por ello es necesario un arreglo matemático para que la ecuación sea coherente para el cálculo que se va a realizar:

Separando la ecuación y multiplicar por (-1) en multiplicador y denominador:

$$\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 = \frac{T_x}{T_x - 1} * \frac{(-1)}{(-1)}$$

$$\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 = \frac{(-1)T_x}{1 - T_x}$$

Aplicando raíz cuadrada:

$$\frac{\omega_0}{\omega} = \pm(-1)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{T_x}{1 - T_x}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$(-1)^{\frac{1}{2}} = i$$

$$\frac{\omega_0}{\omega} = \pm i * \left(\frac{T_x}{1 - T_x}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Elevando a la cuarta potencia para quitar el complejo y sabiendo que $i^4 = 1$ quedaría:

$$\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^4 = \pm(i)^4 * \left(\left(\frac{T_x}{1 - T_x}\right)^{\frac{1}{2}}\right)^4$$

$$\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^4 = \pm 1 * \left(\frac{T_x}{1 - T_x}\right)^2$$

Sacando raíz cuarta

$$\left(\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^4\right)^{\frac{1}{4}} = \pm \left(\left(\frac{T_x}{1 - T_x}\right)^2\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\frac{\omega_0}{\omega} = \pm \sqrt{\frac{T_x}{1 - T_x}}$$

La ecuación finalmente resultaría:

$$\omega_0 = \pm \sqrt{\frac{T_x \omega^2}{1 - T_x}} \quad (3.22)$$

Calcular la constante elástica máxima del resorte. Se puede obtener de la ecuación (1.1) teniendo en cuenta la masa que soporta cada resorte. Si es necesario se de realizar un análisis de distribución de cargas.

$$k = m\omega^2 \quad (3.23)$$

Definir el diámetro del resorte de acuerdo al calibre d del alambre seleccionado y el índice del resorte C determinado por la ecuación (2.14) se establece el diámetro medio:

$$D = Cd \quad (3.24)$$

En el manual de diseño “engineering Guide to Spring Desing” de la compañía BARNES considera que el índice del resorte debe estar comprendido en el intervalo

$$4 \leq C \leq 12 \quad (3.25)$$

Número total de espiras que debe tener el resorte. El número total de espiras se obtiene de la unión de las ecuaciones (2.10) y (2.11), así:

$$n_t = \frac{Gd^4}{8D^3k} + 2 \quad (3.26)$$

Se puede aumentar el número de espiras para ajustar la altura del resorte si es necesario. El aumento en el número de espiras representa una disminución de la constante elástica del resorte (k) y por lo tanto, de la transmisibilidad del sistema.

Paso del resorte. El paso del resorte esta dado por

$$p = 2D \tan(\alpha) \quad (3.27)$$

Donde D es el diámetro medio del resorte y α es el ángulo de la hélice. El manual de diseño “engineering Guide to Spring Desing” de la compañía BARNES recomienda que el ángulo de la hélice sea menor o igual a 15°

$$\alpha \leq 15^\circ \quad (3.28)$$

Altura del resorte. Para resortes con extremos escuadrados y rectificadas es igual a:

$$h_f = p(n_t - 2) + 2d \quad (3.27)$$

Si la altura del resorte es una limitante del sistema, puede modificarla modificando el ángulo de la hélice dentro del rango recomendado. A menos ángulo, menos altura. Si la altura del resorte es superior a cuatro veces su diámetro medio, puede pandearse y debe ser guiado adecuadamente. Por otro lado, si el ángulo del resorte es muy pequeño, el resorte puede bloquearse a pequeñas deflexiones.

Deflexión admisible. El resorte durante su ciclo de trabajo sufre una deflexión máxima igual a:

$$x_w = \frac{(m + P_w)a}{k} \quad (3.29)$$

Donde m es la masa soportada por el resorte, P_w es la carga de trabajo, a es la aceleración del sistema y k es la constante elástica del sistema.

La deflexión admisible del resorte está determinada por la altura solida en la ecuación (2.12). Para que el resorte no se bloquee durante su ciclo trabajo, se debe cumplir que $x_w < x_s$; sin embargo en la práctica se recomienda una

tolerancia del 20%. Se debe tener en cuenta que cuando un resorte está comprimido hasta su altura sólida no podrá proteger al equipo contra los daños causados por la vibración.

Resistencia a la torsión. El esfuerzo torsional experimentado por el alambre del resorte debe ser corregido por el factor de corrección de curvatura de la ecuación (2.13) y ser el menor esfuerzo admisible del material seleccionado.

$$\tau < \tau_{adm} \quad (3.30)$$

Si el esfuerzo de trabajo del resorte no satisface la ecuación (3.30), se debe disminuir el índice del resorte. Si ningún índice de resorte soporta el esfuerzo torsional, se debe aumentar el calibre del alambre y recalcular el resorte.

Vida útil del resorte. Si el resorte diseñado cumple con todos los requerimientos necesarios, se debe estimar su vida útil mediante el criterio de *Soderberg* o *Soderberg modificado* mostrado en la figura 18.

3.8 METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE AISLANTES DE NEOPRENO Y CAUCHO NATURAL.

Las propiedades mecánicas de los elementos fabricados en neopreno o caucho natural les permiten un buen control de la vibración en amplios rangos de frecuencias. Cuando la velocidad de operación de una máquina es variable, es posible que durante su rutina pueda caer en un estado resonante. Por esta razón, se debe utilizar un elemento elástico que aisle la vibración y un amortiguador que controle la amplitud de la vibración en estados resonantes. Pues en estados resonantes el aumento de amortiguamiento constituye el mejor medio para reducir la transmisión de las vibraciones.

Para el proceso de diseño que se describe a continuación se supone que se ha determinado la transmisibilidad (o eficiencia del aislante en su defecto), el número de apoyos y la carga sobre cada uno de ellos. Si sobre cada uno de los descansos se aplican diferentes cargas, se debe hacer un diseño para cada uno en particular.

- Seleccionar el elastómero más apropiado. Se recomienda el uso de neopreno si el elemento va a estar en contacto con hidrocarburos, o si va a estar sometido a altas temperaturas. De lo contrario, es preferible el uso del caucho natural.
- Frecuencia natural del elemento elastomérico. De acuerdo con la transmisibilidad deseada (tabla 5.) y la frecuencia de excitación ω , se puede obtener la frecuencia natural de la ecuación (3.22),

$$\omega_0 = \pm \sqrt{\frac{T_x \omega^2}{1 - T_x}}$$

- Determinar la constante elástica dinámica (k') que debe tener el sistema para lograr la transmisibilidad deseada. Se puede obtener de la ecuación (1.1) teniendo en cuenta la carga que soporta cada apoyo. Si es necesario se debe realizar un análisis de distribución de cargas.

$$k' = m\omega^2$$

- Determinar el área mínima de carga de aislante. Si se considera el esfuerzo máximo de 10.34 Mpa como un condición de diseño (recomendado por la

compañía Mason en la dirección electrónica⁵ se puede despejar el área mínima de la ecuación (3.10):

$$A_{min} = \frac{F}{\sigma}$$

- Espesor del elemento. Se debe tener en cuenta la orientación de la carga principal para determinar si elemento trabaja a compresión o a cortante.

Si el elemento trabaja a cortante, su espesor mínimo t se puede despejar de la ecuación (3.9):

$$t = \frac{AG'}{k'}$$

Donde A es el área d carga del elemento y G' es el modulo dinámico.

Si el elemento va a estar sometido a compresión, su espesor t se debe despegar de la ecuación (3.9):

$$t = \frac{AE_c}{k'}$$

Donde A es el área de carga del elemento; E_c es el módulo efectivo de compresión que para cargas bidireccionales esta dado por la ecuación (3.14) y para cargas unidireccionales por la ecuación (3.15).

Comprobar la deflexión estática (si es una condición de diseño). La constante elástica estática (k) de elastómero es generalmente menor que la constante elástica dinámica (k'), un factor de 1.1 es razonable para elastómeros de bajo amortiguamiento:

⁵ <http://www.mason-ind.com/>

$$k' = 1.1 * k$$

$$k = \frac{k'}{1.1}$$

La deflexión estática se define por la ecuación (3.8):

$$d = \frac{F}{k}$$

Donde F es el peso estático del equipo soportado por el elemento. La deformación del elastómero se mide a partir de la ecuación (3.10):

$$\epsilon = \frac{d}{t}$$

La deformación máxima recomendada por la compañía norteamericana Mason es del orden de 8 a 10%.

3.9 MONTAJE Y PRUEBA DEL AISLANTE

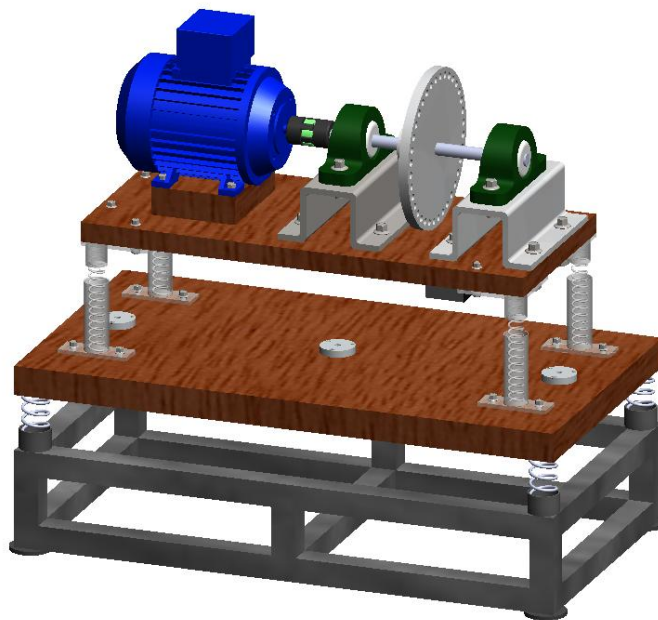
Una vez construido o seleccionado el aislante debe ser montado y ensayado. En lo posible se deben ubicar los puntos de resonancia teóricos variando la velocidad de la máquina, y cerciorarse que no existan resonancias no consideradas en zonas de operación del sistema.

En los anexos M, N, O, Y Q se muestra un procedimiento condensado de lo que aquí se expone con la finalidad de proveer al lector una manera más didáctica de consiga aprehender los conceptos y procedimientos técnicos.

4 DISEÑO EXPERIMENTAL DEL BANCO

Este banco experimental fue diseñado, con la finalidad de proporcionar al laboratorio de Vibraciones Mecánicas un método de medición y observación de la Transmisibilidad de las vibraciones de las maquinas hacia las estructuras, con lo cual se hizo necesaria la creación de una práctica de laboratorio que posibilitará a los estudiantes de la materia de Vibraciones Mecánicas corroborar el planteamiento teórico con la aplicación práctica, visualizando los espectros de Vibración en estado original e induciendo desbalanceo como falla propia de maquinaria rotativa, y observando el comportamiento de los disipadores de vibración, para inferir como es mejor proteger la maquinaria rotativa. Cabe anotar que en su diseño se consideró la posibilidad de intercambio de diferentes tipos de descanso (resortes metálicos, y resortes elastoméricos de caucho natural 50 shore y neopreno).

Figura 30 Modelo Experimental

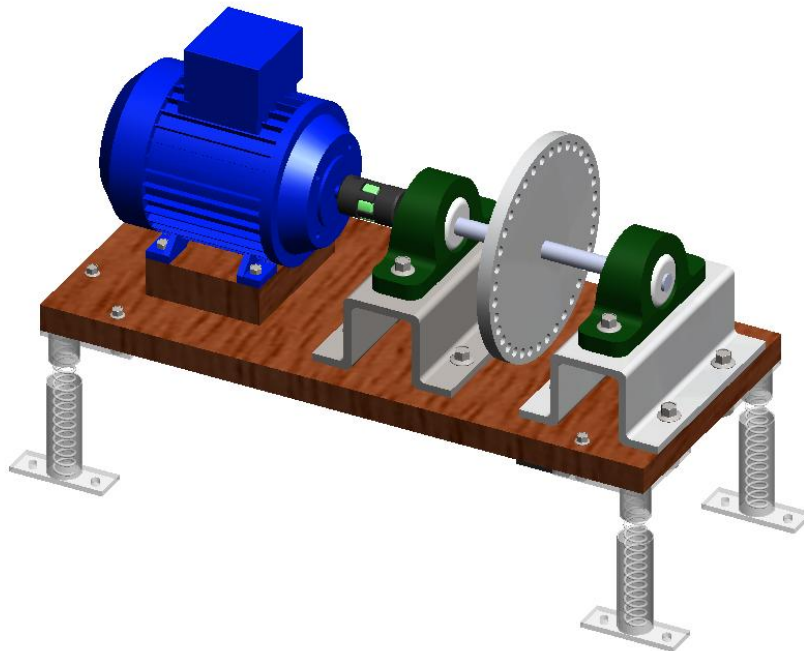


Fuente: Autores Proyecto

4.1 DESCRIPCION GENERAL DEL BANCO

La configuración que se usó (fig.30) en el proyecto consta básicamente de una base de madera Madecor⁶ en la que descansa un motor acoplado a un eje en el que está colocado un disco para inducir desbalanceo sostenido por un par de chumaceras. La base se haya sobre una distribución de cuatro soportes que son resortes con guías para evitar el pandeo

Figura 31 Parte Superior Modelo Experimental



Fuente: Autores Proyecto

⁶ **Madecor:** es una lámina formada por tres capas de partículas de madera, aglomeradas mediante la adición de resinas especiales de termofraguado y la aplicación de procesos de alta presión y temperatura. Las formulaciones especiales de las resinas de temofraguado le dan la resistencia a la lámina en condiciones de ambientes húmedos o contactos ocasionales con el agua; las cuales no sufren modificaciones en sus propiedades adhesión y cohesión por efecto de agentes externos, como son la humedad o los rayos U.V.

es una lámina de tablex recubierta con un decorativo melamínico, el cual es, termofundido al sustrato de madera, formando así una lámina compacta. A través de un complejo proceso, del más alto nivel tecnológico se obtiene un producto que supera las condiciones presentes en la madera maciza, eliminando inconvenientes característicos de su estado natural;

Las guías para los resortes fueron hechas como producto del acople de dos tubos de aluminio de diámetro exterior de 3”1/6. En los que se alojan los resortes helicoidales metálicos para evitar el pandeo de los mismos, (figura 32.) además permiten también alojar las almohadillas elastoméricas de neopreno o caucho natural para analizar el comportamiento en el aislamiento de la vibración. En esta parte superior se observa el disco en el cual se puede colocar una masa que genera una fuerza excitadora periódica que actúa sobre el sistema indicada en la (Figura 32.)

4.1.1 Descripción motor

Los datos de motor son resumidos en la siguiente tabla (tabla 8.)

Motor PEDROLLO

Tabla 8 Datos Motor modelo Pedrollo

DESCRIPCION	DATOS
Frecuencia Nominal	3480
Potencia	½ HP
Frecuencia	60Hz
Numero de Fases	3
Factor de servicio	1.0
Temperatura ambiente	40°C
Voltaje	110V
Corriente (FLA)	5.5

Fuente: Catalogo motores Pedrollo, vendedor Motores y Motores

El modelo está equipado con un variador de velocidad para controlar la frecuencia de excitación del sistema y su sistema de medición se llevara a cabo por medio del equipo CSI con el que cuenta el laboratorio del cual se extraerá la información llevándola a un computador y se le hará monitoreo a los resultados obtenidos.

La base o parte inferior consta también de otra base de madera Madecor sobre la que descansan la parte inferior de los las carcassas de los resortes para permitir el movimiento esta base tiene en su parte de abajo cuatro alojamientos en los que se enclavan 4 muelles para así emular el piso de una maquina muy grande sobre una base elaborada en tubo cuadrado estructural.

Figura 32 Parte Inferior Modelo Experimental



Fuente: autores Proyecto

Se monto sobre patas que sirven para graduar y dejar nivelado el banco. Esto fue con el fin de colocar el modelo en un soporte fuerte y que no permitiera otro grado de libertad, esta base fue para emular el piso de nuestro proyecto por ende la parte inferior junto con los muelles no es considerada otro grado de libertad .

El sistema de adquisición de datos se puede describir en tres módulos que son la instrumentación, captura y procesamiento y control.

4.2 INSTRUMENTACIÓN

La instrumentación se refiere a los instrumentos que hacen posible la medición de una de las variables de la vibración, en este caso la velocidad que es la variable tomada en cuenta en maquinaria que maneja bajas frecuencias, se tiene:

4.2.1 Analizador de vibraciones mecánicas CSI7 modelo 2117

Inventario del laboratorio de vibraciones Mecánicas, es un equipo que entrega las herramientas, tales como la descomposición de la vibraciones en frecuencias puntuales para determinar de forma anticipada cual es el componente que está fallando dentro de una instalación mecánica para así tomar las acciones preventivas o correctivas .

Con el analizador se pudo establecer las frecuencias naturales del sistema al ser golpeado con un mazo de madera.

Figura 33 Analizador de Vibraciones de Vibraciones



Fuente: fotos Laboratorio de Vibraciones

⁷ **CSI:** Computer System Incorporated, empresa estadounidense dedicada al desarrollo de aplicaciones de monitoreo de maquinaria, y al mantenimiento predictivo, actualmente forma parte de EMERSON Process Management.

A este analizador va conectado un acelerómetro de base magnética que será descrito más adelante.

4.2.2 Fototacómetro

Fototacómetro infrarrojo marca CSI modelo 404 (Fig 33.)

- Suministro de poder: 12V DC
- Suministro de corriente: menos de 25 mA
- Alimentado directamente por el analizador

Accesorios

- Base magnética CSI modelo 904
- Cinta reflectiva CSI modelo 403
- Extensión de poder: CSI 404 C-10

Figura 34 Fototacómetro



Fuente: fotos Laboratorio de Vibraciones

Este instrumento junto con la lámpara estroboscópica sirve para medir la velocidad de rotación del montaje realizado.

4.2.3 Acelerómetro de base magnética

Es un elemento piezoeléctrico, marca CSI (Fig. 34) es el encargado de adquirir la señal para ser llevada al analizador de vibraciones, puede ser desacoplado ya que esta está unido a la base por un tornillo tipo prisionero, así de esta forma el sensor adherido al tornillo permite ser ensamblado a los diferentes porta sensor que fueron instalados en el prototipo.

- Sensitividad 0.1
- Unidades estándar

Figura 35 Acelerómetro Base Magnética

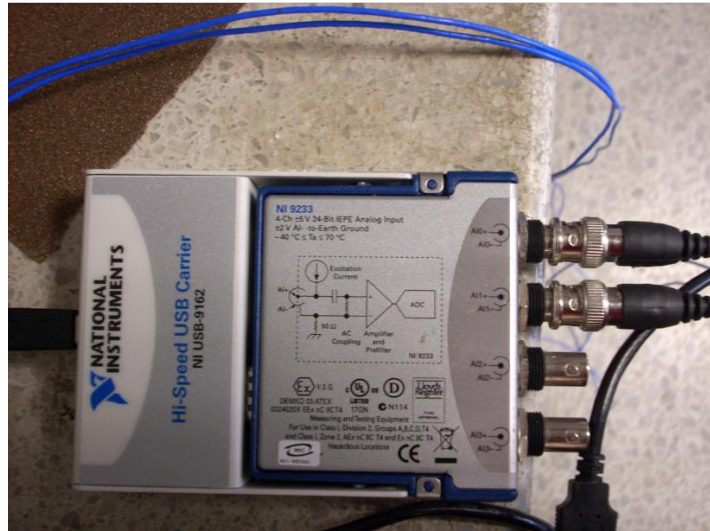


Fuente: fotos Laboratorio de Vibraciones

4.2.4 Tarjeta de Adquisición de datos NI USB 9233 NATIONAL INSTRUMENTS

Ver especificaciones anexo P, esta tarjeta de adquisición de datos tiene cuatro puertos de salida tipo IP para conexión de cuatro canales. Y hacer posible la medición en tiempo real y con los dos sensores necesarios.

Figura 36 Tarjeta de Adquisición de datos NI USB 9233 National Instruments



Fuente: autores laboratorio de Vibraciones de UPB

4.2.5 Sensores de aceleración

(Acelerómetros). Son sensores autogeneradores que proveen un voltaje de salida proporcional a la aceleración de la vibración.

Su funcionamiento se basa en la propiedad de los materiales piezoeléctricos de generar carga eléctrica cuando son sometidos a fuerzas de compresión tensión o corte, generando una señal eléctrica cuyo voltaje entre las caras del sensor es proporcional a la aceleración.

El acelerómetro está constituido por una masa, rígidamente unida a los elementos piezoeléctricos, mediante un tornillo de fijación o por otro medio de fijación, se une al cuerpo o marco al elemento vibratorio.

Cuando el cuerpo se mueve, el material piezoeléctrico es comprimido por la masa mediante la cual se aplica una fuerza.

Como el potencial eléctrico (voltaje) es proporcional a la fuerza aplicada y como la fuerza es igual a la masa por la aceleración ($F=m*a$), el voltaje generado depende de las dos cosas: la masa y la aceleración

- A mayor masa, mayor voltaje generado.
- A mayor aceleración de la masa, mayor voltaje generado.

Como la masa del acelerómetro es constante, el voltaje generado depende solo de la aceleración.

Los acelerómetros comerciales presentan normalmente un rango de sensibilidad de 1 a 10mV (m/s^2) y linealidad hasta alrededor de 100000 m/s^2 .

El rango de frecuencias depende de cada acelerómetro, pero normalmente el límite inferior puede ser hasta por debajo de 1Hz. Y el límite superior, comúnmente entre 20 y 30KHz, aunque puede ir hasta 180KHz.

Figura 37 Acelerómetros



Fuente: autores laboratorio de Vibraciones de UPB

En la figura 37 observamos los dos acelerómetros para la medición realizada. El primero tiene un rango de 20 Hz hasta 5 KHz, **PCB Piezotronics^{INC} acelerómetro PCB352SN C34 82823 ICP** tiene un rango de frecuencia de 50Hz hasta 2 KHz,

la conexión a la tarjeta se hace con cables de alta precisión y aisladores de ruido, tipo de conexión SN. Con rosca de fijación son acelerómetros tipo compresión.

4.2.6 Shaker MB-50. (Agitador)

Este instrumento es usado con la finalidad de inducir un golpeteo constante y repetitivo al prototipo para visualizar mejor el comportamiento de los aislamientos y obtener una gráfica más clara de la transmisibilidad. En la (fig. 38) se puede observar.

Figura 38 Shaker MB-50



Fuente: fotos laboratorio de Vibraciones UPB

Permite realizar con mayor precisión estudios estructurales a elementos de maquinas para determinar de esta manera las frecuencias modales que los caracterizan.

Especificaciones Técnicas:

- Modelo y marca MB-50 de MB DYNAMICS
- Fuerza máxima 50 Lbf
- Rango de frecuencias:0 a 4000 hz
- Amplitud máxima: 1 pulgada (25mm)

Con rosca de fijación son acelerómetros tipo compresión.

4.3 CONTROL DE FRECUENCIA

La frecuencia es controlada por el variador de frecuencia SIMOVERT MICRO MASTER marca Siemens. Este dispositivo interpreta la señal de control analógica generada, su medición la realiza en hertz,

Figura 39 Variador de Frecuencia.



Fuente: Autores / Fotos Laboratorio

ESPECIFICACIONES

- SIMOVERT MICROMASTER 6SE3016-4BC00
- SIEMENS
- Input: 230V $\pm 15\%$ 1 ϕ 18.0A 47-63Hz
- Output: 0-INPUTV 3 ϕ 6,4^a 0.650Hz
- Motor 2Hp /1500 W
- Protection: IED 536/VDE 0106 Class 1
- IED 529 IP21/NEMA 250 Type 1
- Range temperature: 0 - 40 °C
- Serial No XAE413MM341C ISSUE E

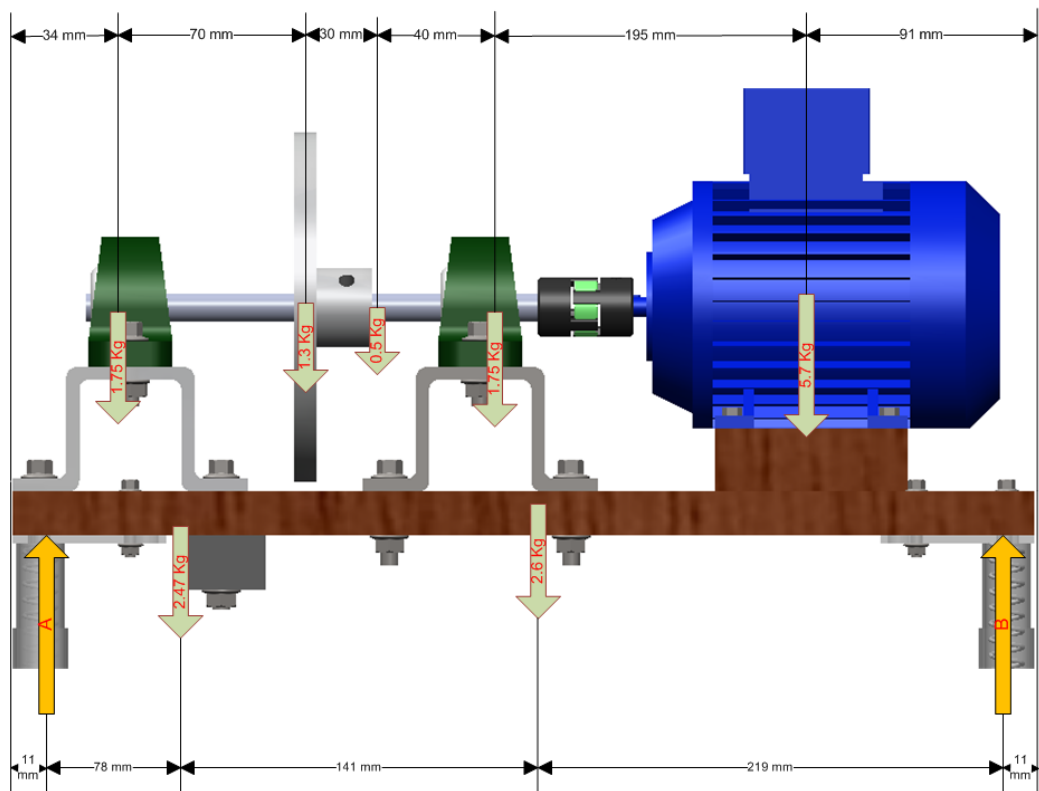
5 CALCULOS

5.1 ANALISIS DE DISTRIBUCION DE LA CARGA ESTÁTICA

Es necesario determinar cuanta carga soporta cada uno de los aislantes, para garantizar que todos sufren la misma deflexión estática.

5.1.1 Análisis para la tabla superior

Figura 40 Diagrama cuerpo libre de la tabla superior



Fuente: Autores Proyecto.

Se asume que el modelo permanece estático, entonces debe cumplirse que la sumatoria de fuerzas sea igual a cero:

$$\sum F = 0$$

$$A + B = (1.75 + 2.47 + 1.3 + 0.5 + 1.75 + 2.6 + 5.7) * 9.8$$

$$A + B = 153.56N$$

La sumatoria de momentos con respecto al punto A sea igual a cero:

$$\sum M_A = 0$$

$$9.8 * \left[\frac{1.75 * (34) + 2.47 * (78) + 1.3 * (104) + 0.5 * (134) + 1.75 * (174) + 2.6 * (219) + 5.7 * (369)}{(219) + 5.7 * (369)} \right] = B * (438)$$

Solucionando el sistema de ecuaciones se tiene que las reacciones en los puntos B y A son:

$$9.8 * 3431.56 = B * 438$$

$$B = 76.78N$$

$$A = 156.56 - 76.78$$

$$A = 76.78N$$

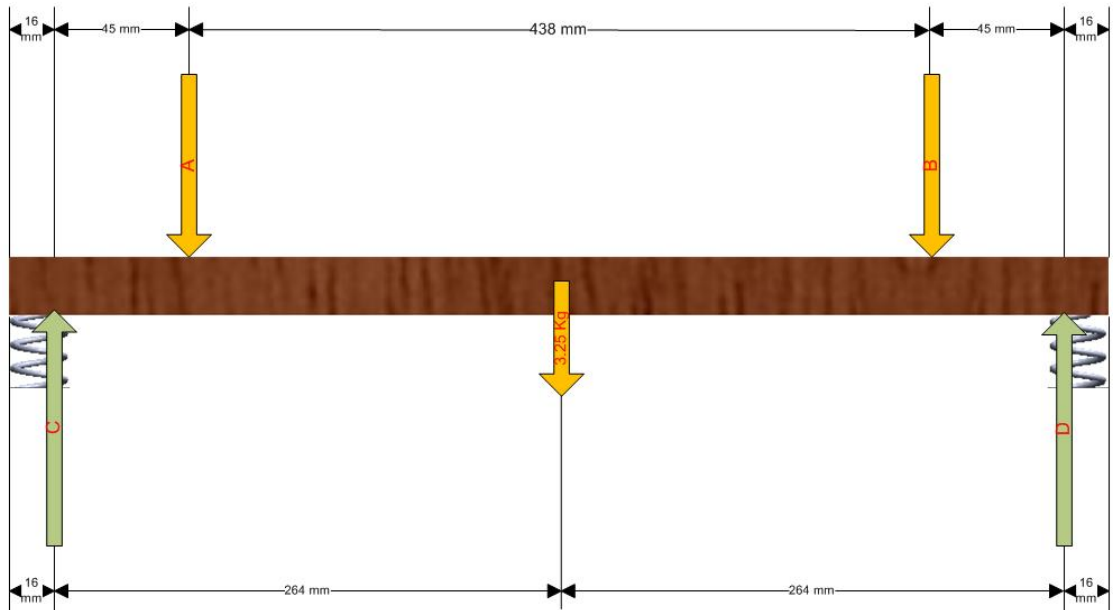
Aprovechando la simetría del modelo, se asume que los puntos A y B agrupan dos apoyos que deben soportar entonces:

$$\frac{A}{2} = 38.39N \quad \text{y} \quad \frac{B}{2} = 38.39N$$

Cada apoyo está soportando una carga de 38.39N que equivale a una masa de 3.92 Kg.

5.1.2 Análisis para la tabla soporte

Figura 41 Diagrama cuerpo libre de la tabla soporte



Fuente: Autores Proyecto.

Se asume que el modelo permanece estático, entonces debe cumplirse que la sumatoria de fuerzas sea igual a cero:

$$\sum F = 0$$

$$C + D = 3.25 * (9.8) + 2 * 76.78$$

$$C + D = 185.41N$$

La sumatoria de momentos con respecto al punto C sea igual a cero:

$$\sum M_c = 0$$

$$76.78 * (45) + 3.25 * 9.8 * (264) + 76.787 * (483) = D * (528)$$

Solucionando el sistema de ecuaciones se tiene que las reacciones en los puntos D y C son:

$$948948.24 = 528 * D$$

$$D = 92.705 N$$

$$C = 185.41 - 92.705$$

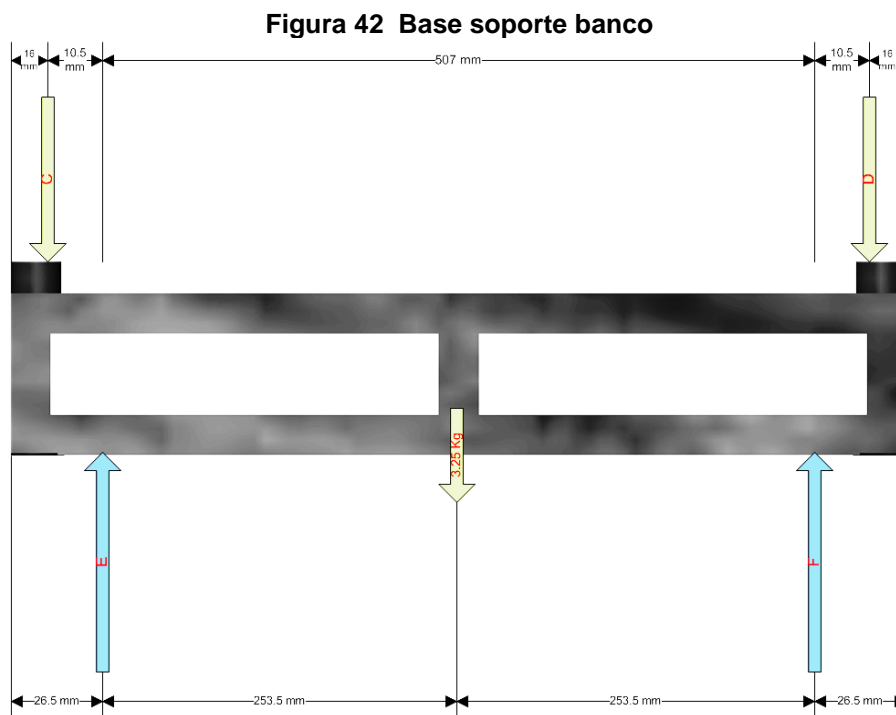
$$C = 92.705 N$$

Aprovechando la simetría del modelo, se asume que los puntos C y D agrupan dos apoyos que deben soportar entonces:

$$\frac{C}{2} = 46.35 N \quad \text{y} \quad \frac{D}{2} = 46.35 N$$

Cada apoyo está soportando una carga de 46.35N que equivale a una masa de 4.73 Kg.

5.1.3 Análisis para el soporte



Fuente: Autores Proyecto.

Se asume que el modelo permanece estático, entonces debe cumplirse que la sumatoria de fuerzas sea igual a cero:

$$\sum F = 0$$

$$E + F = 3.25 * (9.8) + 2 * 92.705$$

$$E + F = 217.26N$$

La sumatoria de momentos con respecto al punto E sea igual a cero:

$$\sum M_E = 0$$

$$3.25 * 9.8 * (253.5) + 92.705 * (517.5) = F * (507) + 92.705 * (10.5)$$

Solucionando el sistema de ecuaciones se tiene que las reacciones en los puntos F y E son:

$$55075.41 = 507 * F$$

$$F = 108.63N$$

$$E = 217.26 - 108.63$$

$$E = 108.63N$$

Aprovechando la simetría del modelo, se asume que los puntos E y F agrupan dos apoyos que deben soportar entonces:

$$\frac{E}{2} = 54.32N \quad \text{y} \quad \frac{F}{2} = 54.32N$$

Cada apoyo está soportando una carga de 54.32N que equivale a una masa de 5.54 Kg.

5.2 ANALISIS DE LA CARGA DINAMICA

Sabemos que en condiciones de trabajo el modelo va estar sometido a una carga dinámica generada por una masa excéntrica, entonces la carga dinámica máxima F_d está dada por:

$$F_d = m_e * r * \omega^2$$

Donde:

- m_e es la masa excéntrica (la del tornillo) = 0.009 Kg
- ω es la frecuencia angular (motor girando 3450rpm)

$$\left[3450rpm * \frac{1min}{60seg} * \frac{2\pi}{1rev} \right] = 361.28 \frac{rad}{s}$$

- r es la excentricidad de la masa = 0.05 m

La fuerza dinámica máxima es:

$$F_d = 0.009 * 0.05 * (361.28)^2$$

$$F_d = 58.74N$$

5.3 DISEÑO DEL EJE

Para el diseño del eje se partió del requerimiento de diámetro en los alojamientos de los rodamientos seleccionado para la prueba, con esta base se determino la

geometría del eje en acero inoxidable AISI A304, luego se procedió a verificar su factor de seguridad, comprobando los diámetros propuestos.

Material: Acero inoxidable AISI A304

Masa del eje = 500 g

$D=12.7$ mm (1/2 in)

Carga distribuida $\Omega = P_{cd} = 4.9\text{N}/0.25$ m; $P_{cd} = 19.6\text{N/m}$

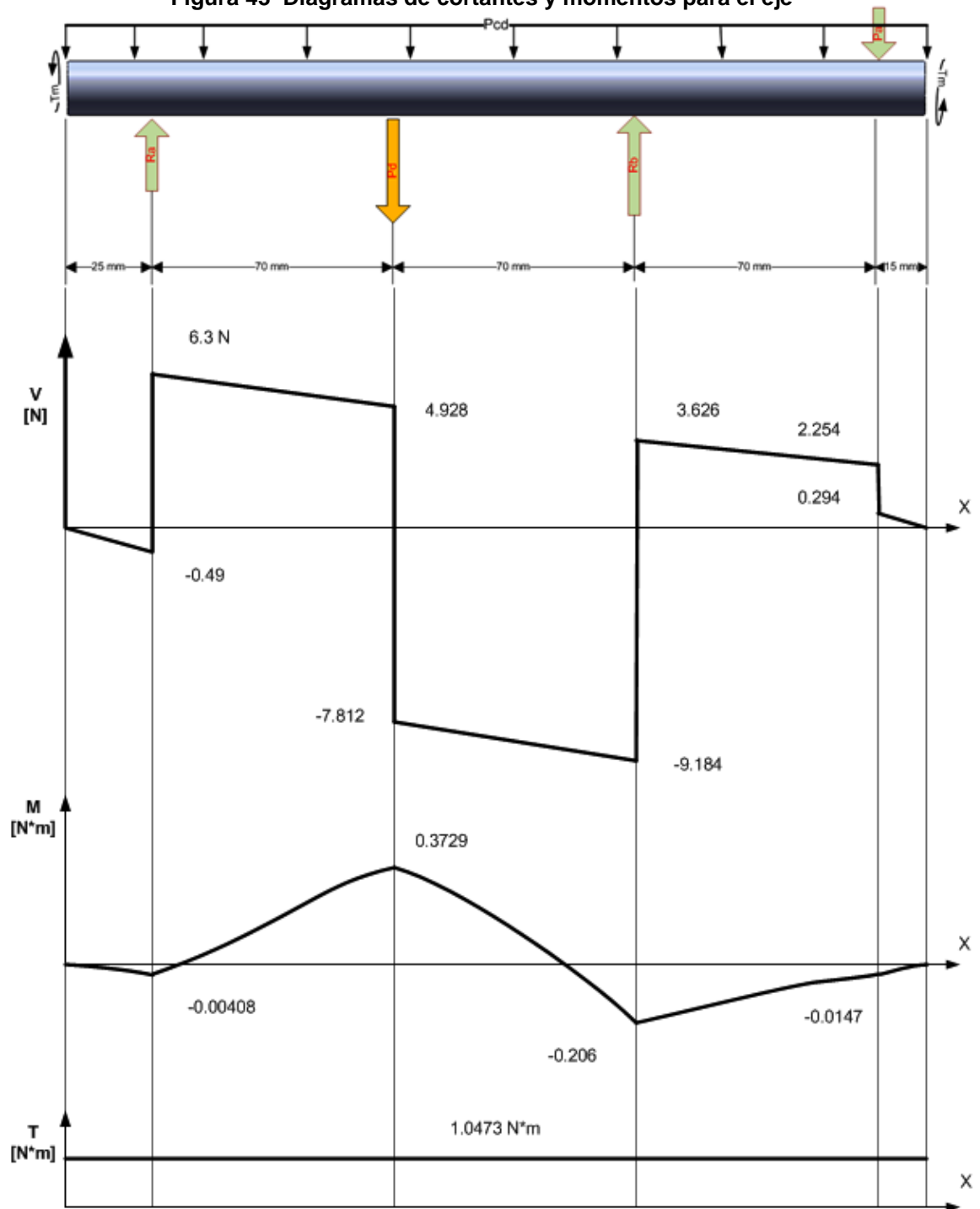
Peso del acople = 200 g; $P_a=1.96\text{N}$

Peso del disco = 1.3 Kg; $P_d=12.74\text{N}$

Motor con potencia de 0.5 Hp (372.85 W) y velocidad de 3400rpm

Torque del motor 1.0473 N*m

Figura 43 Diagramas de cortantes y momentos para el eje



Fuente: Autores Proyecto

Según la (figura 43), se observa el diagrama de cortantes y momentos cortantes donde se busca el punto de interés a evaluar; Al hacer sumatoria de fuerzas en Y, luego sumatoria de momentos en el punto a para así obtener las reacciones Ra Y Rb que actúan sobre los rodamientos.

$$R_a = 12.81 \text{ N} \quad R_b = 6.79 \text{ N}$$

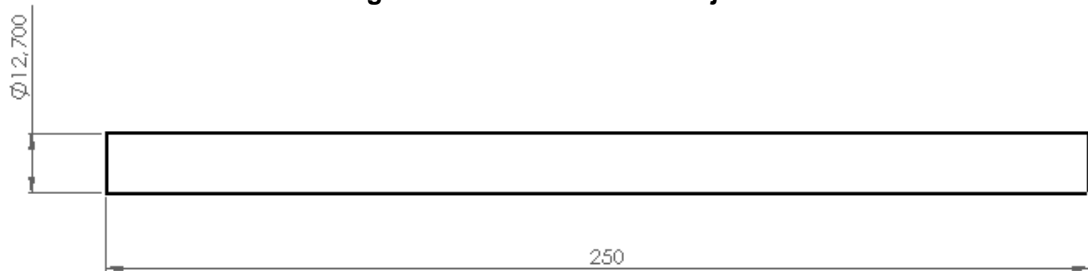
$$V_R = 7.812Lb \quad M_R = 2128.6Lb * in$$

El eje se diseña para vida infinita según el criterio de Mises – Goodman con un factor de seguridad.

$$N = 63.9$$

El factor de seguridad calculado es mayor que el requerido lo que quiere decir que la sección con el diámetro supuesto resistirán la fatiga; comprobando este factor de seguridad, las dimensiones finales del eje son las que se muestran en la (fig. 44).

Figura 44 Dimensiones del eje.



Fuente: Autores.

5.4 RESORTES METÁLICOS

5.4.1 Calculo resorte parte superior

Seleccionar el material y el calibre del alambre.

Acero inoxidable AISI 304.

Calibre # 14 (2 mm), ver anexos **D y E**.

Modulo de cortante G: 69×10^3 Mpa

Modulo en tensión E: 193 Gpa

Determinación de la frecuencia natural del sistema.

Wo: frecuencia natural máxima del resorte W: frecuencia de excitación -motor girando a:

$3450 \text{ rpm} * (2 * \pi \text{ rad} / 1 \text{ rev}) * (1 \text{ min} / 60 \text{ s}) = 361.28 \text{ rad/s}$ –

Tx: es la transmisibilidad deseada, se asume de 0.367%

$$W_o = \sqrt{\frac{W^2 * T_x}{1 - T_x}}$$
$$W_o = \sqrt{\frac{(361.28 \text{ rad} / \text{s})^2 * 0.00367}{1 - 0.00367}}$$
$$W_o = 21.93 \text{ rad} / \text{s}$$
$$(W_o = 3.49 \text{ Hz})$$

Constante elástica máxima del resorte k

Para una masa soportada por cada amortiguador de $m = 3.92 \text{ kg}$

$$k = m * \omega^2$$

$$k = 3.92 \text{Kg} * (21.93 \text{rad} / \text{s})^2$$

$$k = 1884.7 \text{N} / \text{m}$$

Diámetro medio del resorte D

Seleccionar un índice del resorte $C=8.5$ ($4 \leq C \leq 14$)

Calibre del resorte $d = 2 \text{ mm}$

$$D = C * d$$

$$D = 8.5 * 2 \text{mm}$$

$$D = 17 \text{mm}$$

Número total de espiras del resorte N_t

$$N_t = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * k} + 2$$

$$N_t = \frac{(69 * 10^9 \text{ n} / \text{m}^2) * (0.002 \text{m})^4}{8 * (0.017 \text{m})^3 * (1870.9 \text{N} / \text{m})} + 2$$

$$N_t = 17 \text{espiras}$$

Paso del resorte P

El ángulo de hélice α debe cumplir la condición de diseño donde ($\alpha < 15^\circ$) se selecciona $\alpha = 8.5^\circ$

$$P = \pi * D * \tan \alpha$$

$$P = \pi * 17 \text{mm} * \tan 8.5^\circ$$

$$P = 8 \text{mm}$$

Altura del resorte H_f

Seleccionamos la ecuación para resortes con extremos cuadrados y rectificadas

$$H_f = P * (Nt - 2) + 2 * d$$

$$H_f = 8mm * (17 - 2) + 2 * 2mm$$

$$H_f = 124mm$$

Condición de pandeo del resorte

Se determina con la ecuación:

$$H_f < 4 * D$$

$$124mm < 4 * 17mm$$

$$124mm < 68mm$$

No se cumple, pero hay que recordar que este resorte esta dentro de una carcasa donde se evita el pandeo.

Deflexión de trabajo X_w

La carga de trabajo P_w es la carga dinámica producto de la masa del tornillo colocado en el disco, $F_d = 58.74 \text{ N}$, como hay 4 amortiguadores $P_w = (58.74\text{N}/4) = 14.69\text{N}$.

La aceleración del sistema es $g = 9.8\text{m/s}^2$

$$X_w = \frac{m * g + P_w}{k}$$

$$X_w = \frac{(3.92\text{Kg}) * (9.8\text{m/s}^2) + 14.69\text{N}}{1884.7\text{N/m}}$$

$$X_w = 0.0282\text{m}$$

Máximo esfuerzo que sufre el resorte τ

La carga aplicada P está dada por:

$$P = m * g + P_w; P = 3.92\text{Kg} * 9.8\text{m/s}^2 + 14.69\text{N}$$

$$P = 53.106\text{N}$$

$$\tau = \frac{8 * C * P}{\pi * d^2} * \left[\frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0.615}{C} \right]$$

$$\tau = \frac{8 * 8.5 * 53.106 N}{\pi * (0.002 m)^2} * \left[\frac{4 * 8.5 - 1}{4 * 8.5 - 4} + \frac{0.615}{8.5} \right]$$

$$\tau = 336.9 Mpa$$

El esfuerzo admisible determinado por la curva del acero AISI 304 es $\tau_{adm} = 719.63 Mpa$, el cual es superior al esfuerzo sufrido por el resorte.
Resumen, diseño del resorte

Tabla 9 Resumen Resorte Superior

DESCRIPCIÓN	VALOR
MATERIAL	AISI 304
CALIBRE	2 mm
DIAMETRO MEDIO	17 mm
ALTURA TOTAL	124 mm
PASO	8 mm

5.4.2 Calculo muelle resorte inferior

Seleccionar el material y el calibre del alambre

Acero al carbón ASTM 227.

Calibre # 13 (2.5 mm), ver anexo E

Modulo de cortante G: 69.3×10^3 Mpa

Modulo en tensión E: 197 Gpa

Determinación de la frecuencia natural del sistema

Wo: frecuencia natural máxima del resorte

W: frecuencia de excitación -motor girando a:

$3450 \text{ rpm} * (2 * \pi \text{ rad/1 rev}) * (1 \text{ min/60s}) = 361.28 \text{ rad/s}$

Tx: es la transmisibilidad deseada, se asume de 0.334%

$$W_o = \sqrt{\frac{W^2 * T_x}{1 - T_x}}$$

$$W_o = \sqrt{\frac{(361.28 \text{ rad / s})^2 * 0.00334}{1 - 0.00334}}$$

$$W_o = 20.91 \text{ rad / s}$$

$$(W_o = 3.33 \text{ Hz})$$

Constante elástica máxima del resorte k

Para una masa soportada por cada amortiguador de $m = 4.73 \text{ kg}$

$$k = m * W_o^2$$

$$k = 4.73 \text{ Kg} * (20.91 \text{ rad / s})^2$$

$$k = 2069 \text{ N / m}$$

Diámetro medio del resorte D

Seleccionar un índice del resorte $C = 12.8$ ($4 \leq C \leq 14$)

Calibre del resorte $d = 2.5 \text{ mm}$

$$D = C * d$$

$$D = 12.8 * 2.5 \text{ mm}$$

$$D = 32 \text{ mm}$$

Número total de espiras del resorte N_t

$$N_t = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * k} + 2$$

$$N_t = \frac{(69.3 * 10^9 \text{ n / m}^2) * (0.0025 \text{ m})^4}{8 * (0.025 \text{ m})^3 * (2069 \text{ N / m})} + 2$$

$$N_t = 11 \text{ espiras}$$

Paso del resorte P

El ángulo de hélice α debe cumplir la condición de diseño donde ($\alpha < 15^\circ$) se selecciona $\alpha = 5.4^\circ$

$$P = \pi * D * \tan \alpha$$

$$P = \pi * 25.5mm * \tan 5.4^\circ$$

$$P = 7.6mm$$

Altura del resorte Hf

Seleccionamos la ecuación para resortes con extremos cuadrados y rectificadas

$$Hf = P * (Nt - 2) + 2 * d$$

$$Hf = 7.6mm * (11 - 2) + 2 * 2.5mm$$

$$Hf = 73.4mm$$

Condición de pandeo del resorte

Se determina con la ecuación:

$$Hf < 4 * D$$

$$73.4mm < 4 * 25.5mm$$

$$73.4mm < 102mm$$

Se cumple.

Deflexión de trabajo Xw

La carga de trabajo Pw es la carga dinámica producto de la masa del tornillo colocado en el disco, Fd= 58.74 N, como hay 4 amortiguadores Pw = (58.74N/4) = 14.69N

La aceleración del sistema es $g = 9.8m/s^2$

$$X_w = \frac{m * g + P_w}{k}$$

$$X_w = \frac{(4.73Kg) * (9.8m / s^2) + 14.69N}{2069N / m}$$

$$X_w = 0.0295m$$

Máximo esfuerzo que sufre el resorte τ

La carga aplicada P está dada por:

$$P = m * g + P_w; P = 4.73Kg * 9.8m/s^2 + 14.69N$$

$$P = 61.044N$$

$$\tau = \frac{8 * C * P}{\pi * d^2} * \left[\frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0.615}{C} \right]$$

$$\tau = \frac{8 * 10.2 * 61.044N}{\pi * (0.0025m)^2} * \left[\frac{4 * 10.2 - 1}{4 * 10.2 - 4} + \frac{0.615}{10.2} \right]$$

$$\tau = 289.67Mpa$$

El esfuerzo admisible determinado por la curva del acero al carbón ASTM A227 es

$\tau_{adm} = 792.5Mpa$, el cual es superior al esfuerzo sufrido por el resorte.

Resumen, diseño del resorte

Tabla 10 Resumen Resorte Inferior

DESCRIPCIÓN	VALOR
MATERIAL	ACERO AL CARBON
CALIBRE	2,5 mm
DIAMETRO MEDIO	25,5 mm
ALTURA TOTAL	73,4 mm
PASO	7,6 mm

5.5 CALCULO RESORTES ELASTOMERICOS

5.5.1 Resorte elastomérico caucho natural 50 Shore

Se diseñan resortes de caucho natural con una dureza de 50 Shore debido a que está es una medida de dureza muy común en el comercio. Es decir hay facilidad para adquirirla.

Seleccionar el material y sus propiedades

Caucho natural con dureza 50 IRHD ± 2 . Tabla 4.

Modulo de cortante G: 0.64 Mpa

Modulo de Young E: 2.2 Mpa

Coeficiente de compresión ν : 0.73

Determinación de la frecuencia natural del elemento

ω_0 : frecuencia natural máxima del caucho

ω : frecuencia de excitación -motor girando a:

3450 rpm $\cdot (2 \cdot \pi \text{ rad}/1 \text{ rev}) \cdot (1 \text{ min}/60 \text{ s}) = 361.28 \text{ rad/s}$

T_x : es la transmisibilidad deseada, se asume del 2.77 %

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot T_x}{1 - T_x}}$$
$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(361.28 \text{ rad/s})^2 \cdot 0.0277}{1 - 0.0277}}$$
$$\omega_0 = 61.05 \text{ rad/s}$$
$$(\omega_0 = 9.72 \text{ Hz})$$

Constante elástica máxima del caucho k

Para una masa soportada por cada amortiguador de $m = 3.92 \text{ kg}$

$$k = m * \omega^2$$

$$k = 3.92 \text{Kg} * (61.057 \text{rad} / \text{s})^2$$

$$k = 255742.92 \text{N} / \text{m}$$

Área mínima de carga

Se considera un máximo esfuerzo del caucho natural de τ : 10.34 Mpa

$$A_{Min} = \frac{P}{\tau_{Max.Adm}}$$

$$A_{Min} = \frac{3.92 \text{Kg} * 9.8 \text{m} / \text{s}^2 + 14.69 \text{N}}{10.34 * 10^6 \text{pa}}$$

$$A_{Min} = 5.14 * 10^{-6} \text{m}^2$$

Esfuerzo máximo de compresión en el caucho

Se asume que el elemento es cilíndrico y se toma un diámetro d: 19 mm.

$$\tau_{max} = \frac{P}{A_{caucho}}$$

$$\tau_{max} = \frac{3.92 \text{Kg} * 9.8 \text{m} / \text{s}^2 + 14.69 \text{N}}{\pi * 0.0095 \text{m}^2}$$

$$\tau_{max} = 187.304 \text{KPa}$$

Se cumple que el esfuerzo máximo que está sometido el caucho natural es menor que el esfuerzo admisible, entonces se procede a determinar el espesor requerido para el elemento con el diámetro seleccionado, a partir del factor de forma que se toma como 1 (dentro del rango especificado)

Modulo efectivo de compresión E_c (Tabla 4)

Modulo de Young E: 2.2 Mpa

Coefficiente de compresión Ø: 0.73

Para esfuerzos Unidireccionales.

$$Ec = E * 1 + 2 * \phi * S^2$$

$$Ec = 2.2Mpa * 1 + 2 * 0.73 * (1)^2$$

$$Ec = 5.412Mpa$$

Espesor mínimo del caucho natural

$$t_{\min} = \frac{\pi * r^2 * Ec}{K}$$

$$t_{\min} = \frac{\pi * (0.0095m)^2 * 5.412 * 10^6 pa}{14614N/m}$$

$$t_{\min} = 0.105m$$

Deflexión estática del elemento

Se determina con la ecuación:

$$d = \frac{1.1 * F}{K}$$

$$d = \frac{1.1 * (3.92Kg * 9.8m/s^2)}{14614N/m}$$

$$d = 2.89 * 10^{-3} m$$

Deformación unitaria ε

$$\varepsilon = \frac{d}{t}$$

$$\varepsilon = \frac{2.89 * 10^{-3} m}{0.105m}$$

$$\varepsilon = 0.0275 \approx 2.71\%$$

Esta deformación es menor que la máxima recomendada por el fabricante Norteamericano Mason (10%)

Resumen, diseño del resorte cilíndrico

Tabla 11 Resumen Resorte Caucho 50

DESCRIPCIÓN	VALOR
MATERIAL	Caucho Natural 50 Shore
TRANSMISIBILIDAD	2.77%
FRECUENCIA NATURAL	61.05 rad/s
DIÁMETRO	19 mm
ESPESOR	105 mm

5.5.2 Resorte elastomérico en neopreno

Se diseñan resortes de neopreno, aunque es un tipo de aislamiento más costoso también es muy comercial y de fácil adquisición. Sus propiedades se encuentran módulos dinámicos en el mismo rango que el caucho natural G'.

Seleccionar el material y sus propiedades

Neopreno con dureza 70 Shore A.

Modulo de cortante G: 1.73 Mpa (Tabla 4.)

Modulo de Young E: 7.35 Mpa

Coeficiente de compresión \emptyset : 0.53

Determinación de la frecuencia natural del elemento

Wo: frecuencia natural máxima del Neopreno

W: frecuencia de excitación -motor girando a

3450 rpm $\cdot (2 \cdot \pi \text{ rad}/1 \text{ rev}) \cdot (1 \text{ min}/60 \text{ s}) = 361.28 \text{ rad/s}$

Tx: es la transmisibilidad deseada, se asume del 7.08 %

$$W_o = \sqrt{\frac{W^2 * T_x}{1 - T_x}}$$

$$W_o = \sqrt{\frac{(361.28 \text{ rad / s})^2 * 0.0708}{1 - 0.0708}}$$

$$W_o = 99.78 \text{ rad / s}$$

$$(W_o = 15.88 \text{ Hz})$$

Constante elástica máxima del Neopreno k

Para una masa soportada por cada amortiguador de $m = 3.92 \text{ kg}$

$$k = m * W_o^2$$

$$k = 3.92 \text{ Kg} * (99.78 \text{ rad / s})^2$$

$$k = 39026.4 \text{ N / m}$$

Área mínima de carga

Se considera un máximo esfuerzo del Neopreno de $\tau : 6.9 \text{ Mpa}$ (70 Kg / cm^2)

$$A_{Min} = \frac{P}{\tau_{Max.Adm}}$$

$$A_{Min} = \frac{3.92 \text{ Kg} * 9.8 \text{ m / s}^2 + 14.69 \text{ N}}{6.9 * 10^6 \text{ pa}}$$

$$A_{Min} = 7.697 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

Esfuerzo máximo de compresión en el Neopreno

Se asume que el elemento es cilíndrico y se toma un diámetro d: 19 mm

$$\tau_{\max} = \frac{P}{A_{\text{caucho}}}$$

$$\tau_{\max} = \frac{3.92\text{Kg} * 9.8\text{m/s}^2 + 14.69\text{N}}{\pi * 0.0095\text{m}^2}$$

$$\tau_{\max} = 187.304\text{KPa}$$

Se cumple que el esfuerzo máximo que está sometido el Neopreno es menor que el esfuerzo admisible, entonces se procede a determinar el espesor requerido para el elemento con el diámetro seleccionado, a partir del factor de forma que se toma como 1 (dentro del rango especificado)

Modulo efectivo de compresión E_c

Modulo de Young E : 7.35 Mpa

Coefficiente de compresión ϕ : 0.53

Para esfuerzos Unidireccionales.

$$E_c = E * 1 + 2 * \phi * S^2$$

$$E_c = 7.35\text{Mpa} * 1 + 2 * 0.57 * (1)^2$$

$$E_c = 15.141\text{Mpa}$$

Espesor mínimo del Neopreno

$$t_{\min} = \frac{\pi * r^2 * E_c}{K}$$

$$t_{\min} = \frac{\pi * (0.0095\text{m})^2 * 15.141 * 10^6 \text{ pa}}{39026.4\text{N/m}}$$

$$t_{\min} = 0.11\text{m}$$

Deflexión estática del elemento

Se determina con la ecuación:

$$d = \frac{1.1 * F}{K}$$

$$d = \frac{1.1 * (3.92 \text{Kg} * 9.8 \text{m} / \text{s}^2)}{39026.4 \text{N} / \text{m}}$$

$$d = 1.083 * 10^{-3} \text{m}$$

Deformación unitaria ε

$$\varepsilon = \frac{d}{t}$$

$$\varepsilon = \frac{1.083 * 10^{-3} \text{m}}{0.11 \text{m}}$$

$$\varepsilon = 0.0098 \approx 0.98\%$$

Esta deformación es menor que la máxima recomendada por el fabricante Norteamericano Mason (10%)

Resumen, diseño del resorte cilíndrico

Tabla 12 Resumen Resorte Neopreno

DESCRIPCIÓN	VALOR
MATERIAL	Neopreno
TRANSMISIBILIDAD	7%
FRECUENCIA NATURAL	99.78 rad/s
DIÁMETRO	19 mm
ESPESOR	110 mm

6 PRUEBAS Y MEDICIONES

Las pruebas y mediciones realizadas al banco fueron realizadas en el laboratorio de vibraciones de la siguiente manera:

Se hizo la medición de la Frecuencia natural con el analizador CSI, y con el acelerómetro de base magnética, se le induce un golpe para dar vibración libre y con ello se registra y luego se promedia.

UNIDADES (Hz)

Tabla 13 Medición frecuencia natural en montaje completo

MONTAJE COMPLETO			
TAPA MOTOR SUPERIOR	FRENTE ESTRUCTURA	LADO ESTRUCTURA	TAPA MOTOR FRENTE
293	120	388.8	156.3
373.8	533.8	403.7	197.5
101.3	696.2		263.7
			343.8

Figura 45 Toma de medición frecuencia natural montaje completo



Tabla 14 Medición frecuencia natural tabla superior

TABLA SUPERIOR	
SUPERIOR TAPA MOTOR	FRENTE SOPORTE CHUMACERA
683,7	753,8
765	598,8
853,8	451,3
548,7	283,7
136,3	136,3
	66,24

Tabla 15 Medición frecuencia natural tabla inferior

TABLA SUPERIOR +TABLA INFERIOR		
FRENTE SOPORTE CHUMACERA	SUPERIOR TAPA MOTOR	FRENTE TAPA MOTOR
421,2	448,7	351,3
521,3	378,7	268,8
275	343,8	96,34
83,75		

Tabla 16 Medición frecuencia natural del banco en los puntos de medición elegidos

PUNTOS	CONFIGURACION PROTOTIPO			
	SOLO RESORTES			
P11	498,8	636,2		
P12	298,8	408,7	88,69	203,8
P13	206,2	508,7		
P21	306,2	326,3	548,8	
P22	721,3	507,5	116,5	
P23	348,7	588,8	626,3	

	CON CAUCHO NATURAL 50 SHORE			
P11	648,7	962	861	493,7
P12	296,3			
P13	198,7	461,2		
P21	561,2	283,8		
P22	118,5	741,3		
P23	326,4	596,2		

NOTA: los campos de la tabla resaltados son los valores de los picos de frecuencia natural más altos registrados por el analizador.

1. se eligieron 8 puntos para la medición de la amplitud de vibración, estos puntos corresponden a la esquinas del prototipo, allí eran colocados los sensores en disposición paralela para que la medición fuese hecha en tiempo real y sin desfase, se marco en el banco el respectivo orden y nombre que fue asignado al momento de hacer la medición.

En la (fig. 39) se observan los porta sensores y se inicio su conteo iniciando por el motor como punto p11 hasta el otro extremo punto p14.

Es decir los puntos del piso uno son p11 hasta p14, los del piso dos p21 hasta p24

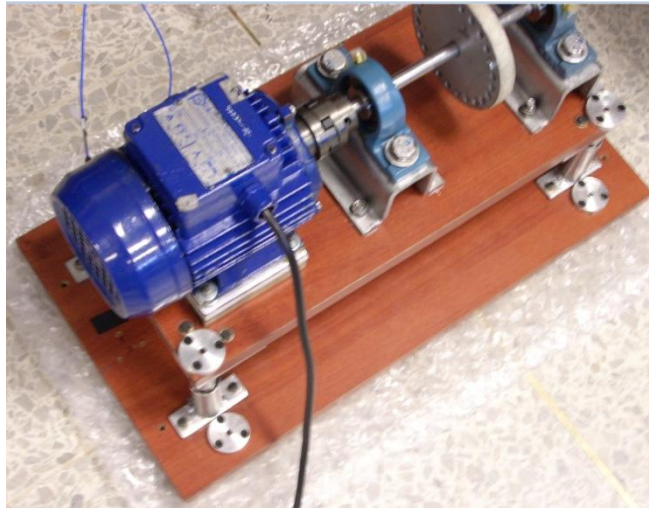
Figura 46 Registro de Inicio de prueba variador y analizador



3. Después de realizado el respectivo protocolo se empezó la toma de datos, ubicando el sensor en cada porta sensor teniendo mucho cuidado de no afectar mucho el movimiento del modelo y siempre cuidando el variador de picos de voltaje para mantener la velocidad que se proyectó.
4. El banco fue trasladado al laboratorio de Vibraciones mecánicas de la Universidad Pontificia Bolivariana, donde con la asesoría del Ingeniero Gilberto Fontecha, se llevo a cabo las respectivas mediciones.

Al iniciar dichas pruebas el banco fue colocado sobre la placa del piso se hizo el respectivo montaje y se procedió a la toma de datos.

Figura 47 Montaje para medición banco colocado directo piso placa edificio



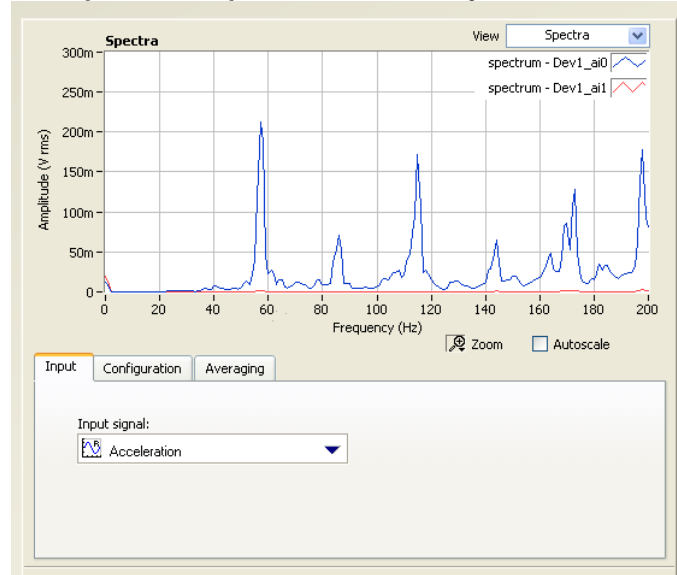
Los sensores fueron colocados en los puntos p13 y p11 ya que pues estos dos puntos guardaban semejanza en el movimiento de esta manera se procedió a la toma de datos y se obtuvo lo siguiente:

Comportamiento resortes metálicos:

Se observa el espectro que arrojó el programa Labview haciendo uso del toolkits de sound and vibration versión 2009, y el registro de la señal muestra un comportamiento poco confiable, haciendo un análisis de los comportamientos se concluye que el medio en que se colocó el banco es muy

grande y amortigua la estructura del montaje por ello la amplitud de vibración registrada es pequeña y no se puede garantizar que la medición sea aceptable.

Figura 48 Espectro comportamiento montaje con resortes metálicos

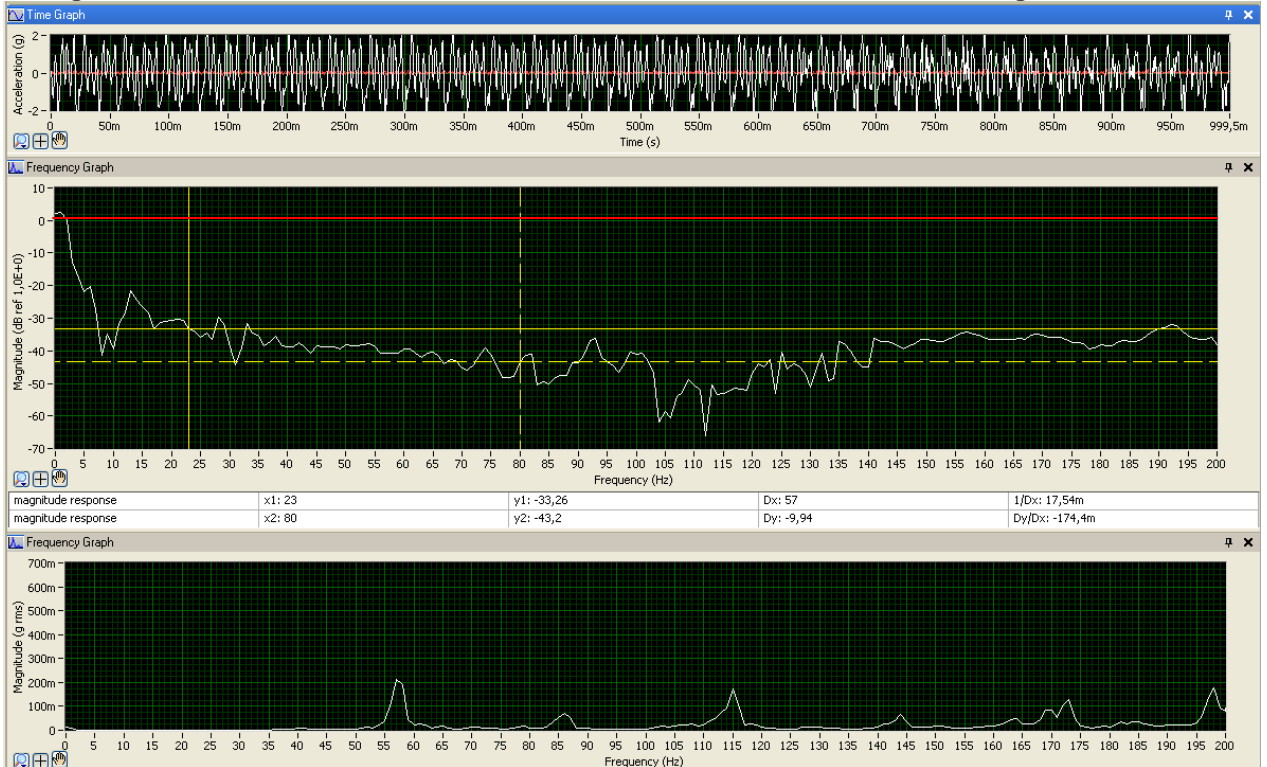


Fuente: autores / medición

En la grafica de transmisibilidad que muestra el software labview se observa la escala logarítmica en dB (decibelios) con la finalidad que esta sea perceptible la adquisición de la señal, al hacer variar la velocidad de 0 a 30 Hz obtenemos la siguiente señal y comportamiento, vemos que por debajo del cero todo es atenuación de la vibración dentro del banco propuesto. Con lo que se puede observar, se detalla que los resortes serian un disipador de vibraciones perfecto e ideal para aislar una maquina evitando que se propaguen las vibraciones el espectro muestra soltura mecánica debido a holgura en el agujero del acople, se tienen tolerancias inadecuadas en la manufactura, y el pico significativo esta al 2X lo que también supone desalienamiento, a una frecuencia de 116 Hz hay pico que indican que hay falla en el motor, pero de ahí es donde se infiere que no es real este comportamiento. En la fig. 48 se puede visualizar, teniendo en cuenta esta experiencia, y al ser realizada la medición cambiando la elasticidad de los descansos por los resortes

elastoméricos de caucho natural y neopreno se obtuvo la siguiente adquisición de datos, en la fig. 49 y fig. 50 se muestra dicha medición.

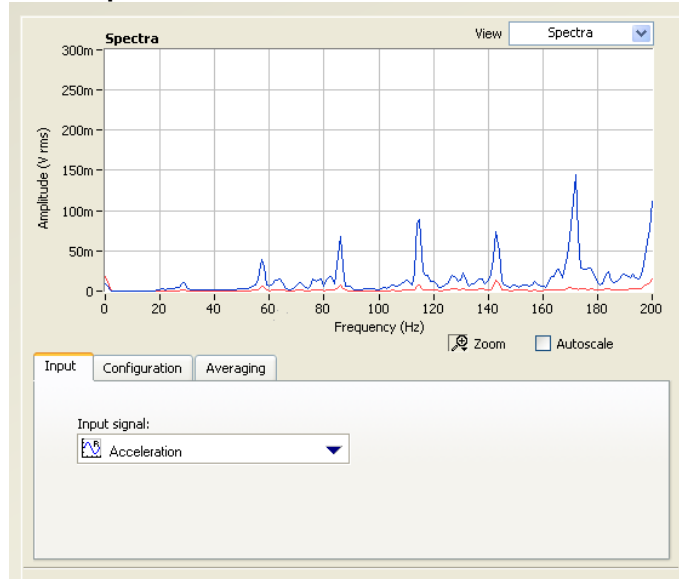
Figura 49 Gráfica transmisibilidad Resortes metálicos Labview en escala logarítmica



Fuente: autores / medición

Se observa que hay un completo aislamiento de la vibración la escala en decibelios nos muestra que debajo del cero se esta aislando todo por ende esto supone demasiado amortiguamiento y no se ve el verdadero comportamiento.

Figura 50 Comportamiento resortes elastoméricos de caucho natural



Fuente: autores / medición

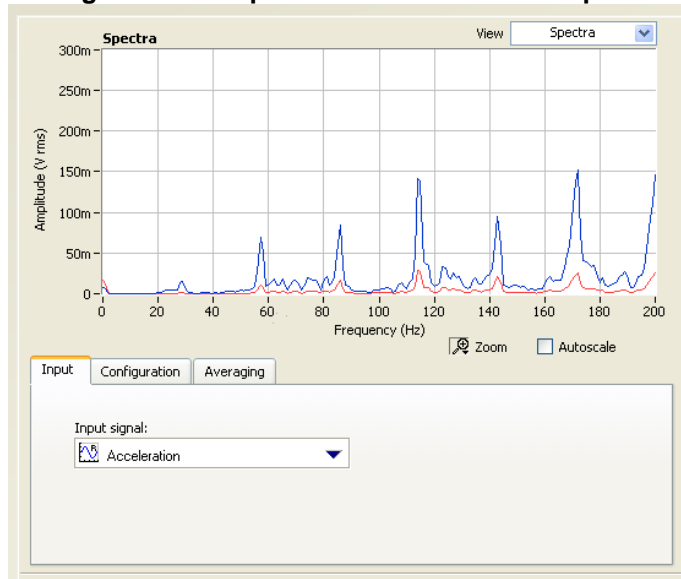
Figura 51 Grafica de Transmisibilidad Resortes elastoméricos caucho natural

Labview en escala logarítmica



Fuente: autores / medición

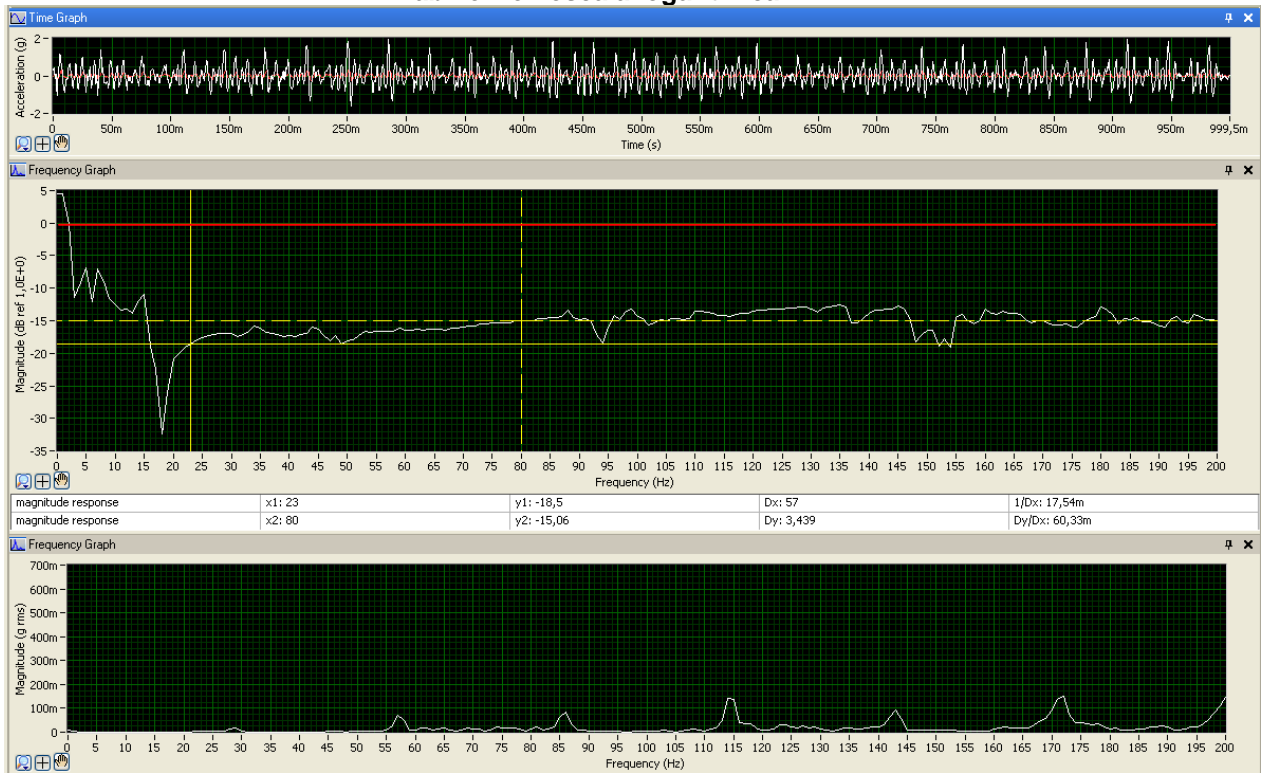
Figura 52 Comportamiento Resortes Neopreno



Fuente: autores / medición

Figura 53 Grafica de transmisibilidad Resortes elastoméricos Neopreno

Labview en escala logarítmica



Fuente: autores / medición

Al tener como conclusión que esta medición no era confiable y observando que tanto resortes elastoméricos como resortes metálicos tienen un comportamiento ideal de disipación de vibración y lo cual hace que la propuesta de medición realizada de esta manera sea errónea.

Optando por buscar un medio que nos permitiera una medición más acertada se propuso colocar el banco sobre un recurso que le permitiera moverse más libremente, de esta manera se decidió que colocar el banco apoyado sobre unas varillas dispuestas como un resorte de ballesta daría movilidad al modelo pero no implicaría otro grado de libertad. Solo haría que hubiese una separación de la placa del piso del edificio y supondría menos amortiguamiento para el prototipo. En la (fig.54) se muestra el montaje propuesto:

Figura 54 Montaje prototipo varillas



Fuente: medición / autores

Figura 55 Montaje prototipo varillas vista 2



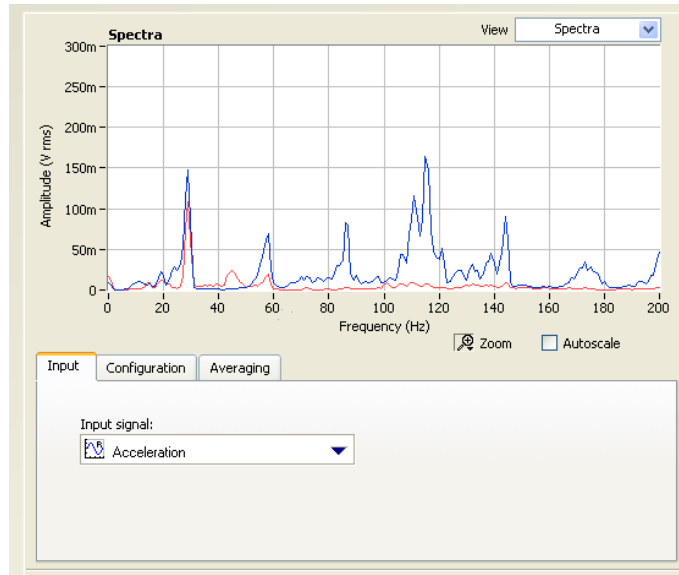
Fuente: autores / medición

Se ejecutó la toma de datos en esta disposición, se tomaron en los puntos p11 y p13 ya que el banco se comportaba de manera parecida a cada lado del banco, y por ello se optó por elegir estos dos puntos. Las mediciones obtenidas para las tres configuraciones fueron:

RESORTES METÁLICOS

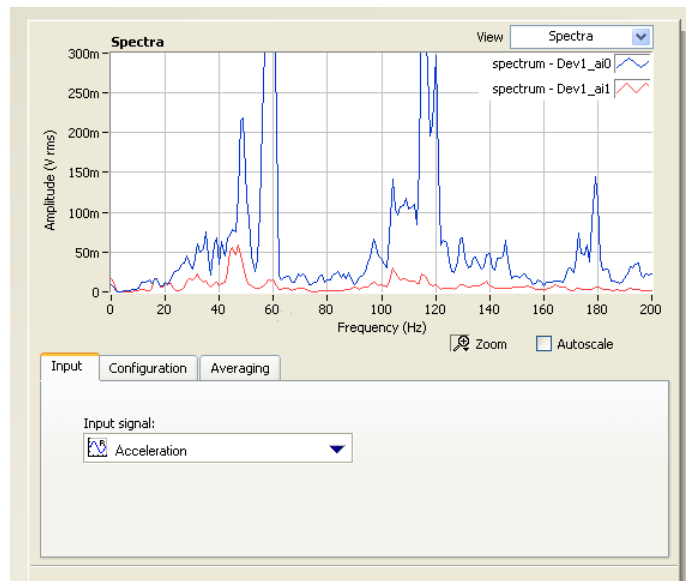
Variación de la velocidad de 0 a 30 hz, en un lapso de tiempo de 50 segundos, se observa el espectro de la parte superior presentado el pico más representativo en el 1X a los 30Hz que es el pico de la velocidad. Hay un pico que se presenta a 115Hz está mostrando el comportamiento del motor ya hay una mejor visión de lo que realmente se está transmitiendo y de la respuesta del prototipo en presencia de los resortes metálicos. En la (fig.52) se observa la respuesta del prototipo cuando se varía la velocidad de 0 a 60 Hz es un tanto más agresiva sin embargo el resorte sigue disipando en gran cantidad la vibración que transmite la máquina. Se presenta soltura mecánica y hay desalineamiento. Se observan los picos representativos y se acentúa el pico que muestra la falla en el motor.

Figura 56 Espectro montaje con resortes a 30Hz



Fuente: medición / autores

Figura 57 Espectro montaje resortes a 60 Hz



Fuente: medición / autores

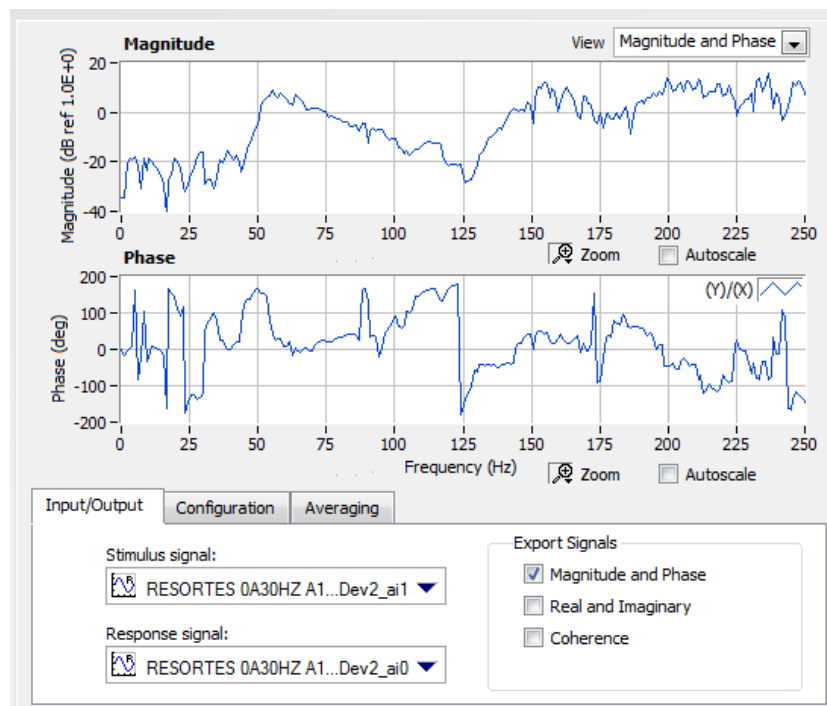
con las graficas anteriores se concluyo que el piso era un ambiente demasiado amplio y por ende la vibración transmitida no se duraba mucho en su propagación

y por ende no se podía observar, al banco se colocado sobre estas dos varillas, el comportamiento mostrado fue el adecuado para establecer parámetros de medición, lo cual dio respuesta positiva al modelo del banco propuesto al inicio, el cual mostraba que el banco estaba en dos grados de libertad pero esta base con muelles emula el efecto de una maquina grande y pesada que si imprime la suficiente fuerza para transmitir una vibración y hacer que sea visible con la ayuda de los acelerómetros el comportamiento de los aisladores que se diseñaron.

A en la siguientes graficas se muestran la mediciones mas representativas realizadas con el motor en operación.

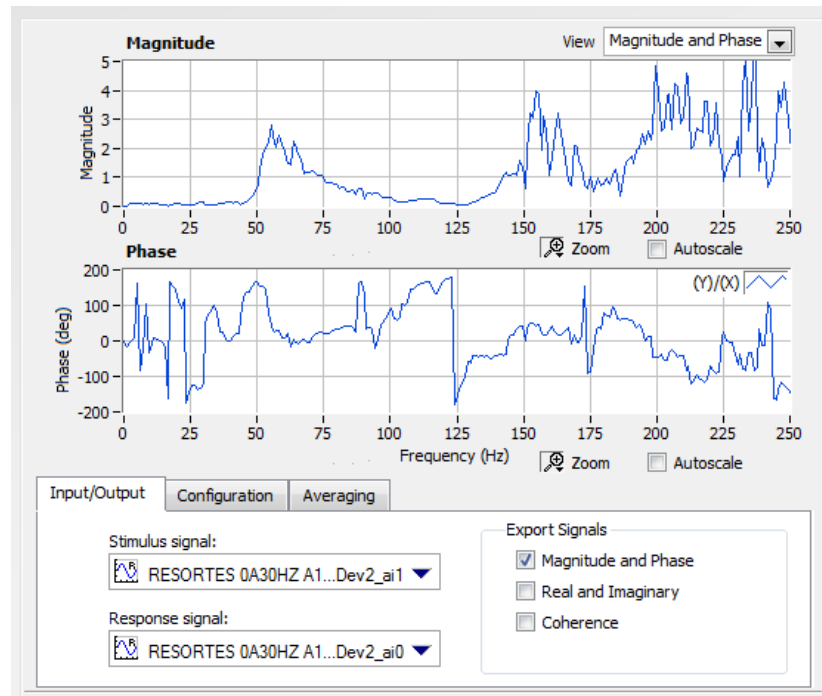
Las graficas corresponde al la respuesta en frecuencia del movimiento del banco cuando opera a un rango de velocidades en opción lineal y en respuesta en decibelios.

Figura 58 Diagrama lineal



Fuente: medición / autores

Figura 59 Diagrama logarítmico



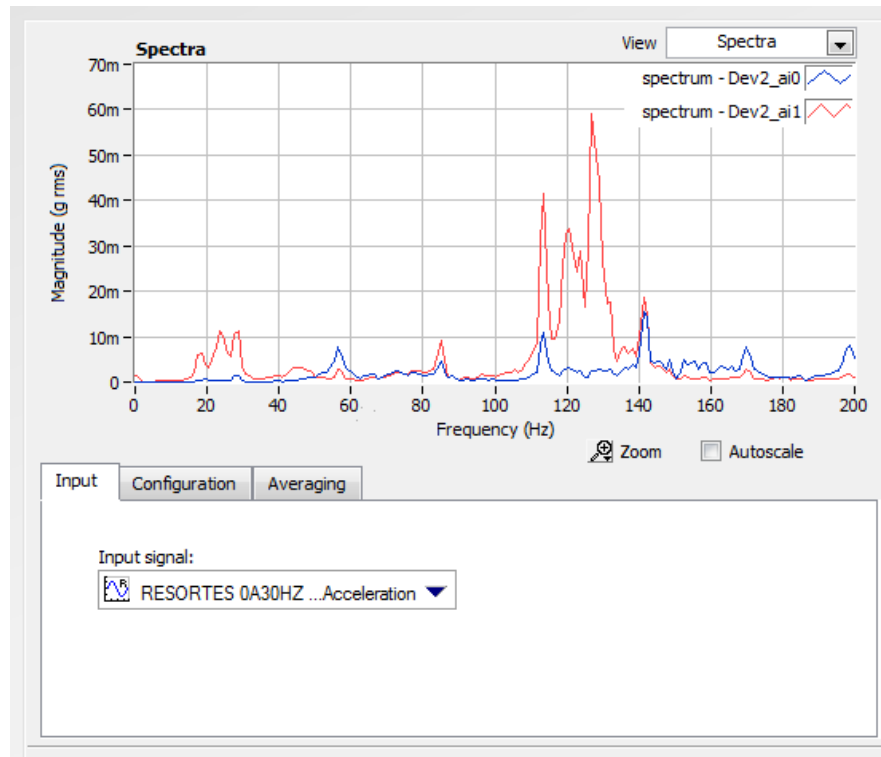
Fuente: medición / autores

Las gráficas muestran el comportamiento del banco con los resortes metálicos al ser inducido desbalance, a altas frecuencias entran en resonancia con el banco y se convierten en acentuadores de la vibración. La amplitud de vibración como se verá más adelante es menor con respecto a la amplitud de vibración del comportamiento de los otros aisladores elegidos.

Los espectros aquí mostrados muestran la respuesta del banco al ser inducido desbalance y puesto en marcha para mostrar el comportamiento de los aislamientos al reducir la amplitud de vibración, ya que se originan por el desequilibrio másico al que ha sido expuesta.

El espectro muestra al 1X la falla inducida de desbalance y muestra que el banco cumple con las características, y muestra la falla presente en el motor, la señal azul corresponde al sensor colocado en la parte inferior y deja ver que el efecto de los resortes metálicos es óptimo, puesto que si se está aislando

Figura 60 Espectro 30 Hz

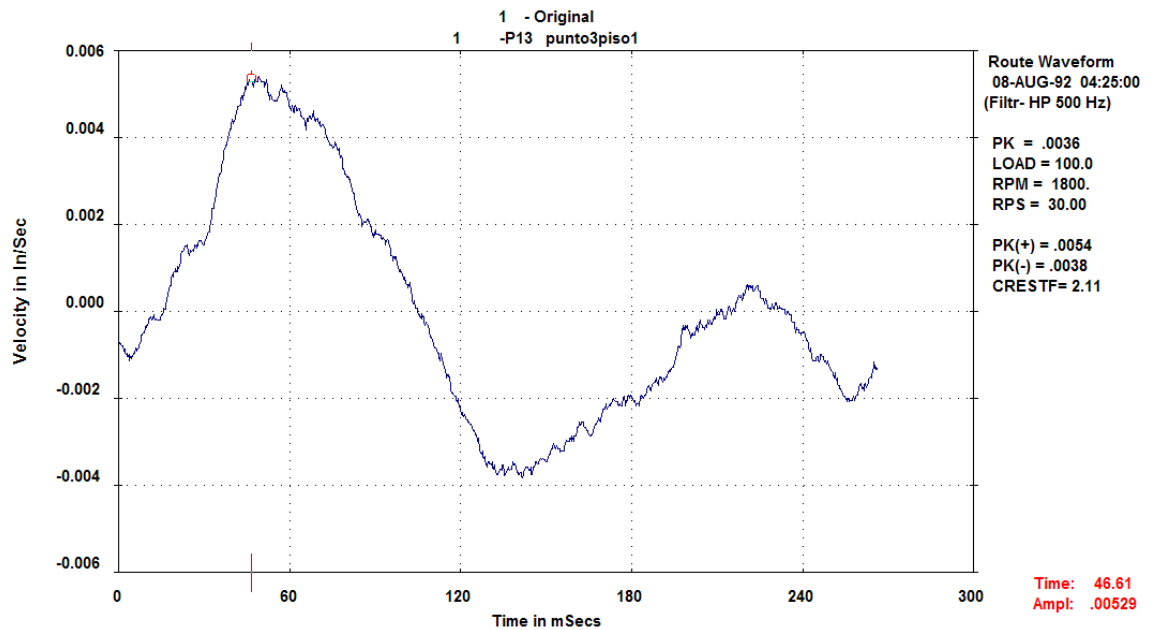


7 RESULTADOS

Una vez realizadas las mediciones se hace el cálculo para hallar transmisibilidad. Se hace la respectiva toma del decremento logarítmico excitando el prototipo en un solo grado de libertad para registrar su oscilación y con ello hacer el cálculo del respectivo decremento con las diferentes configuraciones; es decir con solo resortes y con las respectivas almohadillas de caucho a 50 y 60 shore y el neopreno.

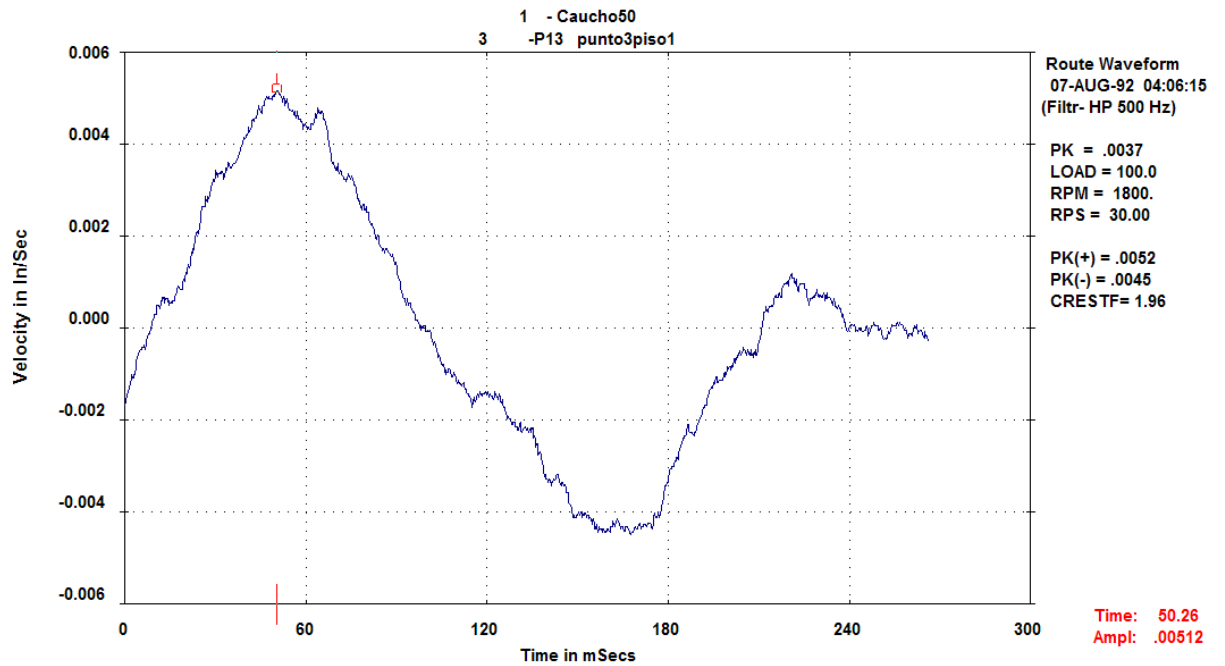
Oscilación registrada con la configuración de solo resortes

Figura 61 Onda de tiempo con solo resortes



Oscilación registrada con la configuración con caucho natural 50 shore

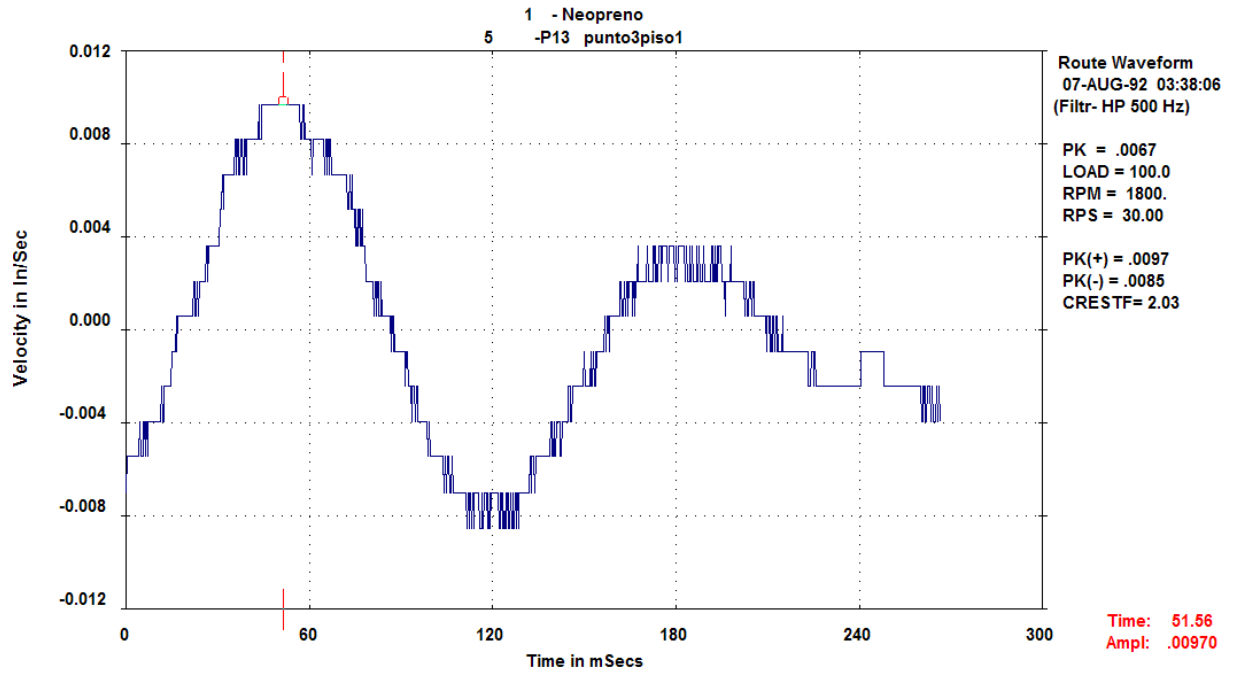
Figura 62 Onda de tiempo con caucho natural 50 sh



Oscilación registrada con la configuración con caucho natural 60 shore

Oscilación registrada con la configuración con neopreno

Figura 63 Onda de tiempo con Neopreno



Oscilación registrada con la configuración con solo resortes inferiores

Figura 64 Onda de tiempo con resortes parte inferior prototipo

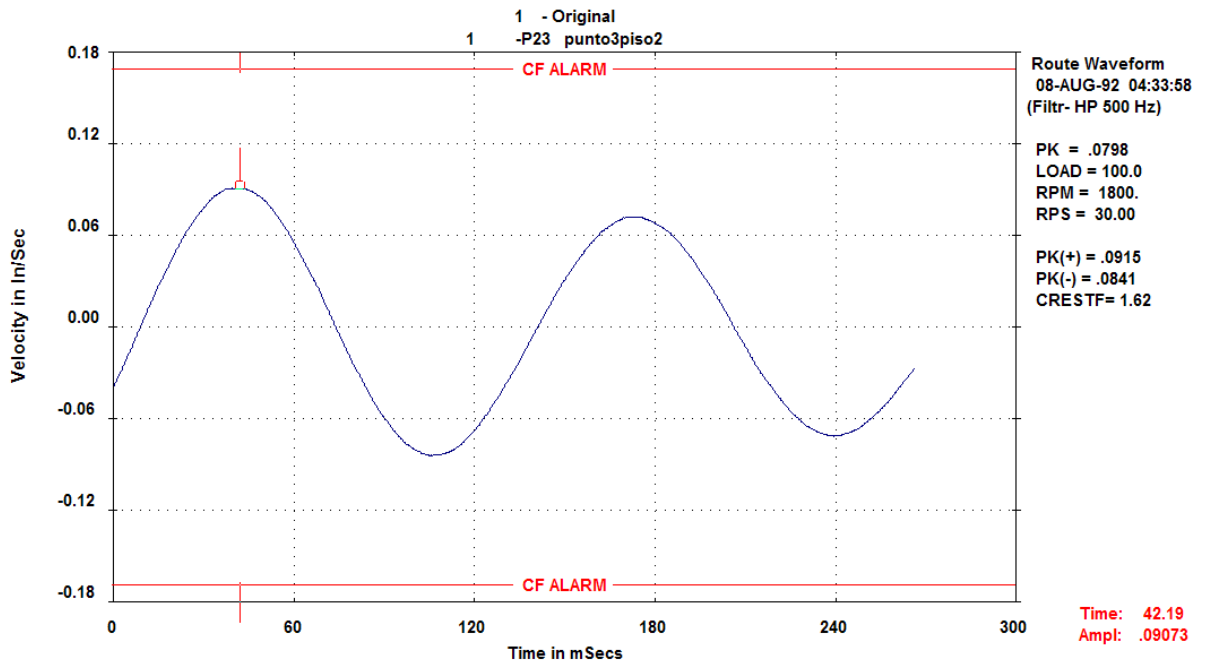


Tabla 17 Registro para toma de decremento logarítmico

ELEMENTO	X_1 (in/sec)	X_2 (in/sec)	n (numero de ciclos)
Caucho natural 50 sh	0.00517	0.00119	2
Caucho natural 60 sh	0.00581	0.00186	2
Neopreno	0.00970	0.00360	2
Resorte arriba	0.00529	0.00054	2
Resorte abajo	0.9073	0.7171	2

Haciendo uso de las ecuaciones (1.32) y (1.29) se tendría

Tabla 18 Valores hallados

ELEMENTO	DECREMENTO δ	FACTOR AMORTIGUAMIENTO ζ	COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO C
Caucho natural 50 sh	0,734459691	0,116102373	19,81335682
Caucho natural 60 sh	0,569502042	0,090269024	15,45331199
Neopreno	0,49559602	0,07863233	13,48199898
Resorte arriba	1.141002193	0,178673955	30,71534488
Resorte abajo	0,117628928	0,018717945	3,70338606

8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se lograron cumplir los objetivos propuestos inicialmente, los cuales consistían en el diseño y construcción de un banco experimental, el análisis de la teoría de la transmisibilidad por comportamiento de tres clases de aislamientos cuando se induce falla de desbalanceo al banco.
- El banco construido permite corroborar la transmisibilidad hallada teóricamente con la experiencia realizada puesto que evidencia en las mediciones que si hay un aislamiento, y que la vibración transmitida a la base es mínima y muy cercana a la calculada teóricamente.
- La experiencia realizada fue hecha variando la elasticidad de los descansos del modelo, colocando resortes de Caucho natural de durezas de 50 shore y Neopreno.
- La medición se realizó con el montaje de dos sensores dispuestos en cada nivel del banco y conectados a la tarjeta de adquisición de datos la cual era leída por el computador por medio del software LABVIEW 2009 con la herramienta sonido y vibraciones, con ello se pudo registrar señal en tiempo real y establecer la medición como confiable y poder dar datos cercanos a los hallados teóricamente.
- En la experiencia se induce falla de desbalance y se registran amplitudes con ello hallamos transmisibilidad que nos da en rangos aceptables, pero que aun así inducen error, debido a que las amplitudes en el primer y segundo grado de libertad son tomadas a destiempo y por ello al hacer la relación de amplitudes hay desviación.
- Se logra visualizar tanto en resultados como en comportamiento el efecto de los aislantes en el prototipo debido a que los resultados lo demuestran y al momento de hacer el montaje se ven diferentes comportamientos de vibración en el modelo.

- Los resortes fueron diseñados para trabajar con comportamiento subamortiguado para un rango de relación de frecuencias baja lo que lleva a hallar valores transmisibilidad del orden de la unidad.
- Se hace necesaria la adquisición de un mejor equipo para toma de mediciones, el ideal es uno que tenga dos canales o mas para que registre la amplitud de vibración en tiempo real a diferentes velocidades por medio de la instalación de dos sensores para que la onda en el tiempo, sea la correcta y no aparezca tanto error. Puesto que la medición realizada fue con equipos prestados por la universidad Pontificia Bolivariana.

BIBLIOGRAFIA

- CREDE, Charles y RUZICKA, Jerome. Theory of Vibration Isolation. En: Harris, Cyril y PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York McGraw Hill, 2002. 620 p.
- GARCIA CASTRO, Alfonso. Vibraciones mecánicas, modulo I.Colombia.2001.
- GENT, Alan Engineering with rubber: How to Design Rubber Components. New York USA: Hanser, 1992. 1ra Ed. 334p. ISBN: 3-446-17010-3.
- HARRIS, Cyril y RACCA, Romulus. Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems. En PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York: McGraw Hill, 2002. Capítulos 30,31, 33.
- P.W. Wang, C.C. Cheng. Design of vibration absorbers for structures subject to multiple-tonal excitations. National Chung Cheng University.Vol.128.2006.
- THOMSON, William. Teoría de vibraciones, aplicaciones. México. PRENTICE-HALL.1982.
- UNIVERSITAS NAVARRENSIS. Control de vibraciones, Departamento de ingeniería mecánica, energética y de materiales..
- VÁSQUEZ, Leonidas, Diseño de Máquinas I; Universidad Industrial de Santander. Colombia. 2005. Capítulo 3, 4.

ANEXO A

DOCUMENTACION PRUEBAS RESORTES

Las pruebas de caracterización de material fueron realizadas en la **Máquina Universal de Ensayos marca Trebel** que se encuentra ubicada en la escuela de Ingeniería Civil, laboratorio Resistencia de Materiales en el Centro de Caracterización de Materiales de construcciones, Sección que está a cargo del Señor Jaime Alberto Cadena.



La prueba se realizo colocando el resorte respectivo en la máquina y se le efectuó la prueba de compresión induciéndole carga lentamente para saber cuánto es capaz de soportar y cuál es su desplazamiento, que es arrojado por el deformímetro que mide en vueltas

$$\frac{100\text{rayas}}{1\text{ vuelta}} * \frac{0.01\text{mm}}{1\text{ raya}} * \frac{1\text{cm}}{10\text{mm}} = 1\text{cm}$$

$$1\text{ vuelta} = 1\text{cm}$$

PRUEBA RESORTES



PRUEBA RESORTE PARTE SUPERIOR

Soporto carga de 5 kg antes del pandeo

Y se comprimió 2.4 cm.

$$K = 2043.05 \text{ N/m}$$

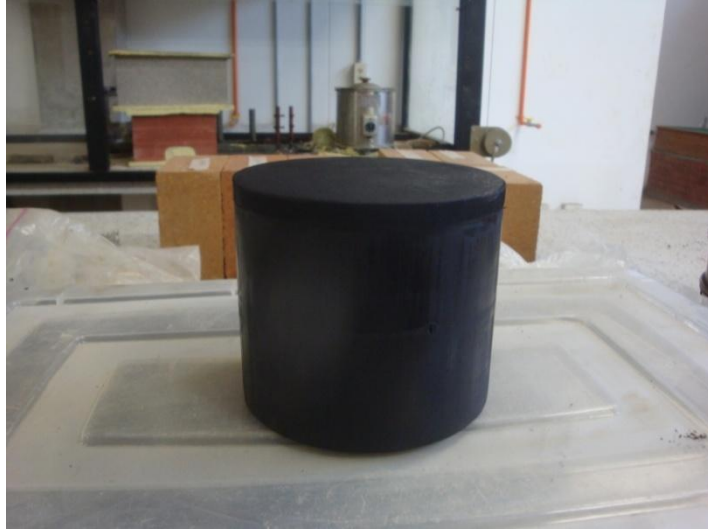
PRUEBA RESORTE PARTE INFERIOR

Soporto carga de 12 kg

Y se comprimió 5.2 cm, llego Hasta la longitud solida l_s

$K = 2451.66 \text{ N/m}$

PRUEBA PROBETA NEOPRENO



Se realizó con una probeta cilíndrica maciza de 10 cm de diámetro y 10 cm de alto, la prueba se nos arrojó un resultado en el deformímetro de 46 vueltas que corresponden a

$$x = 4,6 \text{ cm}$$

Perdió 1.5 cm en compresión y soporto 3,4 Toneladas, la probeta soportaba mas carga pero no se le indujo mas carga, por cuestiones de seguridad. Pero se

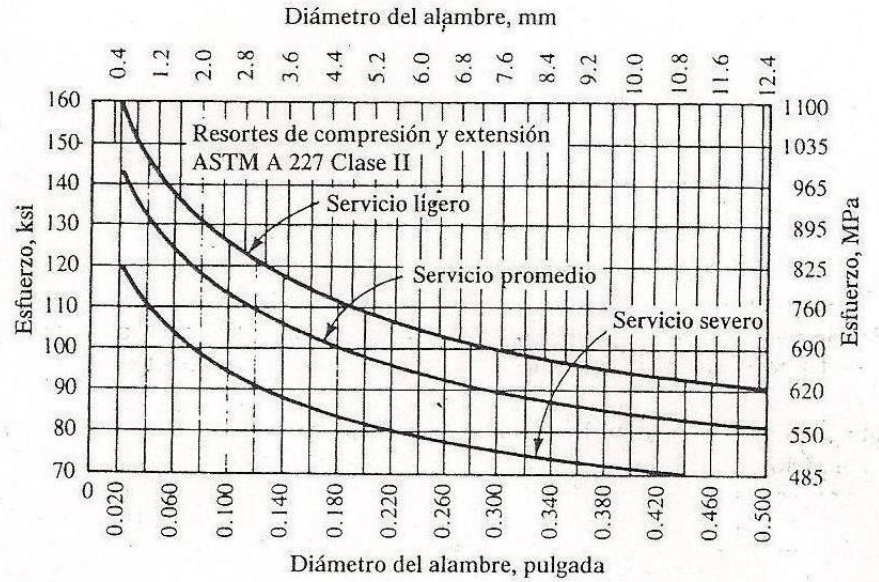
puede decir, que podría soportar al menos otras cuatro (4) toneladas para alcanzar la rotura.

1 ton =1000 kg es decir soporta 3400Kg, que traducido a fuerza sería 34000N.

ANEXO B

Curvas características de Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío

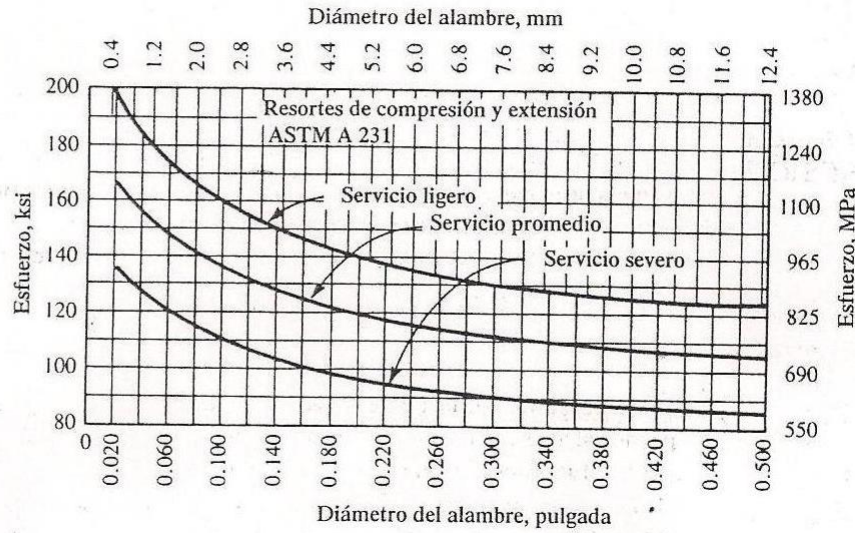
FIGURA 19-8
Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 144, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)



ANEXO C

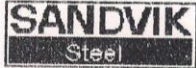
Curvas características de Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A231, aleación cromo y vanadio, calidad de resortes de válvulas.

FIGURA 19-11
Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A231, aleación con cromo y vanadio, calidad de resorte de válvulas (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 147, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)



ANEXO D

Tabla suministrada por el fabricante de alambre calibre 2 mm




Page / Pag.
1

Our date / Nuestra Fecha
22/04/2009

WSPP 5-9 Relido americana te

**CERTIFICADO DE QUALIDADE
QUALITY CERTIFICATE**

Producto / Product: WSPP-AISI302-2,00					
IDENTIFICATION:		O.T.N°/Prod. Order	Lote N°/Lot Nr.	Quantidade/Quantity	
		0053914	49924	20Kg	
Média /	Dimensão/ Dimension	Comprimento/ Length	Resist. Tracão/ T.Strength	Alongamiento/ Elongation(%)	Resist. Eléctica Linear Resistance
Average	2,00 mm		1915 N/mm2 <i>Su</i>		
COMPOSICÃO QUIMICA (% PESO) / CHEMICAL ANALYSIS (WEIGHT%)					
Corrida N°/HEAT # 511282					
C	= 0,068	Si	= 0,52	Mn	= 1,17
P	= 0,023	S	= 0,001	Cr	= 18,31
Ni	= 8,09	Mo	= 0,44	Cu	= 0,47
Co	= 0,090	N	= 0,037		
OBSERVACOES / REMARKS:					
			Depto. De Garantia de Qualidade Quality Assurance Department		
<small>WE HEREBY CERTIFY THAT MATERIAL HEREN DESCRIBED HAS BEEN MANUFACTURED IN ACCORDANCE WITH AND MEETS THE REQUIREMENTS OF YOUR STANDARDS AND SPECIFICATIONS. THE MATERIAL IS MANUFACTURED ACCORDING TO A QUALITY SYSTEM, APPROVED AND REGISTERED TO ISOTS 16949:2002-ISO9001:2001</small>					

ANEXO E

MODULOS ESTANDAR DE MATERIALES ASTM

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, G		Módulo en tensión, E	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	69.3	$28. \times 10^6$	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Templado en aceite: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-vanadio: A-231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-silicio: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	10.0×10^6	79.0	28.0×10^6	193
Tipo 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Latón de resortes: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Bronce fosforado: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Cobre al berilio: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel y K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel e Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Nota: Los datos son valores promedio. Puede haber pequeñas variaciones por el tamaño del alambre y su tratamiento.

ANEXO F

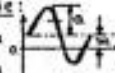
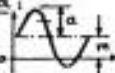
FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL



ANEXO G

FACTORES DE CARGA PARA DISEÑO DE EJES

FACTORES DE CARGA K_L :

\dagger $ \sigma_m \leq 0,5 \sigma_a$ \dagger $ \tau_m \leq 0,5 \tau_a$	onda reversible: 	*	onda repetitiva: 
--	---	---	---

TIPO DE CARGA PUNTO A	AXIAL		AXIAL CON POCO FLECTORA FLECTORA CON POCO AXIAL		FLECTORA		- TORSIONAL - CORTANTE DIRECTA Y POR FLEXION	
	\dagger	*	$\sigma_m \leq 0,5 \sigma_a$ \dagger	$\sigma_m > 0,5 \sigma_a$ \dagger	\dagger	*	dúctil \dagger	frágil \dagger
AXIAL	0,80 \dagger	1,20 *	0,85 \dagger	0,95 \dagger	0,90 \dagger	1,30 *	0,56 \dagger	0,75
AXIAL CON POCO FLECTORA	0,85 \dagger	1,25 *	$\sigma_m \leq 0,5 \sigma_a$ \dagger 0,4 $\sigma_m > 0,5 \sigma_a$ \dagger 1,35		\dagger 0,6 $\sigma_m > 0,5 \sigma_a$		0,55 \dagger	0,70
FLECTORA CON POCO AXIAL	0,95 \dagger	1,35 *					0,66 \dagger	
FLECTORA	0,90 \dagger	1,30 *	\dagger 0,6		1,00 \dagger	1,40 *	0,57 \dagger	0,76
TORSIONAL	Idem Vertical \dagger * - ** \dagger	Idem Vertical \dagger * - ** \dagger	Idem Vertical \dagger * - ** \dagger	\dagger * - ** \dagger	\dagger * - ** \dagger	\dagger * - ** \dagger	0,58 \dagger	0,80
							0,81 *	
		0,75	0,70		0,76			

CARGAS TRICOMBINADAS: Axiales + Flectora + Torsional

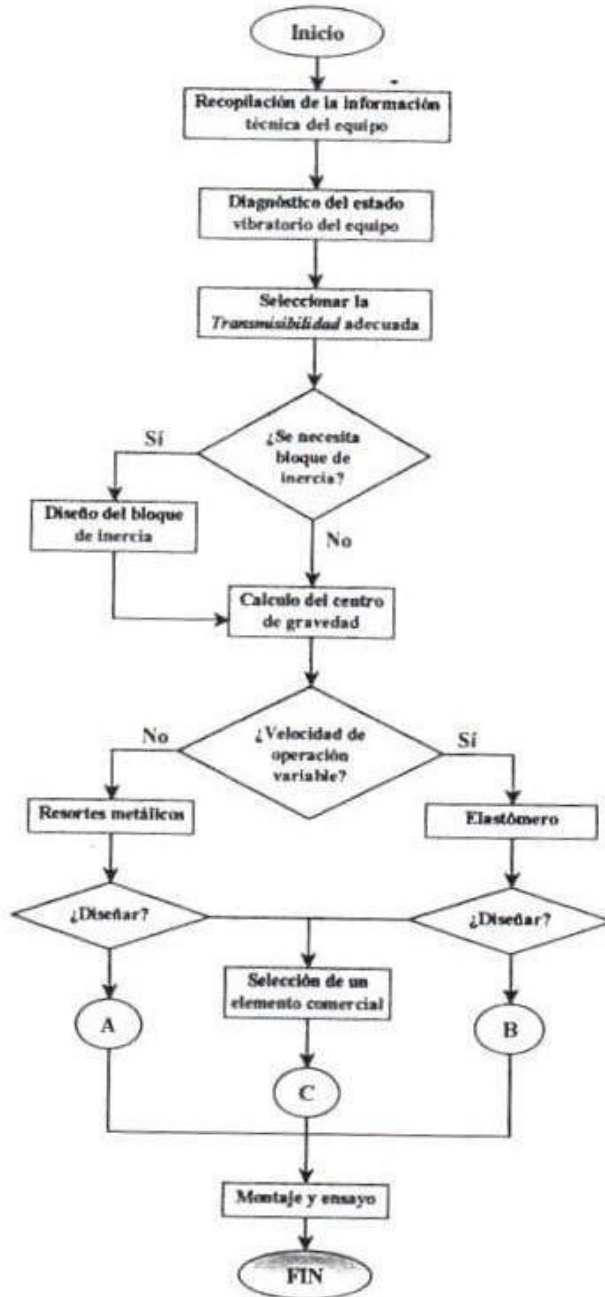
Materiales dúctiles: 0,55
 Materiales frágiles: 0,70

NOTA: no usar el K_L tricombinado en las fórmulas de las pág. 27 y 28. Si se usa en las pág. 14, 22, 23 y 24

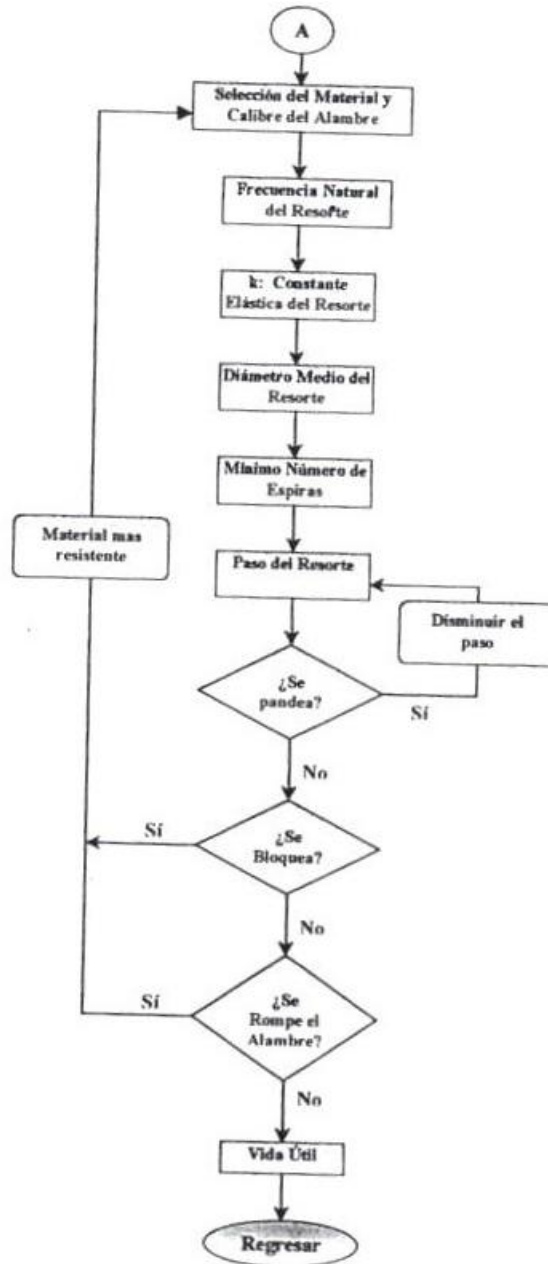
- \dagger Para cargas simples o combinadas que produzcan esfuerzos REVERSIBLES, donde el esfuerzo medio es $\leq 0,5$ del esfuerzo alterno.
- * Para cargas simples o combinadas que produzcan esfuerzos REPETITIVOS, donde el esfuerzo medio es $> 0,5$ del esfuerzo alterno.
- \dagger Si el $\sigma_{total} \leq 0,15 \sigma_{total}$, se pueden trabajar las teorías de falla para carga combinada como si fueran simples de solo esfuerzo normal, y viceversa cuando $\sigma_{total} \leq 0,15 \sigma_{total}$. Para estos casos el $N_{eq} > 1,3$. $\sigma_{total} = \sigma_{torsión} + \sigma_{directo} + \sigma_{flexión}$.
 $\sigma_{total} = \sigma_{directo} + \sigma_{flexión}$.

ANEXO H

DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS

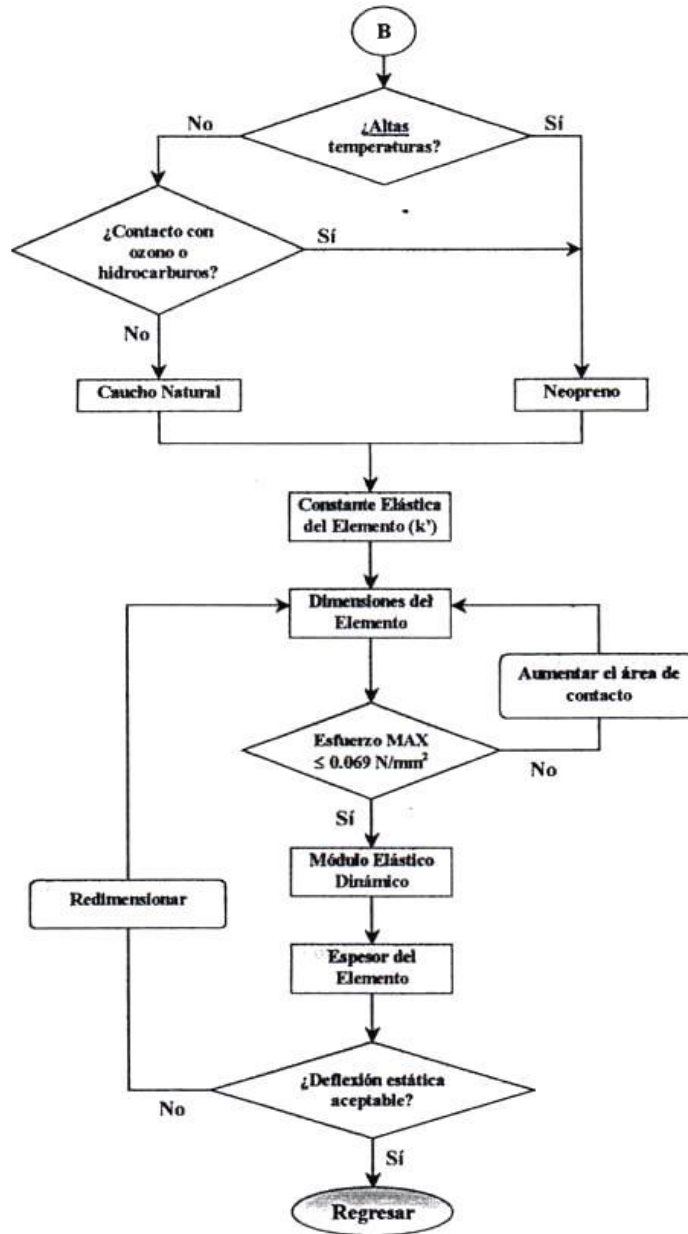


ANEXO I
DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS CONTINUACION

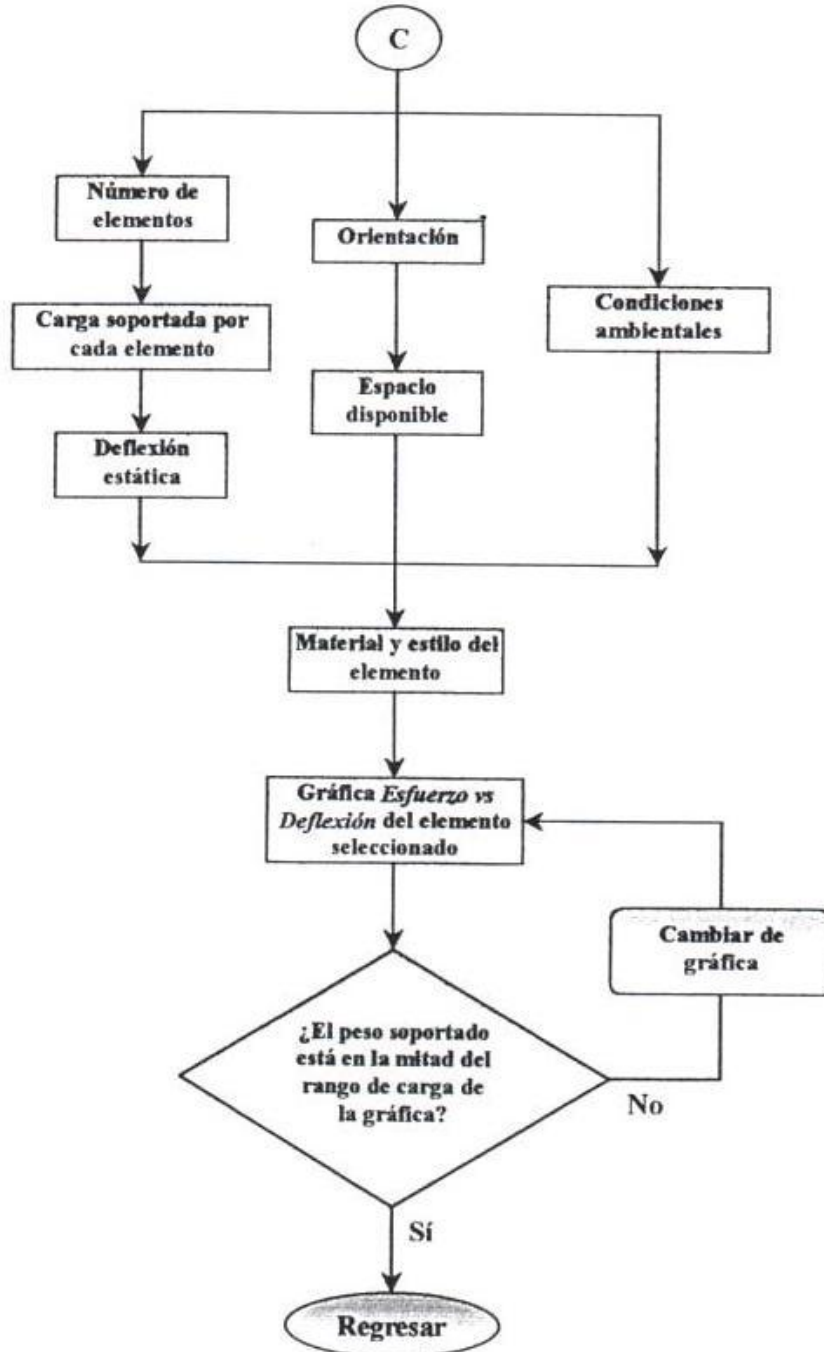


ANEXO J

DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS CONTINUACION



ANEXO K
DIAGRAMA DE PROCEDIMIENTOS CONTINUACION



ANEXO L

TABLAS COMPARATIVA DE ELASTOMEROS

TABLA COMPARATIVA DE ELASTOMEROS							
POLIMERO BASE NOMBRE COMÚN	NATURAL RUBBER	ISOPRENO	SBR-GRS	BUTYL	EPDM RUBBER	NEOPRENO®	
NOMBRE QUÍMICO	Polisopreno Natural	Polisopreno sintético	Estireno Butadieno	Isobutileno Isopreno	Etileno Propileno Dieno	Cloropreno	
SAE J200.- Clasificación ASTM D-2000 ASTM D-735, SAE J-14: MIL - R-3065 (MIL-STD-417) Designación ASTM (D 14 18)	AA R (N)	AA R (S)	AA, BA R (S)	AA, BA R (S)	CA, DA R (S)	BC, BE SC	
PESO GR / CM ³	NR 0,891	IR 0,891	SBR 0,918	IIR 0,891	ERDM-EPR 0,897	CR 1,188	
ELASTÓMERO BASE PESO ESPECÍFICO	0,93	0,91	0,94	0,92	0,86	1,23	
PROPIEDADES FÍSICAS							
RANGO DE DUREZA (SHORE A)	30-95	40-85	30-95	40-90	30-95	25-95	
RESILIENCIA	EXCELENTE	EXCELENTE	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	EXCELENTE	
CARGA DE ROTURA KG/ CM ²	300	300	175	210	105 - 210	210	
ALARGAMIENTO EN LA ROTURA	700	700	500	850	600	600	
DEFORMACION REMANENTE	ACEPTABLE	EXCELENTE	ACEPTABLE	BUENO	ACEPTABLE	ACEPTABLE	
AI SLAMIENTO ELECTRICICO	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	ACEPTABLE	
IMPERMEABILIDAD, GAS	BUENO	BUENO	ACEPTABLE	EXCELENTE	BUENO	BUENO	
PROPIEDADES DE RESISTENCIA MECANICA							
IMPACTO	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	BUENO	BUENO	BUENO	
ABRASION	EXCELENTE	BUENO	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	EXCELENTE	
DESGARRO	EXCELENTE	EXCELENTE	ACEPTABLE	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	
CRECIMIENTO DE GRIETAS	EXCELENTE	EXCELENTE	ACEPTABLE	EXCELENTE	BUENO	BUENO	
PROPIEDADES DE RESISTENCIA A LA TEMPERATURA							
CARGA DE ROTURA (KG) 120 °C	120	135	55	110	105	105	
CM ² , AT 200 °C	-	-	7	3	15	15	
ALARGAMIENTO, % 120 °C	500	700	200	600	400	300	
AT 200 °C	-	-	50	440	100	-	
RESISTENCIA A LA LLAMA	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	BUENO	
BAJA TEMPERATURA ENDURECIMIENTO, ° C	- 30 a - 45	- 30 a - 45	- 17 a - 45	- 23 a - 40	- 30 a - 60	- 17 a - 30	
TRANSICIÓN VITREA, ° C	- 62	- 62	- 62	- 62	- 67	- 40	
PROPIEDADES DE RESISTENCIA AL AMBIENTE							
PASO DEL TIEMPO	ACEPTABLE	POBRE	ACEPTABLE	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	
OXIDACION	BUENO	BUENO	BUENO	EXCELENTE	BUENO	BUENO	
OZONO	POBRE	POBRE	POBRE	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	
RADIACION	ACEPTABLE	ACEPTABLE	BUENO	BUENO	POBRE	ACEPTABLE	
AGUA	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	BUENO	
ACIDO	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	EXCELENTE	EXCELENTE	BUENO	
ALCALIS	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	EXCELENTE	EXCELENTE	BUENO	
GASOLINA, ACEITE, ETC.	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	BUENO	
BENZENO, TOLUENO, ETC.	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	ACEPTABLE	POBRE	
DISOLVENTES GRASIENTOS	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	POBRE	
ALCOHOL	BUENO	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	POBRE	ACEPTABLE	
FLUIDOS HIDRAÚLICOS SILICATOS	POBRE	BUENO	POBRE	BUENO	ACEPTABLE	BUENO	
FOSFATOS	POBRE	BUENO	POBRE	EXCELENTE	BUENO	POBRE	
PROPIEDADES SUBJETIVAS							
SABOR	ACEPTABLE	ACEPTABLE	ACEPTABLE	ACEPTABLE	BUENO	ACEPTABLE	
OLOR	ACEPTABLE	BUENO	BUENO	BUENO	BUENO	ACEPTABLE	
NO MANCHADIZO	ACEPTABLE	EXCELENTE	ACEPTABLE	BUENO	BUENO	BUENO	
ADHESION A MATERIALES RIGIDOS	EXCELENTE	EXCELENTE	EXCELENTE	ACEPTABLE	ACEPTABLE	EXCELENTE	

ANEXO M

MODELO DE ELASTOMEROS

MOLDEADO DE ELASTÓMEROS

MATERIAL		DENSIDAD G/cm ³	DUREZA a 8° SHORE A	ROTURA Kg/cm ²	COMPRES. %	ALARGAM. %	TEMP. TRAB. °C	PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS
GOMA NATURAL	NR	0.95	30-90	140	30	450	-50°C/+100°C	-Muy buena resistencia mecánica, abrasión, desgarr, tenacidad y elasticidad. Alta resiliencia. -Baja resistencia a intemperie, aceites, grasas y gasolinas. -La designación 'QX' indica su utilización donde se requiere compatibilidad con explosivos, si bien no está suficientemente legislado.
NITRIL	NSR SUNA N	1.3	40-90	120	6	250	-30°C/+120°C	-Muy buena resistencia a los aceites minerales. Buena resistencia a soluciones ácidas y alcalinas al 40%. -Diferentes compuestos para múltiples aplicaciones. -No apropiado para ozono, agua y vapor ni líquidos de freno.
NITRIL HIDROGENADO	HNSR		50-90	150	35	250	-20°C/+180°C	-Buenas propiedades mecánicas y a la abrasión. -Buena resistencia química incluso amibas e inhibidores de corrosión. Para uso con H ₂ S, aceite crudo y gases. -Buena resistencia a ozono e intemperie.
ETILENO PROPILENO	EPDM EPM	1.2	50-90	100	3	170	-40°C/+140°C	-Excelente resistencia a esteres fosfóricos, agua caliente, vapor, ozono e intemperie. -Buena resistencia a soluciones ácidas y alcalinas al 40%. -Baja resistencia a aceites minerales e hidrocarburos.
HYPALON®	CSM	1.12-1.28	40-90	100	45	430	-40°C/+135°C	-Buena resistencia a ácidos y aceites. -Buena resistencia a agua, agua condensada y ozono.
POLIURETANO	AU EU	1.2	50-90	350	25	500	-20°C/+70 °C	-Máxima resistencia mecánica y a la abrasión. Aplicaciones hidráulicas. -Excelente resistencia a aceites minerales y gasolinas. -Es atacado por ácidos, bases y disolventes. Baja resistencia a agua y altas temperaturas.
NEOPRENO	CR	1.3	40-90	180	7	360	-30°C/+120°C	-Alta resistencia mecánica y al envejecimiento a intemperie. -Buena compatibilidad con aceites minerales y soluciones ácidas y alcalinas al 40%. -Baja resistencia a esteres fosfóricos y sistemas de refrigeración.
SILICONA	VMQ	1.2	30-90	75	2	150	-50°C/+180°C	-Buena resistencia a temperatura, ozono y agua condensada. -Baja resistencia a aceites minerales a excepción de bajo contenido aromático. -Baja resistencia a agentes químicos en general. Calidad FDA.
FLUORSILICONA	FVMQ	1.3	50-90	80	50	150	-60°/+250°C	-Buena resistencia a altas y bajas temperaturas. Muy buena flexibilidad a bajas temperaturas. -Excelente resistencia a aceites y derivados del petróleo. -Aplicaciones aeronáuticas.
SILICONA ESPONJOSA	VMQ	(2.5-4)x10 ³	15-25		5-15	45-200	-50°C/+200°C	-Baja dureza. -Aislamiento térmico y eléctrico. -Alta resistencia a temperatura.
SILICONA PLATINUM	HTV	1.13-1.16	40-70		25-35	500-700	-30°C/+180°C	-Totalmente exento de plomo. Alta resistencia mecánica. -Máxima transparencia. -Para aplicaciones alimenticias y farmacéuticas. FDA y Class VI.
FLUORELASTOMER VITON®	FKM	2	57-87	140	2-3	150	-20°C/+200°C	-Óptima resistencia a aceites minerales, lubricantes, soluciones ácidas y alcalinas, y a la mayor parte de ácidos minerales. -Buena resistencia a esteres fosfóricos. Muy baja resistencia a acetona y ácido acético. -Baja permeabilidad a gases.
PERFLUORELASTO MERO PERLAST®	PFE FFKM	1.5	60-90		20-30	145-75	-30°C/+310°C	-Óptima resistencia a la temperatura. -Resistencia a casi todos los reactivos químicos, incluyendo disolventes, acetona, ésteres, aminas, oxidantes, ácidos, combustibles, grasas, etc.
ISOBUTYL	BIIR		50-90	100	40	550	-40°/+100°C	-Resistencia a los mismos fluidos que al EPDM, pero mayor resistencia a la intemperie. -Muy baja permeabilidad a gases.
AFLAS®	TFEP		70-85	200	32	300	-25°/+250°C	-Alta resistencia a ácidos, gases (H ₂ S), vapor, agua caliente, salmuera, aceites, lubricantes, líquidos de freno, aminas y esteres fosfatos. -Poca flexibilidad a bajas temperaturas.
KEMEX®	ETP		75	180	20	180	-20°/+205°C	-Misma resistencia química que FLUORELASTOMEROS. -Para el empleo con para aminas, bases, vapor y solventes polares.
EPICHLOROHYDRIN	ECO		50-90	100	20	320	-50°C/+150°C	-Excelente Resistencia a productos derivados del petróleo. -Aplicaciones en automóviles y maquinaria para exigencia de temperatura superior al NSR. -Buena resistencia a agua, ácidos, ozono e intemperie.
VAMAC®	AEM		60-70	210	22	300	-85°C + 175°C	-Excelente resistencia a ozono, intemperie y agua caliente. -Resistencia a aceites y fuels. Retardador de llama. -Aplicaciones en componentes del automóvil. Uso para juntas, calzado, tubos.
STYRENO BUTADIENO RUBBER	SBR		60-70	140	50	400	-40°C +100°C	-Puede sustituir a la goma natural. -Buena resistencia a fluidos de freno.

ANEXO N
DOCUMENTACION PRÁCTICA

	<p>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA LABORATORIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS ANALISIS DE COMPORTAMIENTO DE CLASES DE AISLAMIENTOS CAUCHO NATURAL Y NEOPRENO COMPRANDO LA TRANSMISIBILIDAD CUANDO SE INDUCE FALLA DE DESBALANCEO.</p>	
GRUPO:	FECHA:	NOMBRE:
<p>INTRODUCCION:</p> <p>La Transmisibilidad es el valor más significativo de la amplitud de vibración porque además de tener en cuenta la historia de la vibración en el tiempo da un valor de amplitud relacionado directamente con la energía, es decir, con la capacidad destructora de la vibración.</p> <p>La transmisibilidad es una medida de reducción de una fuerza transmitida o de un movimiento proporcionado por un aislador.</p> <p>Si la fuente de vibración es una fuerza vibrante debida a desbalance de la maquina (Fuerza de excitación), con ello transmisibilidad es la relación</p> $T_r = \frac{\textit{amplitud de la fuerza transmitida a la fundación}}{\textit{amplitud de la fuerza exitadora}}$ <p>Si la fuente de vibración es un movimiento vibratorio de la fundación (Movimiento de excitación), con ello transmisibilidad es la relación</p>		

$$T_r = \frac{\text{amplitud de la de la vibración de la máquina}}{\text{amplitud de la vibración de la fundación}}$$

OBJETIVOS

GENERAL

Analizar el efecto de la transmisibilidad al ser inducida la falla de desbalance, cuando es modificada la elasticidad de los descansos del modelo experimental.

ESPECIFICOS

Hacer mediciones de amplitud de vibración en los puntos indicados .

Encontrar el valor de transmisibilidad teórica y experimentalmente y hacer la respectiva comparación.

EQUIPO



TEMAS DE CONSULTA

TRANSMISIBILIDAD DE VIBRACIONES MECANICAS

TRANSMISIBILIDAD RELATIVA

TRANSMISIBILIDAD ABSOLUTA

MOVIMIENTO RESPUESTA

MATERIALES PARA AISLAMIENTOS

BIBLIOGRAFIA

- RIVIN, Eugene I. Vibration isolation of precision objects. USA. PRENTICE-HALL.2006.
- THOMSON, William. Teoría de vibraciones, aplicaciones. México. PRENTICE-HALL.1982.

PROCEDIMIENTO

1. Inspeccionar el banco.
2. Colocar el aislamiento a analizar.
3. Poner en dos rangos de operación el banco.
4. Configurar y programar el Tool Kits LABVIEW 2009 para la respectiva medición.
5. Hacer conexión de tarjeta y sensores respectivamente.
6. Colocar los acelerómetros en los puntos elegidos.
7. Realizar el análisis de la curva de transmisibilidad del aislante.

ANALISIS E INTERPRETACION DE DATOS

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES