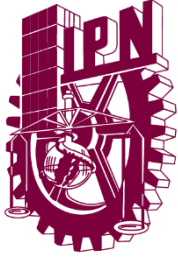


Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Unidad - Zacatenco.
Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



Título.

**“MESA VIBRATORIA PARA PRUEBAS DE UNA RESISTENCIA DE
FRENADO PARA FERROCARRILES”.**

TESIS.

PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA.

Presenta:

Ing. Graciela Monserrat Rubio Moreno.

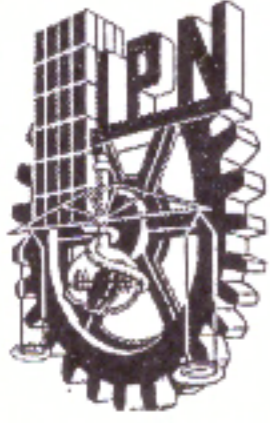
Asesores:

Dr. Jesús Alberto Meda Campaña.

M. En C. Alfonso Campos Vázquez.



CDMX 2019.



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14/BIS

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México siendo las 10:00 horas del día 05 del mes de Noviembre del 2018 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E.S.I.M.E. para examinar la tesis titulada:

“MESA VIBRATORIA PARA PRUEBAS DE UNA RESISTENCIA DE FRENADO PARA FERROCARRILES”

Presentada por el alumno:

RUBIO Apellido paterno	MORENO Apellido materno	GRACIELA MONSERRAT Nombre(s)
----------------------------------	-----------------------------------	--

Con registro:

A	1	7	0	6	8	5
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECÁNICA

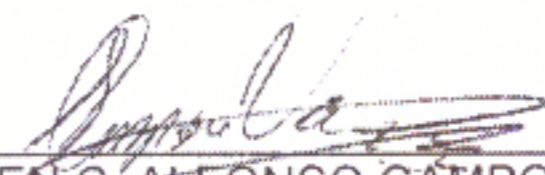
Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Directores de tesis



DR. JESÚS ALBERTO MEDA CAMPAÑA
Presidente



M. EN C. ALFONSO CAMPOS VÁZQUEZ
Segundo Vocal



DR. JOSÉ ÁNGEL LODEGARIO ORTEGA HERRERA
Tercer Vocal




M. EN C. ALFONSO CAMPOS VÁZQUEZ
Secretario



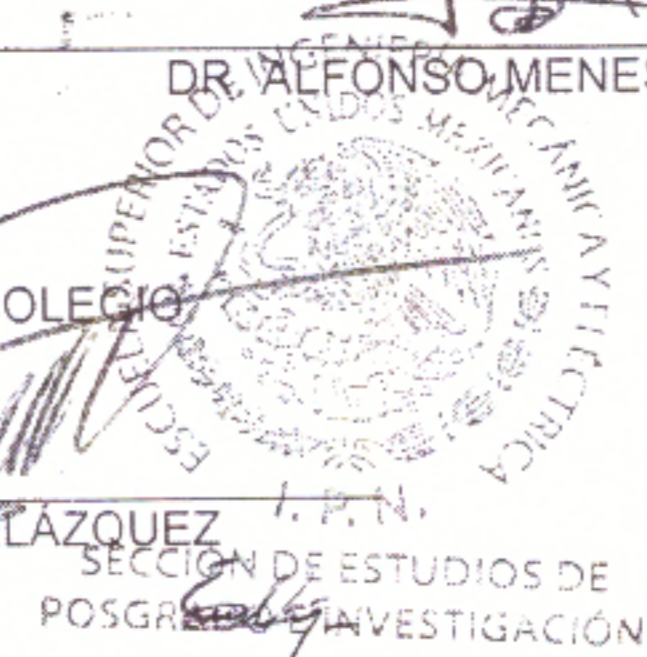
DR. RICARDO TAPIA HERRERA

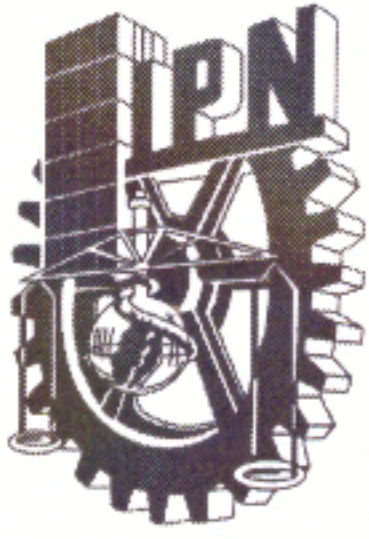


DR. ALFONSO MENESES AMADOR



DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ
EL PRESIDENTE DEL COLEGIO
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN





INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL.
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO.

CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS.

En la ciudad de México D.F. el día __ del mes de junio del año 2019, el que suscribe Graciela Monserrat Rubio Moreno alumna del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, con número de registro A170685 adscrito (a) a la Sección de estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME unidad Zacatenco, manifiesto que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Jesús Alberto Meda Campaña y el M. en C. Alfonso Campos y cede los derechos del trabajo titulado: “MESA VIBRATORIA PARA PRUEBAS DE UNA RESISTENCIA DE FRENADO PARA FERROCARRILES”, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del (de la) autor (a) y/o director (es) del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente direcciones de correo electrónico rmgrass@live.com.mx Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

ATENTAMENTE

Ing. Graciela Monserrat Rubio Moreno.



RESUMEN.

El presente trabajo pretende por medio del diseño de una mesa vibratoria, tener un conducto de control de calidad para elementos mecánicos y/o electrónicos con variación de frecuencias por medio del control PID, esto permitirá saber la respuesta de los elementos en estudio y hacer cambios pertinentes en su diseño y/o fabricación para evitar que fallen.

Se desea que el comportamiento de los tornillos de ensamble y sujeción de la resistencia de potencia sea favorable en las frecuencias aplicadas por medio del PID.

Aplicando QFD se pretende validar el diseño de la mesa vibratoria y cada uno de sus elementos.

Los programas computacionales a utilizar son Inventor Pro ®, Matlab y Ansys Workbench 18®.

Por medio de análisis numérico se verifica que los cálculos y materiales seleccionados de cada uno de los elementos que conforman la mesa vibratoria sean los correctos para el buen funcionamiento del producto.

El costo del diseño de la mesa vibratoria pretende ser menor a las pruebas de laboratorio para contemplar su futura construcción.



ABSTRACT.

The present work intends by means of a design of a vibrating table, to achieve a quality control way for the mechanical elements and/or the electronic media varying frequencies through a PID control, this will allow for the response of the elements in the study and make changes in its design and/or manufacture to prevent it from failing.

It is desired that the performance of the assembly screws and the withstanding of power be favorable at the frequencies applied through the PID.

Applying QFD is intended to validate the design of the vibrating table and each and every one of its elements. The computer programs to use are Inventor Pro®, Matlab and Ansys Workbench 18®.

By means of numerical analysis, it is verified that the calculations and materials are selected. Each of the elements that make up the vibrating table is the correct ones for the proper functioning of the product.

The design cost of the vibrating table is intended to be less than that of the laboratory tests to approve of its future construction.



ÍNDICE.

	Pág.
RESUMEN.	i
ABSTRACT.	ii
OBJETIVOS.	iii
Objetivos Generales.	iii
Objetivos Particulares.	iii
JUSTIFICACIÓN.	iv
 Capítulo I Estado del Arte.	
1 Antecedentes de las mesas vibratorias.	1
1.1 Mesa Vibratoria.	2
1.2 Grados de libertad.	3
1.3 Clasificación de las mesas Vibratorias.	3
1.4 Tipos de mesas Vibratorias.	4
1.4.1 Mesa vibratoria para el estudio de sismos.	4
1.4.2 Mesa vibratoria para construcción.	5
1.4.3 Mesa vibratoria para separación de materiales.	6
1.4.4 Mesas vibratorias concentradoras.	6
1.4.5 Mesas vibratorias para fundición.	7
1.4.6 Mesas vibratorias para pruebas de laboratorio.	8
1.5 Tipos de excitadores.	8
1.5.1 Excitación por impacto.	9
1.5.2 Excitación estática.	9
1.5.3 Excitador electromecánico.	9
1.5.4 Excitador electromagnético.	10
1.5.5 Excitador electrohidráulico.	10
1.6 Ferrocarriles.	10



1.7	Tipos de frenado.	11
1.7.1	Freno automático por aire comprimido.	12
1.7.2	Freno hidráulico.	12
1.7.3	Freno electroneumático.	13
1.7.4	Freno combinado (Blending).	13
1.7.5	Freno magnético de patines.	13
1.7.6	Freno de estacionamiento.	13
1.7.6.1	Freno de manivela o volante.	13
1.7.6.2	Freno de resorte por muelle acumulador.	14
1.7.7	Freno directo.	14
1.7.8	Freno de urgencia.	14
1.7.9	Freno eléctrico por recuperación.	14
1.7.10	Freno eléctrico Reostático.	14
1.8	Resistencias de frenado dinámicas.	15
CAPÍTULO II. Marco Teórico.		
2	Antecedentes de la vibración.	17
2.1	Análisis modal.	18
2.2	Elemento finito.	19
2.3	Vibración.	20
2.4	Péndulo simple.	20
2.5	Grados de libertad.	21
2.6	Excitación libre y excitación forzada.	21
2.7	Vibración amortiguada y no amortiguada.	21
2.8	Vibración lineal y no lineal.	22
2.9	Vibración determinística y aleatoria.	22
2.10	Resorte.	22
2.11	Amortiguamiento.	23



2.11.1	Amortiguamiento viscoso.	23
2.11.2	Amortiguamiento de fricción seco o de Coulomb.	23
2.11.3	Amortiguamiento histerético.	23
2.12	Movimiento armónico.	24
2.12.1	Yugo escocés.	24
2.13	Vibración libre de un sistema no amortiguado.	25
2.14	Ecuación de movimiento.	26
2.15	Respuesta de un sistema no amortiguado sometido a una fuerza armónica.	27
2.16	MATLAB.	32
2.17	Control PID.	32
2.17.1	Espacio de estados.	34
2.17.2	Controlabilidad.	36
2.17.3	Observabilidad.	37
2.17.4	Análisis de sistemas de control no lineales mediante la función descriptiva.	38
Capítulo III Diseño de la mesa.		
3.1	Resistencia.	40
3.2	Base movable.	41
3.3	Diseño de estructura de la mesa.	42
3.4	Yugo escocés.	48
3.5	Patín y riel.	53
3.6	Motor.	53
3.6.1	Flecha del motor.	56
3.6.2	Variador de Frecuencia.	57
3.7	Control PID.	57
3.7.1	QFD.	67
Capítulo IV Análisis Numérico.		
4.1.	Yugo escocés.	79



4.1.1	Disco Yugo escocés.	79
4.1.2	Cruceta Yugo escocés.	82
4.2	Estructura de la mesa.	84
4.3	Base móvil de la estructura.	90
4.4	Excitador.	93
4.4.1	Flecha del motor.	94
4.5	Resistencia o elemento de estudio.	97
4.5.1	Tornillos de sujeción.	99
4.5.2	Costos.	104
Capítulo V Análisis de resultados.		106
Conclusiones.		110
Trabajos futuros.		111
Índice figuras.		v
Índice de tablas.		xii
Índice de Símbolos y/o Nomenclatura.		xiv
Bibliografía.		xviii
Anexos.		xxiii



OBJETIVOS.

Objetivos Generales.

Diseñar una mesa vibratoria de pruebas que permita controlar la frecuencia para asegurar el control de calidad de una resistencia eléctrica como medio de frenado de ferrocarriles.

Objetivos Particulares.

Diseñar una mesa vibratoria de pruebas de 1 grado de libertad que permita alojar una resistencia eléctrica utilizada en el frenado de ferrocarriles.

Considerar los elementos mecánicos pertinentes de la estructura de la mesa vibratoria para no causar falla durante las pruebas, así como evitar la resonancia en la misma.

Programar mediante control PID la variación de frecuencias estipuladas en la Norma IEC61373 para realizar las pruebas de vibración para larga vida de la resistencia eléctrica.

Analizar el comportamiento de la resistencia para garantizar el correcto ajuste de los tornillos de sujeción externos y el control de calidad pertinente que la empresa considere.

Debido a los altos costos que representa la renta de una mesa vibratoria para pruebas de laboratorio, el diseño contemplará un costo-beneficio.



JUSTIFICACIÓN.

La empresa Controles y Servicios, S.A. de C.V. se contactó con el IPN para colaborar en el estudio y diseño de una mesa vibratoria para una resistencia eléctrica que se fabrica y que es utilizada en el frenado de los ferrocarriles, esta mesa nos permitirá incrementar o disminuir la frecuencia mediante control, evitando que llegue a resonancia; se requiere que durante el funcionamiento no se separen o desensamblen los tornillos de sujeción que se encuentran internamente, estos deben estar en contacto y/o bien sujetos, de lo contrario no podrá efectuar el frenado correcto causando una catástrofe; otro parámetro importante para el estudio de una mesa vibratoria es tener un control de calidad de dicha resistencia.



CAPÍTULO I.

Estado del Arte.

1 Antecedentes de las mesas vibratorias.

En gran medida las mesas vibratorias eran empleadas principalmente para el estudio de las estructuras arquitectónicas sometidas a efectos sísmicos, en la actualidad se ha tenido la necesidad de generar grandes avances en este ámbito para el estudio minucioso de objetos como aparatos eléctricos y/o electrónicos y de uso de laboratorio con el fin de adelantar la problemática existente derivado del comportamiento en ambientes donde exista perturbación y en muchos de los casos determinar el punto donde llegan a resonancia para lograr evitarla. Otro uso es en la industria, estas mesas son utilizadas para la separación de minerales, materiales para construcción, plásticos y alimentos, entre otras. El registro de las primeras mesas vibratorias data del siglo XIX, por L. Jacobsen quien de forma manual realiza el movimiento de la mesa vibratoria con un péndulo y una rueda manivela en una plataforma sostenida por resortes y sobre rieles paralelos, ejerciendo movimiento en una sola dirección; posteriormente, en el siglo XX, en la Universidad de Stanford se introdujo el motor eléctrico a las mesas vibratorias obteniendo movimiento fino de oscilación y en 1920 se construye la primera mesa vibratoria con movimiento uní-direccional con el uso de rieles y agregando masas excéntricas variando el movimiento armónico.

En 1950 en la Universidad de California se optó por un grupo de barras verticales flexibles como perturbadores que daban movimiento en una sola dirección; donde también se hizo presente el motor eléctrico en las mesas diseñadas. Ruge introdujo actuadores de aceite y planteó una nueva generación de las mesas vibratorias, los cuales generaban movimiento en tiempo real para el estudio de las estructuras, así como el primer registro de intento de sistemas de control por desplazamiento en lazo cerrado con el fin de minimizar el error y dispositivos análogos, así como el control de movimiento mediante el impulso eléctricamente controlado, como el control de posición en tiempo real que se utiliza actualmente.



En la Segunda Guerra Mundial cesaron los avances, pero después de esta se introdujeron las mesas vibratorias que incluían actuadores con control mecánico y el electrohidráulico proporcionando otro tipo de movimiento. En la década de los 70's se construyó en el estado de Carolina la primera mesa de movimiento vertical y horizontal de 6x6 metros y sirvió de inspiración para mesas con más grados de libertad. Al día de hoy se cuentan con mesas vibratorias con hasta 6 grados de libertad utilizados simultáneamente para el estudio de estructuras para observar su comportamiento no lineal hasta que la estructura alcance la falla en escala.[1]

1.1 Mesa Vibratoria.

Una mesa vibratoria se define como un dispositivo diseñado para simular movimiento dinámico y estudiar el comportamiento del elemento en estudio tales como estructuras en escala (edificios), aparatos eléctricos y/o electrónicos, y elementos de uso de laboratorio e industrial ayudando a determinar la problemática por causas naturales o de terceros de manera predictiva para poder evitarla.

Una mesa vibratoria se puede representar por medio de un sistema dinámico con uno o varios grados de libertad, generalmente consta de una plataforma móvil donde permite alojar el elemento en estudio, así como una plataforma fija unidos por un motor y un mecanismo que puede ser excitado por diferentes sistemas perturbadores (shaker's, actuadores, sistema hidráulico, entre otros).

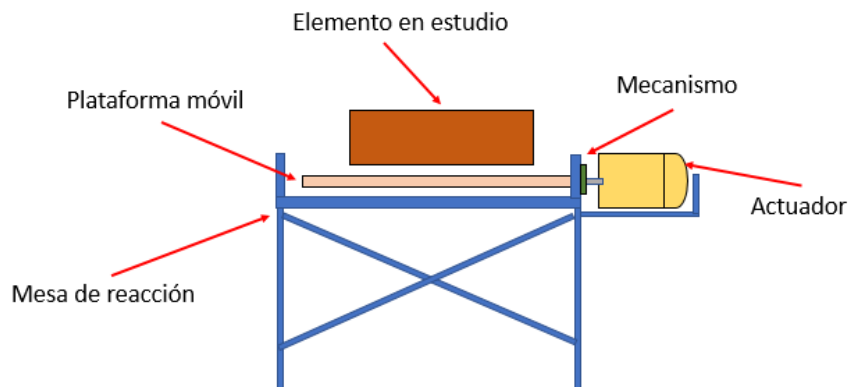


Fig. 1.1 Diagrama general de una mesa vibratoria.



En el siguiente diagrama (Fig. 1.2) M está representada por la mesa móvil, $F_a(t)$ es la fuerza del excitador por unidad de tiempo, C , es la constante de amortiguamiento y k , es la constante de resorte equivalente.

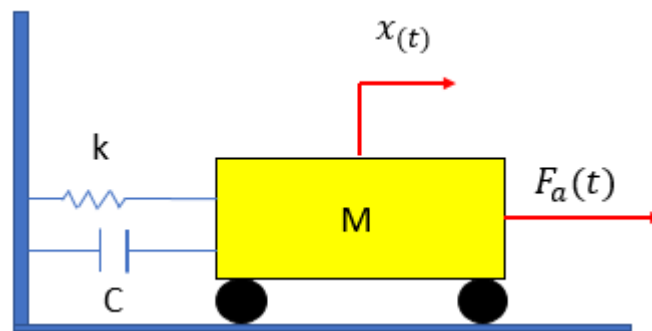


Fig. 1.2 Diagrama de bloques de una mesa vibratoria.

1.2 Grados de libertad.

Los grados de libertad son la descripción del movimiento básico giratorio y de desplazamiento independientes entre sí; determinan la posición en el espacio del elemento en un sistema dinámico y este se constituye principalmente de 3 ejes referentes (x , y , z), según el tipo de coordenadas (polares, escalares, circulares, cartesianas, etc.).

1.3 Clasificación de las mesas Vibratorias.

La clasificación de las mesas vibratorias es muy amplia y depende de sus características o principios de construcción, el funcionamiento o tamaño donde se desempeñen, los grados de libertad que la conforman, frecuencias de operación, medio ambiente en donde se desempeña (interiores o exteriores), el tipo de actuador (excitador), con actuador servo-hidráulico, servo-eléctrico, mecánico, eléctrico y neumático.



1.4 Tipos de mesas Vibratorias.

Los sismos, terremotos o diferentes catástrofes naturales en ocasiones dañan estructuras y/o edificaciones, causando movimientos, fuerzas y vibraciones mecánicas hasta llegar a la falla de la estructura, lo cual ha llevado a la necesidad de realizar estudios más profundos de dichas estructuras a escala con el fin de predecir la problemática natural y externa hasta lo posible para tener un mayor control del desempeño de estas en situaciones no óptimas; en algunos casos se emplean estructuras sismo-resistentes, que evitan la fractura y pérdidas humanas y monetarias importantes, esto se ha logrado modificando durante el estudio las frecuencias, velocidades, formas modales y tipos de vibración así como agregando grados de libertad en el análisis de laboratorio para observar y analizar el comportamiento de edificaciones en situaciones lo más parecido a un medio ambiente normal y extremo.

1.4.1 Mesa vibratoria para el estudio de sismos.

Esta mesa vibratoria es de las más completas en México y se donó a la UNAM por la empresa MTS Systems Corporation de EUA, cuenta con 3 grados de libertad controlados, capacidad de 8 toneladas, desplazamiento horizontal y vertical. Fue escogida la UNAM entre 8 instituciones mundiales postuladas de gran prestigio, y da servicio a compañías de índole privado y sector gubernamental, por mencionar a algunos CFE, CONACyT, entre otras. Es utilizada para analizar el comportamiento de edificaciones a escala y su respuesta dinámica.



Fig. 1.3 Mesa vibratoria sísmica UNAM.



1.4.2 Mesa vibratoria para construcción.

Dentro del ámbito de la construcción es de suma importancia someter al concreto a vibraciones, para adquirir mejores propiedades de mayor durabilidad y adhesión al concreto, de esta manera se garantiza la vida óptima del concreto y, por lo tanto, de la estructura bajo circunstancias extremas o ajenas a las características propias de los elementos.

[2] Con este procedimiento la mezcla de concreto adquiere una consistencia un poco más fluida y licuada, permitiendo cubrir los espacios de manera homogénea; haciendo que se adhiera al acero más fácilmente. El principal objetivo del proceso de vibrado es lograr que las burbujas de aire asciendan dentro de la masa del concreto fresco y de este modo salgan al exterior, eliminándose con el ambiente y homogenizándose. Debido al proceso de mezclado, transporte y colocación del concreto, se atrapa aire en forma de vacíos o poros, que varían tanto en tamaño como en distribución, y que es necesario remover para darle el carácter de sólido monolítico. Estos vacíos disminuyen la densidad del concreto haciendo que este sea más permeable, poco resistente y menos durable.

Las mesas vibratorias para construcción tienen un sistema de vibración giratoria externa y son utilizadas generalmente para producción de elementos de construcción prefabricados a este método también se le conoce como vibro compactación; en el caso de ladrillos o bloques perforados resultan ser más ligeros y se busca con estos evitar la falla por corte y flexión durante la exposición en un sismo. Algunas de las propiedades obtenidas durante el proceso son: mejores resistencias mecánicas, permeabilidad, resistencia al desgaste y al frio y desmolde rápido.



Fig. 1.4 Mesa vibratoria para construcción.



1.4.3 Mesa vibratoria para separación de materiales.

Este tipo de mesas se utilizan para separar los materiales dependiendo de su densidad o tamaño, uno de los factores influyentes es la inclinación de la mesa, también llamada mesa densimétrica y su principio de funcionamiento es por impulso de aire haciendo que la vibración sea regulable, esta es la encargada de la captación volátil, generalmente se utiliza para el reciclado de materiales pero en la actualidad las adaptaciones han sido diversas, como en materiales pesados como el carbón, papel, plástico, vidrio, entre otros, la inclinación en la mesa permite que el producto más liviano se mantenga a flote y el pesado se distribuya en la parte de abajo, también se puede añadir un filtro o ciclón para succión de partículas diminutas.



Fig. 1.5 Mesas para separación de materiales.

1.4.4 Mesas vibratorias concentradoras.

Conocidas también como mesas gravitatorias, utilizadas principalmente en la minería para la separación de minerales finos como el estaño, wolframio y oro; es uno de los métodos más antiguos para la concentración de partículas valiosas, trabajan por medio de concentración gravimétrica con flujo laminar sobre una superficie inclinada, el movimiento que usan estas mesas es longitudinal vibratorio y su efectividad depende de la homogeneidad del material y la densidad de la pulpa. Dentro de la industria la diferencia en las marcas que la comercializan es mínimas, principalmente en el mecanismo del cabezal, la geometría del tablero de operación y el enriflado, la capacitación para su operación es mínima.



Fig. 1.6 Mesas concentradoras.

1.4.5 Mesas vibratorias para fundición.

Antes de proceder a la fundición de metales, se hace un estudio de las propiedades del material en cuestión; el colado dinámico sirve para potencializarlas, mientras el metal fundido se encuentra en solidificación presenta elevada absorción de vibraciones, bajos coeficientes de rozamiento, bajas resistencias al impacto y no presentan elevada contracción, siendo así sometido a vibraciones con el objetivo de reducir los defectos del producto final que resulta en un mejor acabado en la superficie, homogenización de la mezcla, mejora en las propiedades mecánicas y disminución del tiempo de solidificación.

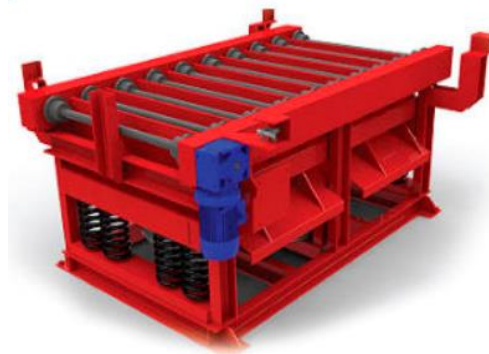


Fig. 1.7 Mesa vibratoria para fundición.



1.4.6 Mesas vibratorias para pruebas de laboratorio.

Las mesas de vibración para pruebas de laboratorio tienen como característica la precisión en condiciones controladas para determinar el comportamiento de elementos específicos, tal es el caso de elementos electrónicos en donde se desea saber el comportamiento de estos en condiciones que pueden llegar a ser cotidianas y se requiere un desempeño óptimo a pesar de ciertas adversidades, de acuerdo al elemento en estudio este es sometido a diferentes escenarios posibles que pueden contribuir a un estudio predictivo y oportuno para el control de calidad solicitados por el fabricante.



Figura 1.8. Mesas vibratorias para pruebas de laboratorio.

1.5 Tipos de excitadores.

Dentro de los ensayos de vibración existe la excitación continua donde el excitador está en contacto con la estructura o elemento en estudio, esta opción nos proporciona una de las columnas de la matriz de la función de respuesta en frecuencia y se muestra de manera sinusoidal o aleatoria; otra forma de excitación es la vibración transitoria, por medio de pulso donde se emplean los excitadores, electromecánicos, electromagnéticos y electrohidráulicos, con este tipo de excitadores se puede obtener una de las filas de la función de respuesta en frecuencia, pero es importante mencionar ciertas características importantes para poder determinar qué tipo de excitador es el correcto para el diseño de la mesa vibratoria:

- Comportamiento de la estructura (lineal o no lineal).
- Velocidad de ensayo.



- Capacidad para limitar la excitación de acuerdo al rango de frecuencias que se desea estudiar.
- Lugar de aplicación.
- Equipos disponibles.

1.5.1 Excitación por impacto.

Se debe medir la señal de fuerza durante el impacto a pesar de que este sea muy corto y permita excitar frecuencias de 5-10 kHz que depende del tamaño del martillo, algunas de sus características importantes a elegir en este tipo de pruebas es la punta del martillo, la cual depende de la dureza; se debe tener una ventana para forzar que se minimicen errores, es muy utilizada en análisis modal de estructuras lineales.

1.5.2 Excitación estática.

De acuerdo a la representación gráfica de la figura 1.9, una carga estática T_0 es colocada lentamente sobre una estructura, en un intervalo de tiempo hasta T_1 retirándola repentinamente, cuando se retira la carga solo se excitan aquellos modos que contribuyen a la deflexión estática producida por la carga estática aplicada.

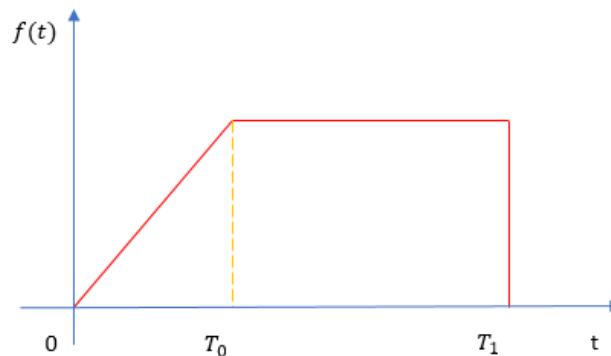


Fig. 1.9 Representación temporal de la fuerza ejercida en el ensayo de excitación estática.

1.5.3 Excitador electromecánico.

Caracterizado por generar fuerzas de frecuencia variable, está restringida por la masa en movimiento y la amplitud de la vibración producida, es relativamente alta en comparación con la amplitud del movimiento de la masa del excitador.



1.5.4 Excitador electromagnético.

En este tipo de excitadores se recomienda que la estructura se encuentre lo más cercana posible al generador de excitación para minimizar la diferencia entre la fuerza producida por el excitador y la fuerza ejercida en la estructura, tiene una mayor flexibilidad de excitación debido a que la frecuencia y la amplitud se controlan de manera separada.

1.5.5 Excitador electrohidráulico.

Es muy utilizada en ensayos de estructuras y materiales donde se busca cambiar sus propiedades dinámicas o incluso geométricas, se logra aplicando simultáneamente carga estática y dinámica.

1.6 Ferrocarriles.

Los principios del ferrocarril datan desde los egipcios y los grecorromanos, ya en el siglo XVI los mineros alemanes empleaban carros subterráneos con guías planas de maderas, y en el siglo XVIII el ferrocarril cambia las guías de madera por lingotes largos de hierro e introduce la rueda de llanta.



Fig. 1.10 Ferrocarril en México (Torreón).



Fue en Europa donde se pusieron en marcha los primeros ferrocarriles que conectaban la ciudad de Manchester con Liverpool; en el año de 1837, México inició con la línea de ferrocarriles saliendo de Veracruz con ayuda de inversión extranjera, a pesar de los retrasos por cuestiones políticas y la afectación por la segunda guerra mundial, ya que era Estados Unidos quien proveía los insumos principales a México, en el año de 1850 sale el primer convoy en circulación para carga y días después para las personas en general, la principal razón para la construcción del ferrocarril en México fue la necesidad de conectar el comercio en toda la república y posteriormente como medio de transporte para acortar el tiempo de recorrido entre un lugar a otro. En la década de los 70 salieron de servicio las locomotoras eléctricas y fueron sustituidas por Diesel eléctricas.



Fig. 1.11 Sistema ferroviario en México.

De acuerdo a los avances tecnológicos se considera tren de alta velocidad a aquellos que alcanzan una velocidad de 250 Km/h, mientras que los trenes de alta velocidad pueden alcanzar los 180 Km/h.

1.7 Tipos de frenado.

Los ferrocarriles cuentan con diferentes sistemas de frenado, los cuales precisan de una mayor distancia para detenerse dependiendo de su longitud, tamaño y peso, y utilizan tablas especiales en las cabinas (no compartidas en ningún texto) que les permiten frenar a tiempo, pero aun así es incierto el tiempo exacto de frenado por lo que es pertinente que el conductor tome sus precauciones.



1.7.1 Freno automático por aire comprimido.

Es el freno principal y es utilizado para detenerlo por completo o con otros frenos complementarios accionados al mismo tiempo y en forma gradual, permiten no exceder altas velocidades; es importante no abusar de este freno debido a que puede afectar la tubería de frenado provocando rotura de zapatas y calentamiento de ejes.



Fig.1.12 Sistema de freno automático por aire comprimido.

1.7.2 Freno hidráulico.

Se utiliza en locomotoras de muy alta velocidad, la energía cinética es transformada en energía calorífica, para que el aceite distribuido en el sistema de cuchillas como en la figura 1.13 incremente su temperatura considerablemente, que a su vez consigue disminuir la velocidad en forma severa, el frenado proporciona protección al deslizamiento de las ruedas.

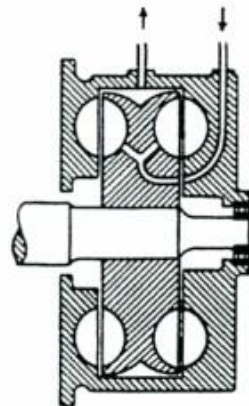


Fig. 1.13 Esquema de un freno hidráulico.



1.7.3 Freno electro neumático.

Este tipo de freno alternativo es necesario activarlo como su nombre lo indica de manera eléctrica, una de sus características más importantes es que al paso del aire por la tubería correspondiente frena de manera rápida y eficaz.

1.7.4 Freno combinado (Blending).

Este freno combina el automático y el neumático.

1.7.5 Freno magnético de patines.

Es obligatorio este freno para trenes que superan los 140 km/h y solo se ocupa en caso de emergencia, se utiliza en los trenes europeos y logra frenar cuando los patines con electroimanes que se sitúan en la parte de bajo del tren hacen contacto con el raíl para imantarse logrando un gran esfuerzo de frenado, la desventaja es el desgaste entre elementos por fricción.

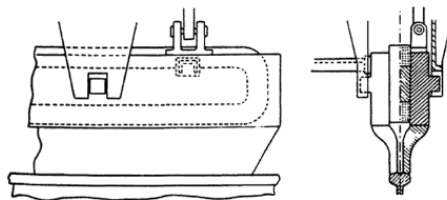


Fig. 1.14 Esquema de un freno magnético.

1.7.6 Freno de estacionamiento.

Como su nombre lo indica este freno es el equivalente a la palanca de mano de un automóvil normal, sirve para mantener estático el ferrocarril cuando este no presta servicio, existen 2 tipos:

- Freno de manivela o volante.
- Freno de resorte por muelle acumulador.

1.7.6.1 Freno de manivela o volante.

El volante o manivela es de modo manual, y debe girar en sentido horario de las manecillas del reloj para poder activarse y debe de llevar apriete; para poderlo desactivar o soltar se gira en anti horario, algunos trenes utilizan una llave maestra para poder llevarlo a cabo.



1.7.6.2 Freno de resorte por muelle acumulador.

Está ubicado en la cabina de conducción y tiene mando de forma automática para realizar el apriete o afloje.

1.7.7 Freno directo.

Afianza la movilidad rápida de la locomotora y debe utilizarse cuando está aislada o sola o para remolcar un tren detenido. Se activa el modo de frenado para que el aire de los depósitos del freno pase directo a los frenos de la locomotora.

1.7.8 Freno de urgencia.

Es muy similar al freno de aire comprimido, solo que el freno de urgencia actúa de manera inmediata y con máxima potencia.

1.7.9 Freno eléctrico por recuperación.

El freno eléctrico permite transformar la energía cinética del ferrocarril o tren en energía eléctrica que es depositada en bancos de almacenamiento para ser utilizada posteriormente, aunque es necesario contemplar el frenado reostático para absorber la energía sobrante cuando el almacenamiento está lleno y transformarla en poder calorífico que se disipará posteriormente en forma natural (con ventilas) o de manera forzada (ventiladores). Los bancos de almacenamiento pertenecen a la misma red del ferrocarril y estos están limitados a su capacidad de absorción.

1.7.10 Freno eléctrico Reostático.

Los motores de tracción del ferrocarril tienen conectadas resistencias, este proceso de frenado es el encargado de transformar la energía eléctrica en poder calorífico, al ser accionado el calor será disipado por ventilación forzada o por persianas y podrá ser utilizado para reducir velocidad o para alto total para llegar a una estación.



Fig. 1.15 Palanca para accionar freno reostático.

1.8 Resistencias de frenado dinámicas.

Existen diferentes tipos de resistencias de frenado dinámico, quienes se encargan de disipar el poder calorífico del motor al accionar el frenado, algunas lo hacen de manera natural utilizando ventilas y otras por ventilación forzada, cuando no se cuenta con mucho espacio se opta por enfriamiento por agua, esta puede ser de manera indirecta, colocando un panel en la parte trasera con tubos de espiral refrigerante cubiertos con dos capas metálicas que también pueden servir para enfriar otros componentes del panel; otra manera de disipar el calor en las resistencias de frenado es por enfriamiento por agua directo que además de ser muy compacto y no necesitar ningún otro mantenimiento en estas resistencias se instala un sistema de enfriamiento en el cuerpo y las conexiones del agua se encuentran del lado contrario a las conexiones eléctricas para evitar accidentes, las resistencias de frenado dinámicas pueden ser utilizadas en diferentes aplicaciones como grúas elevadas, escaleras mecánicas, ascensores, locomotoras y turbinas eólicas, entre otras.

Las resistencias de potencia, son las utilizadas en el frenado de mecanismos elevados (grúas, entre otros) y para frenado de locomotoras que al ser utilizada de forma gradual y en conjunto con algún otro tipo de frenado, ayuda a bajar la velocidad y a permitir que llegue a su modo estático. Dichas resistencias pertenecen al frenado reostático y se usan alternativamente en el frenado de recuperación por si es demasiado poder calorífico, cuando las baterías de almacenamiento se encuentran llenas, este es disipado.



Fig. 1.16 Resistencia de potencia para frenado dinámico de ferrocarriles.



Fig. 1.17 Rejillas de ventilación para frenado reostático que muestra la ubicación de las resistencias de potencia en un ferrocarril.



Fig. 1.18 Aplicación para resistencia de potencia, grúa puente.



CAPÍTULO II.

Marco Teórico.

2 Antecedentes de la vibración.

Los principios de la vibración tienen su raíz a partir de los instrumentos musicales y data de los años 4000 a.c. donde tuvo un alto nivel de desarrollo por diferentes investigadores. La primera investigación del sonido musical con base científica, fue llevada a cabo por Pitágoras, quien realizó diferentes experimentos a las cuerdas con un instrumento llamado monocordio, quien define que la frecuencia del sonido es inversamente proporcional a la longitud de la cuerda; desarrollo el concepto de tono.

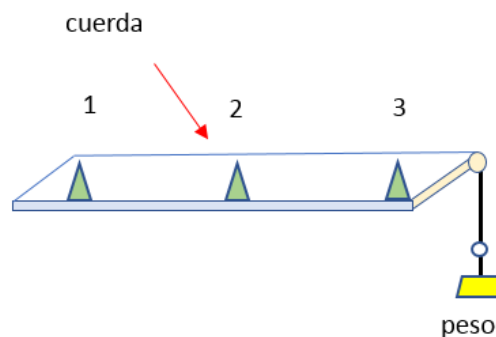


Fig. 2.1 Monocordio.

El reconocido Aristóteles publicó tratados de música y sonido, y su alumno Aristógenes escribió algunas obras consideradas las más antiguas del área musical. [3]

Galileo Galilei (1564-1642), uno de los precursores en la investigación de las matemáticas y la filosofía simple y fundador de la ciencia experimental moderna, describió la dependencia de la frecuencia de la vibración en la longitud de un péndulo simple, cuyo enfoque es de vital importancia para el caso de estudio en esta tesis; entre otros descubrimientos, fue la inquisición quien lo juzgó por sus publicaciones a le dio arresto domiciliario, escapó clandestinamente para ser quemado vivo, he hizo su última publicación en Holanda acerca de los cuerpos en movimiento al mundo exterior.[4]

Otro gran Investigador fue Joseph Sauveur (1653-1716) quien agregó la palabra acústica a la ciencia del sonido, así como los nodos y bucles.



Durante el fenómeno de vibración es fundamental dirigirse a la segunda ley de Newton puesto que se debe derivar las ecuaciones de movimiento del cuerpo en estudio, estas leyes las describió en el año de 1686, así como la ley de la gravitación universal.

Brook Taylor (1685-1731) solucionó la problemática de la cuerda vibratoria y su teoría la perfeccionó Bernoulli, a lo que se le conoce como principio de superposición; Alembert y Euler dudaron de esta teoría, pero Fourier comprobó la validez de la expansión.

El estudio que supone que una cuerda se compone de una infinidad de partículas de masa idéntica equidistante y que existen varias frecuencias independientes iguales a la cantidad de partículas de masa lo presentó Joseph Lagrange.

Charles Coulomb realizó estudios sobre las oscilaciones torsionales de un cilindro de metal suspendido por un cable, encontrando que el periodo de oscilación es independiente del ángulo de torsión.

2.1 Análisis modal.

Una manera de comprender, modelar y describir el comportamiento de las estructuras, es por medio del proceso de análisis modal, el cual permite determinar las formas de vibrar del sistema y saber cuáles son las frecuencias naturales, regularmente, las frecuencias más bajas son las que se consideran para dicho estudio, debido a que a frecuencias altas la amplitud disminuye. El análisis modal describe una estructura en términos de sus propiedades dinámicas que dependen básicamente de la masa y rigidez del sistema, plantea la ecuación de movimiento y supone la respuesta del sistema, de modo que se cumpla la ecuación que gobierna el movimiento del sistema. Este análisis permite predecir la vida útil del sistema o estructura, como ejemplo se encuentra el análisis de frecuencia, que se descompone en una serie de simples ondas solenoides con parámetros de frecuencia y amplitud individuales.[5]



2.2 Elemento finito.

En la actualidad existen algunos programas que nos proporcionan la simulación por computadora del comportamiento de la vibración y sus respuestas a dicho fenómeno, el elemento finito desarrollado por Turner, Clough, Martin y Topp nos proporciona soluciones aproximadas de un sistema de vibración por medio de análisis numérico. Este estudio se centra en la discretización o triangulación de la estructura o elemento en estudio por medio de nodos (mallado), se debe definir la geometría generando una malla que dependerá de las condiciones del entorno y la asignación de las propiedades de los materiales que constituyen la estructura, la respuesta descrita por el elemento finito se basa en la rigidez y la deformación, cabe mencionar que el elemento finito puede considerar infinitos grados de libertad, donde, por medio del análisis modal descartará los menos significativos para acercar la respuesta calculada por el método matricial al comportamiento del sistema vibratorio físico. En otras palabras, el elemento finito resuelve la problemática de la estructura, mediante ecuaciones diferenciales donde se construye un espacio vectorial de dimensión finita proyectando la variacional original sobre el espacio de la combinación lineal en dicho espacio vectorial. Este estudio permite corregir el diseño que depende de la respuesta adquirida con el elemento finito, así como generar mejoras de calidad al diseño del producto o estructura en base a su funcionamiento, tales como cambio de materiales que lo constituyan o los medios a los que estará expuesto, de esta manera disminuye el riesgo de errores operativos. [6]

Dicho lo anterior, se puede considerar que la vibración está presente en cualquiera de nuestros entornos, tales como el vehículo donde nos transportamos, una máquina herramienta, la luz que utilizamos a diario, el cuerpo humano está en continua vibración; la mayoría de las veces la vibración generada de manera natural por las máquinas debemos evitarla para no generar resonancia, el fenómeno se refiere a cuando la frecuencia natural del sistema se iguala a la frecuencia natural del excitador; el resultado generado por la vibración puede generar un mal funcionamiento de aparatos electrónicos, máquinas, motores, etc.



Para ello se deben estudiar las causas que la provocan y disminuirla de manera considerable o en otros casos evitarla, este proceso viene desde la ingeniería del producto y recae en el área de diseño para hacer las mejoras o modificaciones pertinentes a la estructura y tipos de materiales con la finalidad de mantener el equilibrio durante su funcionamiento; aun así, en los últimos años, las vibraciones no son del todo malas, ya que para poder estudiar el comportamiento de un producto que aún no sale al mercado se requiere realizar pruebas de vibración que se acerquen lo más que se pueda al medio en donde se va a desenvolver, también se requiere de máquinas que generen vibración en procesos industriales como los separadores de materiales, cribas y en algunos procesos metalúrgicos, entre otros.

2.3 Vibración.

El movimiento periódico de un punto a otro de un cuerpo en un intervalo de tiempo respecto a su posición de equilibrio estable se llama vibración. Un sistema vibratorio está constituido por tres elementos indispensables, un resorte, inercia o masa y amortiguador, a estos elementos se suma la fuerza y los momentos externos aplicados al sistema así como la velocidad, desplazamiento y rigidez; en definición, el elemento de inercia almacena y libera la energía cinética y la rigidez lo hace con la energía potencial, es decir, que se alternan las energías según la posición de la masa del elemento, cuando la energía comienza a cesar, se dice que entra la disipación; de esta manera, el desplazamiento está ligado a la energía externa suministrada y al tiempo, la disipación está relacionada con la fuerza aplicada y la respuesta de velocidad.

2.4 Péndulo simple.

Se puede expresar lo anterior explicando el fenómeno que ocurre en un péndulo simple; si se tiene una masa m , suspendida de un punto fijo con una cuerda con longitud l , si se desplaza la masa m un ángulo θ hasta posición 1, la velocidad y la energía cinética son cero, por lo tanto, su energía potencial es $mgl(1 - \cos \theta)$ con respecto al punto 2, la masa m oscila hacia la izquierda de l debido a la fuerza de gravedad que produce cierta aceleración y cuando llega al punto 2 la energía potencial se transforma en energía cinética haciendo que pase por la posición 3, donde la gravedad desacelerará a la masa m gradualmente en cada ciclo por el amortiguamiento del aire.

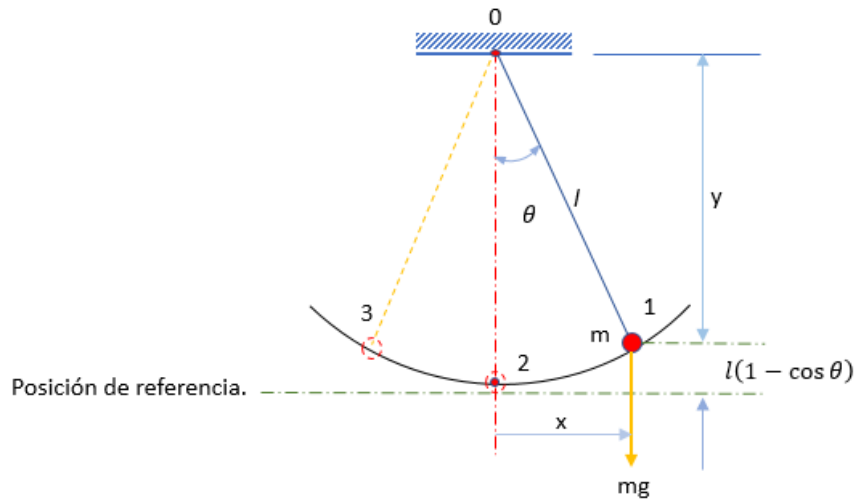


Fig. 2.2 Péndulo simple.

2.5. Grados de libertad.

El mínimo de coordenadas independientes para describir un sistema en cualquier instante de tiempo define la cantidad de grados de libertad de dicho sistema; así, los sistemas discretos o de parámetro concentrado son aquellos que cuentan con una cantidad finita de grados de libertad, los sistemas continuos o distribuidos tienen una infinitud de grados de libertad.

2.6 Excitación libre y excitación forzada.

Con el fin de comprender mejor el comportamiento del prototipo de mesa vibratoria se darán los conceptos ligados a la vibración, existen diferentes tipos de excitación, la excitación forzada induce el movimiento periódico y se considera nulo el amortiguamiento; una excitación libre es referida a la perturbación inicial dejando que el movimiento vibratorio se disipe en función del tiempo.

2.7 Vibración amortiguada y no amortiguada.

Ahora bien, si después de aplicar la fuerza inicial para la oscilación comienza a disiparse por fricción u otra resistencia durante la oscilación se llama vibración amortiguada, cuando esta energía principal no se disipa su nombre cambia a vibración no amortiguada.



2.8 Vibración lineal y no lineal.

Cuando todos los elementos de un sistema vibratorio tienen un comportamiento lineal, se dice que se debe a una vibración lineal, la vibración no lineal se presenta cuando alguno de los elementos difiere de cómo va a vibrar con el resto del sistema.

2.9 Vibración determinística y aleatoria.

La vibración determinística se refiere a la resultante conocida en cualquier tiempo dado de la fuerza de excitación o magnitud del sistema vibratorio, cuando esta resultante no puede ser calculada de manera inmediata, pero sí de manera probabilística se dice que el sistema tiene una vibración aleatoria.

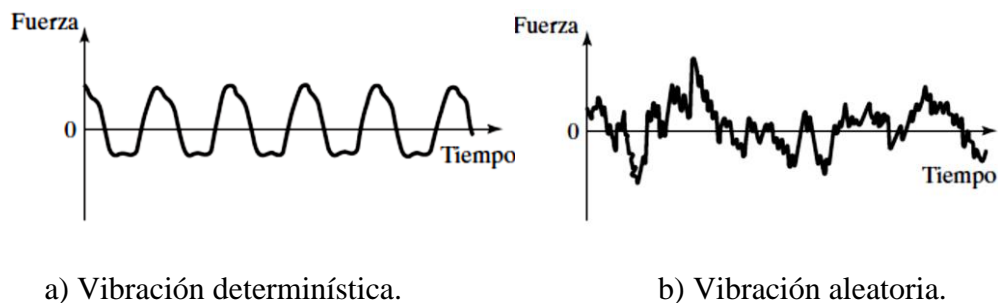


Fig. 2.3 Vibración determinística y aleatoria.

2.10 Resorte.

Cualquier cuerpo o miembro deformable puede considerarse un eslabón mecánico, o bien como un resorte; analizando un modelo simple con un extremo fijo y suponiendo que su masa y amortiguamiento son insignificantes, en la fig. 2.4 (a) muestra una longitud l sin aplicarse alguna fuerza, en la fig. 2.4 (b), su longitud l cambia al aplicarse una fuerza axial deformando el resorte como $l + x$, ahora bien, si la fuerza ejercida es negativa, el resorte experimenta una deformación de compresión de $l-x$ como en la fig. 2.4 (c).

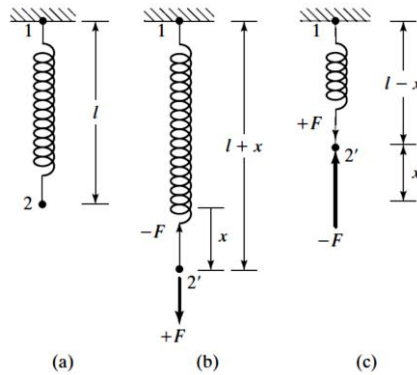


Fig. 2.4 Deformación de un resorte.

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

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (\text{Ec. 1})$$

2.11 Amortiguamiento.

El amortiguamiento es el mecanismo por el cual la energía se disipa en función del tiempo y este es reflejado en el desplazamiento de un sistema vibratorio permite saber la respuesta del sistema.

2.11.1 Amortiguamiento viscoso.

En este tipo de amortiguamiento, la resistencia que ofrece el fluido en donde se encuentra inmerso el sistema vibratorio tales como aire, agua, gas o aceite, hace que la cantidad energía que se disipa sea proporcional a la velocidad del cuerpo.

2.11.2 Amortiguamiento de fricción seco o de Coulomb.

Es causado por fricción cinética entre superficies deslizantes secas de magnitud constante y dirección opuesta.

2.11.3 Amortiguamiento histerético.

La disipación de energía es posible debido a la fricción de dos materiales de manera interna o molecular en donde se generan deformaciones.



2.12 Movimiento armónico.

El movimiento oscilatorio que se repite en un intervalo de tiempo de la misma magnitud se le denomina movimiento periódico o armónico.

2.12.1 Yugo escocés.

En este estudio en particular se utilizará el mecanismo de yugo escocés para dar transmisión a la base movable de la mesa vibratoria, la función de este mecanismo es transformar el movimiento rotacional en movimiento traslacional o viceversa, entre otras ventajas cuenta con un mínimo de piezas que lo constituyen, es económico y su ensamble es práctico; para entender mejor como se desempeña se explica a continuación:

[7]En este sistema, una manivela de radio A gira alrededor del punto O . El otro extremo de la manivela, P , se desliza en una barra ranurada, la cual se mueve con un movimiento de vaivén en la guía vertical R . Cuando la manivela gira a una velocidad angular v , el extremo S del eslabón ranurado y por consiguiente la masa m del sistema de resorte y masa, se desplazan de sus posiciones medias una distancia x (en el tiempo t) dada por

$$x = A \sin \theta = A \sin \omega t \quad (\text{Ec. 2})$$

este movimiento se muestra por medio de la curva senoidal, la velocidad de la masa m en el instante t la da:

$$\frac{dx}{dt} = \omega A \cos \omega t \quad (\text{Ec. 3})$$

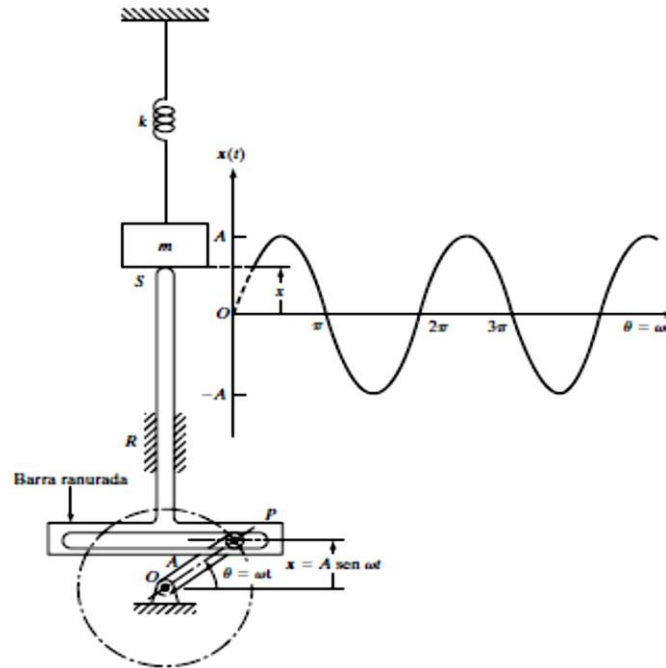


Fig. 2.5 Mecanismo de Yugo escocés.

2.13 Vibración libre de un sistema no amortiguado.

Ahora bien, si el movimiento se repite en un intervalo igual de tiempo, recibe el nombre de movimiento periódico. En el caso de la figura 2.6 que muestra como la coordenada x es suficiente para especificar la posición de la masa en cualquier momento, y será no amortiguado debido a que la amplitud del movimiento permanece constante con el tiempo. La particularidad del caso en estudio es transversal, la masa superior es puntual a pesar de que en la práctica la masa y la estructura se encuentren distribuidos en todo el sistema. Para poder analizarlos se simplifican de esa manera, y la estructura se maneja como un resorte puntual.

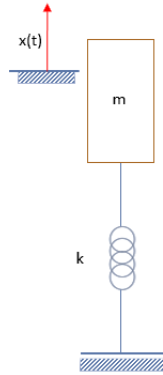


Fig. 2.6 Diagrama de cuerpo libre de un sistema de un grado de libertad.

2.14 Ecuación de movimiento.

Conforme la segunda ley de Newton, la ecuación de movimiento proporciona la evolución temporal de un sistema de acuerdo a la posible trayectoria del estado físico involucrando las variables como velocidad, aceleración, fuerza o cualquier otra que pertenezca al sistema. En la figura 2.6, la estructura de la mesa vibratoria que se desea diseñar está comprendida por k y la resistencia que se va a montar sobre la plataforma móvil es m , cuando la masa se desplaza hacia $x(t)$ a partir de su posición de equilibrio la fuerza en el resorte es kx , en este caso la ecuación de movimiento queda de la siguiente manera:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (\text{Ec. 4})$$

La constante de rigidez k en paralelo es la suma de la constante de resorte equivalente.

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + \dots + k_n \quad (\text{Ec. 5})$$

Durante el movimiento al que está sometido el sistema, el principio de conservación de la energía que asegura que la energía no se crea ni se destruye solo se transforma, resulta ser la suma de la energía potencial la cual es conservativa de acuerdo a la posición y configuración del sistema; y la energía cinética quien se define por el trabajo requerido para acelerar un cuerpo a partir del reposo. Estas permanecen parcialmente cinética y parcialmente potencial, siendo la energía cinética T la que se almacena en la masa por su velocidad, y la energía potencial U en la estructura o resorte por la deformación elástica.

$$\text{Es decir: } T + U = \text{constante} \quad (\text{Ec. 6})$$



$$\text{Energía Cinética: } T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 \quad (\text{Ec. 7})$$

$$\text{Energía Potencial: } U = \frac{1}{2} k x^2 \quad (\text{Ec. 8})$$

Y su frecuencia natural está dada por: $\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{1/2}$ (Ec. 9)

o bien: $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ (Ec. 10)

Un sistema dependerá de la rigidez, la masa y el amortiguamiento para el movimiento transitorio correspondiente, la respuesta de un estado estable sometida a funciones forzadas armónicas está representada por la figura 2.7.

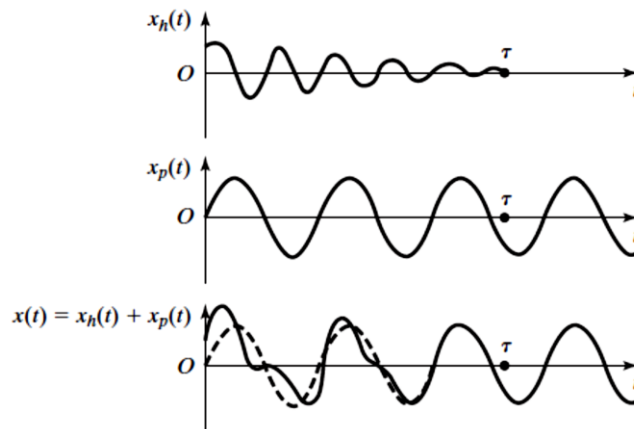


Fig. 2.7 Respuesta de un sistema en estado estable sometida a funciones forzadas armónicas.

2.15 Respuesta de un sistema no amortiguado sometido a una fuerza armónica.

La ecuación de movimiento para un sistema no amortiguado sometido a una fuerza armónica es:

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (\text{Ec. 11})$$



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



La magnitud que mide las oscilaciones por segundo en una vibración se denomina frecuencia, cada sistema tiene una frecuencia natural, es decir, la vibración que caracteriza a cada sistema que en general se requiere evitar que ambas frecuencias se igualen, a este fenómeno se le llama resonancia, acorde a lo anterior, mientras un sistema se encuentra en vibración alcanza un desplazamiento que varía periódicamente en el tiempo, esta medida de variación de desplazamiento se denomina amplitud, en un periodo, es la distancia entre el punto más alejado de una onda y el punto de equilibrio.

La amplitud máxima en un sistema vibratorio libre sometido a funciones forzadas armónicas se determina de la siguiente manera:

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} = \frac{\delta_{est}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (\text{Ec. 12})$$

Donde la deflexión estática nos indica la desviación de la masa bajo la fuerza constante estática utilizando condiciones iniciales; $\frac{X}{\delta_{est}}$ representa la relación de la amplitud de movimiento dinámico y la amplitud con movimiento estático y se denomina factor de amplificación o relación de amplitud, y está dado por:

$$\frac{X}{\delta_{est}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (\text{Ec. 13})$$

A la relación de frecuencias se le denomina r y está dada por:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (\text{Ec. 14})$$

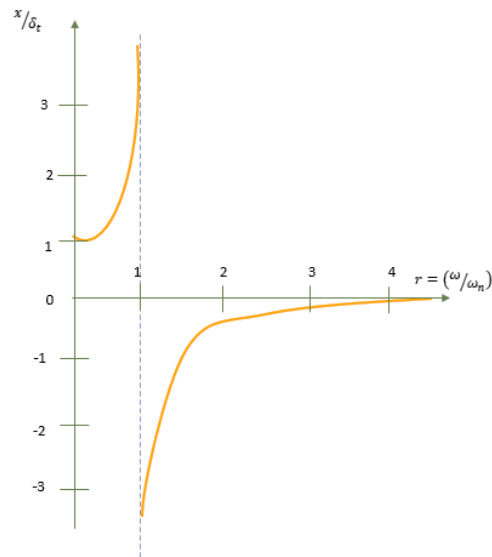


Fig. 2.8 Variación de la relación de amplitud vs la relación de frecuencia.

De acuerdo con la figura 2.8, se muestran tres tipos de respuesta del sistema.

1.- Cuando $0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1$, la respuesta armónica del sistema está en fase con la fuerza externa.

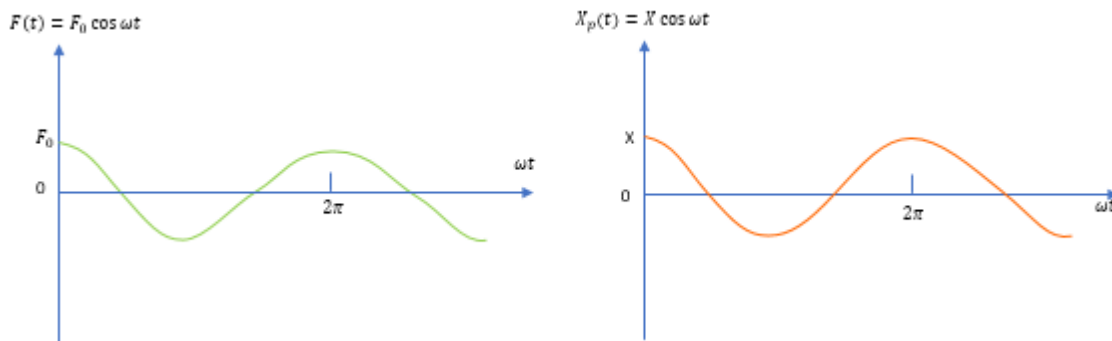


Fig. 2.9 Respuesta armónica cuando $0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1$

2.- Cuando $\frac{\omega}{\omega_n} > 1$ La variación de la solución particular y la fuerza externa tienen signos opuestos y la respuesta está desfasada 180° con respecto a la fuerza externa. $\frac{\omega}{\omega_n} \rightarrow \infty, X \rightarrow 0$ la respuesta del sistema a una fuerza externa armónica de muy alta frecuencia se aproxima a cero.

$$X = \frac{\delta_{est}}{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1} \quad (\text{Ec. 15})$$

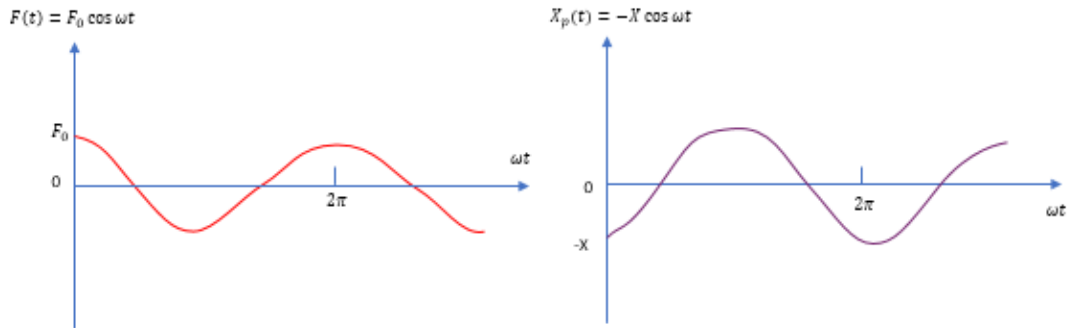


Fig. 2.10 $F(t)$ y $X_p(t)$ tienen signos diferentes.

3.- Cuando $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$, la respuesta de la amplitud se incrementa linealmente con el tiempo, a este fenómeno se le denomina resonancia.

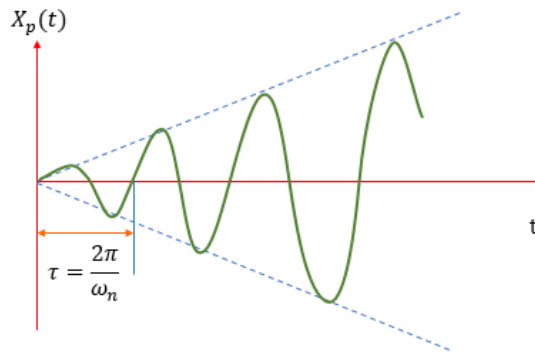


Fig. 2.11 Gráfica de resonancia, donde $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$

Al fenómeno cuando la respuesta forzada ω se aproxima a la frecuencia natural ω_n se le llama latido.

El movimiento completo es la suma de dos cosenos de diferentes frecuencias, se hace cambio de variable de A , cuando $\omega < \omega_n$ y se puede expresar cómo:

$$\frac{\omega}{\omega_n} < 1 \quad x(t) = a \cos(\omega_n t - \phi) + \frac{\delta_{est}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \cos \omega t \quad (\text{Ec. 16})$$

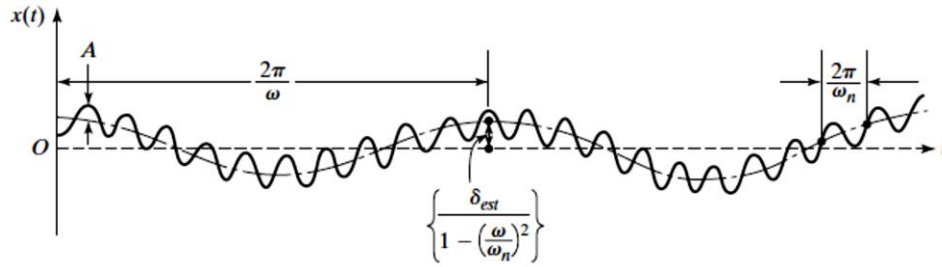


Fig. 2.12 $\frac{\omega}{\omega_n} < 1$

$$\frac{\omega}{\omega_n} > 1 \quad x(t) = a \cos(\omega_n t - \phi) - \frac{\delta_{est}}{-1 + (\frac{\omega}{\omega_n})^2} \cos \omega t \quad (\text{Ec. 17})$$

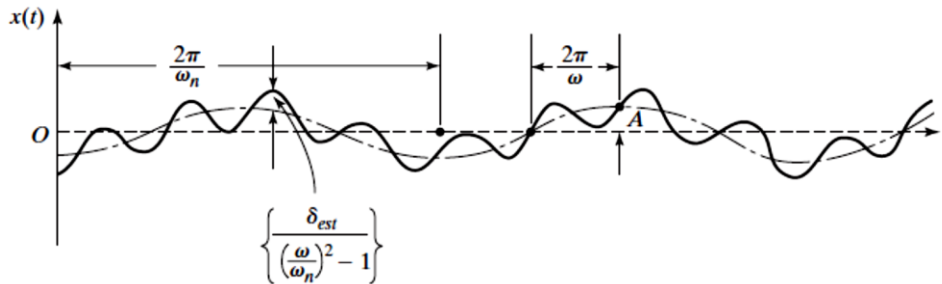


Fig. 2.13 $\frac{\omega}{\omega_n} > 1$

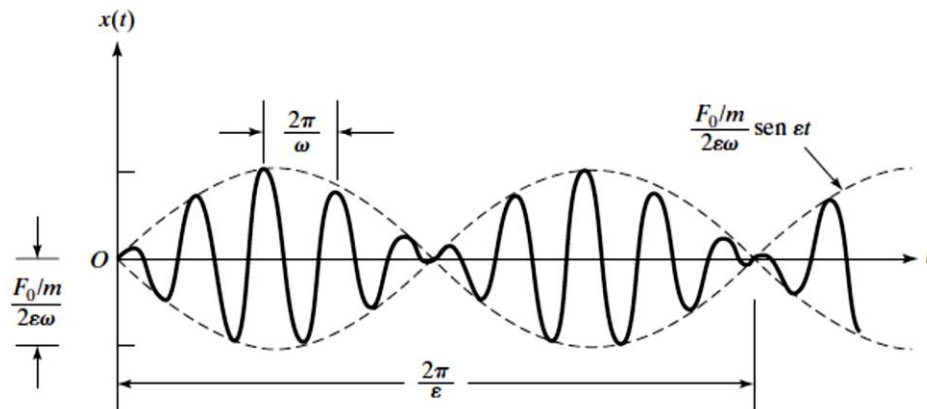


Fig. 2.14 Fenómeno de latido.

La figura 2.14 representa la gráfica del fenómeno de latido donde ϵ es una pequeña cantidad positiva, lo que se denota en vibración con periodo $\frac{2\pi}{\omega}$ y de amplitud variable.



2.16 MATLAB®.

Está creado para la ejecución de cálculo numérico y simbólico mediante el análisis y modelado para distintos campos de la ciencia y la ingeniería por medio de lenguaje de alto nivel basado en vectores, arrays y matrices. El código escrito en Matlab puede ser traducido en C de forma inmediata y permite la operatividad entre plataformas de distintos sistemas operativos.

MATLAB® dispone de drivers para posición/velocidad e instrumentación para el campo de los periféricos para ordenadores, para el campo aeroespacial/defensa trabaja en sistemas radar, unidades de seguimiento y rastreo, aviónica, modelado y control de sistemas de potencia, para las aplicaciones de ingeniería de control, sistemas ABS y diseño de bloques de embrague existe el campo de automoción. Dentro de las finanzas cuantitativas puede analizar datos para la valoración y análisis de opciones e instrumentos financieros.

Dentro del apartado de Simulink® permite diseñar sistemas dinámicos sencillos o complejos mediante modelados y simulación mediante lenguaje de diagramas de bloques; admite sistemas en tiempo continuo, sistemas de control, control inteligente, aplicaciones de procesamiento de señal digital y comunicaciones. [8]

2.17 Control PID.

El control PID es el más utilizado en mesas vibratorias de un solo grado de libertad y depende de tres parámetros de control: proporcional, integral y derivativo, este compara el valor medido de la respuesta tales como la velocidad, aceleración y/o desplazamiento, por lo que ajusta el proceso y prevé el error.

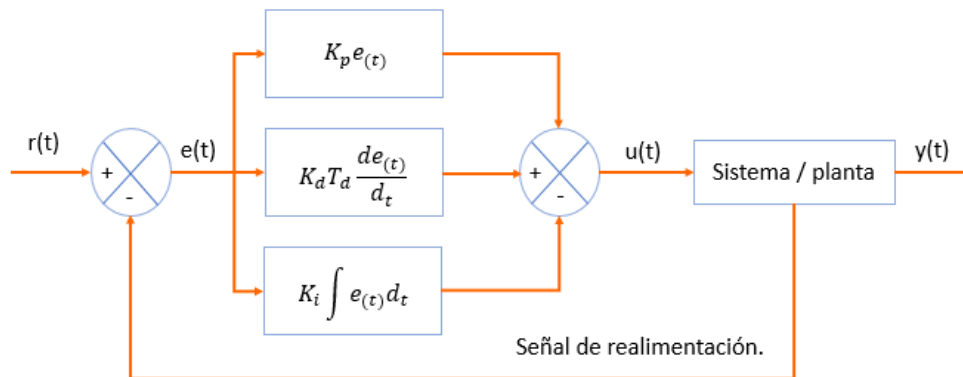


Fig. 2.15 Esquema general de un controlador PID.

Las mesas vibratorias deben cumplir con los requerimientos dinámicos del ensayo y la precisión del control para realizar el movimiento deseado, una vez logrado esto se compara el valor medido de respuesta y genera una señal de control para producir una entrada apropiada y reducir el error al mínimo, cuenta con una entrada (variable de control) la cual permite ser modificada por el controlador para efectuar la variable controlada que es la salida del sistema, esta salida es la respuesta esperada del sistema al aplicar control.

Existen perturbaciones que van a diferenciar la capacidad del sistema para responder, pueden ser en lazo cerrado que es referido a cuando el error es retroalimentado, o bien, no retroalimentado, llamado también lazo abierto.

En el caso de la mesa vibratoria donde se implementará un sistema de control PID, se considera control en lazo cerrado por las perturbaciones internas y externas del sistema.

Se requiere que, de acuerdo a la frecuencia de operación, el sistema se encuentre en el punto de equilibrio requerido pese a las perturbaciones externas.

La función de transferencia caracteriza las relaciones de entrada-salida de forma que describen dicha función por medio de ecuaciones diferenciales lineales invariantes en el tiempo, de esta manera, es posible representar la dinámica por medio de ecuaciones.

La relación de las ecuaciones de Laplace de entrada y salida y está dada por:

$$\frac{Y_s}{X_s} = \frac{b_0 s^m + b_1 s^{m-1} + \dots + b_{m-1} s + b_m}{a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n} \quad (\text{Ec. 18})$$



Una de las características del sistema en lazo cerrado es el costo, esto es debido a que tiene un número mayor de componentes para estabilizar el sistema y dar la respuesta prevista. Para simplificar de una manera gráfica los componentes del sistema y la forma en que este va a trabajar se utilizan diagramas de bloques, en las figuras 2.16 y 2.17 se observa la entrada del sistema, el sistema de control y la salida esperada. [9]

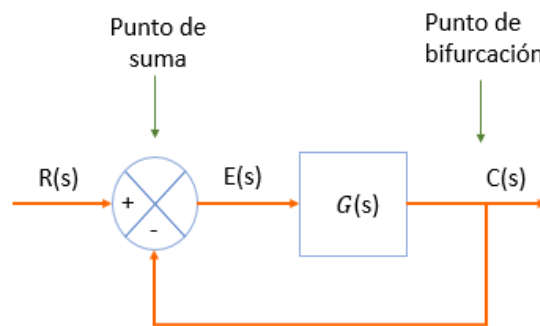


Fig. 2.16 Diagrama de bloques de un sistema de lazo cerrado.

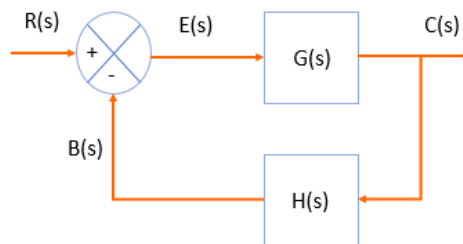


Fig. 2.17 Sistema de lazo cerrado.

2.17.1 Espacio de estados.

La teoría de control moderna se basa en la descripción de las ecuaciones del sistema en términos de n ecuaciones diferenciales de primer orden, que se pueden combinar en una ecuación diferencial matricial de primer orden, esta es una manera de simplificar la complejidad de la interrelación de entradas y salidas en un mismo sistema aun cuando aumente el número de variables de estado.



Los sistemas no lineales son los encargados de medir las variables de interés y controlar el comportamiento del sistema, actualmente se encuentran con mayor frecuencia sistemas no lineales que lineales y es debido a la vigorosa expansión en la industria tal como sistemas de comando de vuelo, robots, motores eléctricos, entre otras, los cuales permiten mayores niveles de seguridad, mejoras en control de calidad, reducción en consumo eléctrico y por ende menor contaminación.

En el comportamiento del sistema no lineal se puede saber si se predice el comportamiento local, a lo que se le denomina linealizar, pero este no indica el comportamiento del sistema lejos del punto de operación; algunas de las ventajas de los sistemas no lineales es la presencia de fenómenos tales como el escape en tiempo finito, múltiples puntos de equilibrio aislados, ciclos límite, oscilaciones sub-armónicas, armónicas o casi periódicas, caos, etc.

Un sistema no lineal no cumple con el principio de superposición y se define por un número finito de ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden acopladas entre sí, la forma compacta que la define es una ecuación diferencial vectorial de primer orden.

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (\text{Ec. 19})$$

Encontrado en ecuaciones dinámicas y tiene relación con los actuadores.

Donde: $x \in \mathbb{R}^n$ es el vector de estados.

$u \in \mathbb{R}^p$ es el vector de entradas (de control).

Para una ecuación de salida donde tiene una relación con los sensores se expresa como:

$$y = h(x, u) \quad (\text{Ec. 20})$$

Donde $y \in \mathbb{R}^m$ es el vector de salida.

El comportamiento del sistema lo definen las entradas más las salidas.



Un punto de equilibrio es una posición del sistema en el cual se encuentra o permanece mientras no hay perturbación, se considera estable si las trayectorias pasan por el o los puntos de equilibrio, cuando esta pierde energía se considera asintóticamente estable, sin embargo, si la trayectoria pasa cerca se considera inestable.

Los sistemas no lineales pueden tener varios puntos de equilibrio, mientras los sistemas lineales solo tienen un punto de equilibrio.

El sistema dinámico en el espacio de estados puede determinar el comportamiento futuro del sistema, de acuerdo con la matriz de constantes es posible linealizar en potencia 1 por medio del Jacobiano.

$$\dot{x} = f(x, u) \rightarrow \dot{x} = Ax + Bu \quad (\text{Ec. 21})$$

$$y = h(x, u) \rightarrow y = Cx + Du \quad (\text{Ec. 22})$$

$$A = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\substack{x_{op} \\ u_{op}}} \quad (\text{Ec. 23})$$

$$B = \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{\substack{x_{op} \\ u_{op}}} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$C = \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{\substack{x_{op} \\ u_{op}}} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$D = \left. \frac{\partial h}{\partial u} \right|_{\substack{x_{op} \\ u_{op}}} \quad (\text{Ec. 26})$$

2.17.2 Controlabilidad.

Un sistema es de estado completamente controlable, si mediante una entrada de control (no acotado) es posible llevar al sistema a cualquier punto del espacio de estados a partir de cualquier condición inicial, este puede ser inestable pero controlable.[10]

En un sistema de tiempo continuo la controlabilidad del estado de sistemas es:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (\text{Ec. 27})$$



$$C = [B : AB : A^2B : A^{n-1} B] \quad (\text{Ec. 28})$$

Dónde: $C \in \mathbb{R}^{n \times np}$

2.17.3 Observabilidad.

Un sistema es de estado completamente observable si el estado actual puede determinarse a partir de las mediciones y del conocimiento de la señal de entrada, este indica la existencia de una solución a través de los estados y las salidas externas.

Para sistemas lineales:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (\text{Ec. 29})$$

$$y = Cx + Du \quad (\text{Ec. 30})$$

La matriz O será de estado completamente observable si cuenta con rango pleno.

$$O = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ CA^2 \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (\text{Ec. 31})$$

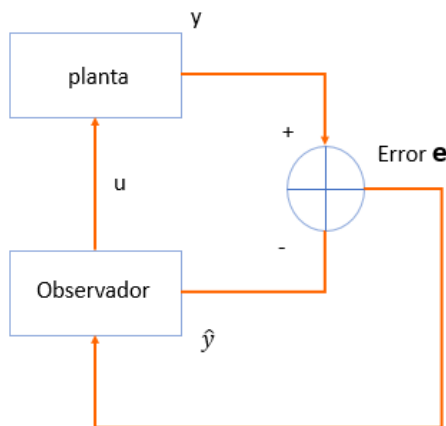


Fig. 2.18 Esquema del observador.

El estado del Observador tiende a los sistemas reales en tiempo real, así se construye la $u L = K$ ganancia del estabilizador, solo si el sistema es observable. [11]



2.17.4 Análisis de sistemas de control no lineales mediante la función descriptiva.

Debido a que los sistemas no lineales no se rigen por el principio de superposición y que difieren en su comportamiento y tipo de respuesta con los sistemas lineales, en este caso se tratará de exponer los diferentes fenómenos naturales que se encuentran en sistemas no lineales.

Para fines explicativos de la dependencia entre frecuencia y amplitud se supondrá que se tiene un sistema mecánico, que cuenta con un resorte no lineal, una masa, y un amortiguador viscoso, la ecuación diferencial que rija la dinámica del sistema masa-resorte es:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx + k'x^3 = 0 \quad (\text{Ec. 32})$$

La fuerza no lineal está dada por $kx + k'x^3$, x es el desplazamiento, m es la masa y b es el coeficiente de fricción viscosa del amortiguador. m , b y k son constantes positivas, si el resorte es rígido k' es positiva, si el resorte es flexible k' es negativa, la magnitud de k' será quien especifique el grado de no linealidad del sistema, a lo que se puede interpretar que a medida que decrece la amplitud, la frecuencia de la oscilación libre disminuye o aumenta según el valor de k' . si $k' = 0$ disminuye la amplitud de las oscilaciones libres y la frecuencia es constante.

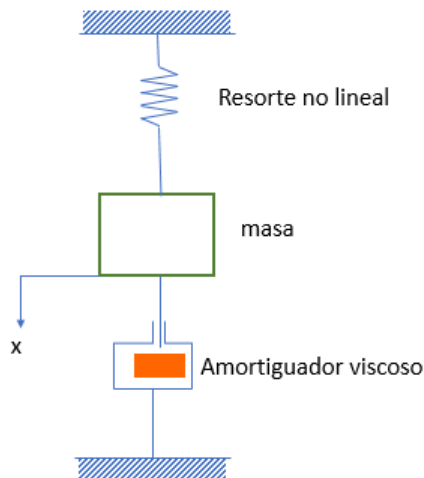


Fig. 2.19 sistema resorte-masa.



Este sistema resorte-masa con amortiguamiento viscoso para la demostración del análisis de dependencia entre frecuencia y amplitud es de carácter informativo, ya que en este estudio se desprecia el amortiguamiento.

Es importante conocer los diferentes fenómenos que se presentan en un sistema no lineal, las cuales se especifican en las ecuaciones diferenciales que describen la dinámica del sistema y que no pueden ser tomados en cuenta en sistemas lineales, esto con el fin de apreciar de manera real, la complejidad de los sistemas reales cotidianos.

Durante los fenómenos de salto de resonancia, respuesta multivaluadas y desplazamientos periódicos que se presentan en oscilaciones forzadas, se considera una función excitadora $P \cos \omega t$ para la ecuación diferencial $m\ddot{x} + b\dot{x} + kx + k'x^3 = P \cos \omega t$ (Ec. 33)

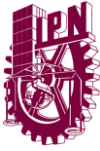
Cuando la amplitud P se mantiene constante y la frecuencia se varía lentamente, la respuesta de la amplitud x se manifiesta como una curva de respuesta de frecuencia que corresponde a los cambios de magnitud y fase, dicho fenómeno se refiere al salto de frecuencia, que en otras palabras se observa cuando se cuenta con un amortiguador muy pequeño y una amplitud de la función excitadora suficientemente grande.

En las oscilaciones subarmónicas. Se requiere un cambio brusco de amplitud o frecuencia en el sistema de la función excitadora, este tipo de oscilación es n lineal en estado estacionario y su frecuencia resulta ser un submúltiplo entero de la frecuencia excitadora.

En los ciclos límite de un número de u oscilaciones auto excitadas, los valores de x son diminutos y su amortiguamiento será negativo, de esta manera induce energía al sistema, al ser mayor x , el amortiguamiento será positivo y se elimina energía al sistema.

La frecuencia ω_0 de un sistema no lineal auto excitada hace que el ciclo límite se sincronice con la frecuencia excitadora ω o que sea arrastrada, a este fenómeno se le denomina arrastre de frecuencia, la banda de frecuencias es la que se produce en la zona de arrastre de frecuencias.

Una estabilización de señal o excitación asíncrona se presenta cuando se extingue la oscilación del ciclo límite en un sistema no lineal excitando al sistema con una frecuencia ω_1 teniendo ω_0 y donde estas dos no tienen relación entre sí.



CAPÍTULO III.

Diseño de la Mesa.

En este capítulo se desarrolla el diseño de la mesa vibratoria el cual está comprendido por los elementos de la figura 1 en el que se muestran la plataforma móvil, la estructura de ensayo que se traduce en este capítulo como la resistencia de potencia utilizada en el frenado de ferrocarriles o paro intermitente de grandes brazos mecánicos utilizados en la industria; el excitador es referido al motor quien va a generar el movimiento, y va a variar la frecuencia por medio del control PID que tendrá conectado, la plataforma de reacción, que es la estructura fija, los rodamientos lineales, y algunos otros elementos que se irán describiendo a continuación.

Los materiales seleccionados deberán cumplir con requerimientos de rigidez, resistencia de materiales y durabilidad, otro aspecto importante de tomar en cuenta es el costo-beneficio, el cual deberá ser menor al de un dispositivo con ciertas características similares que se encuentre en el mercado, de esta manera se asegura la calidad del diseño de la mesa vibratoria para su futura construcción.

3.1 Resistencia.

La resistencia de potencia adquirida pertenece a una empresa dedicada a la fabricación de productos de potencia, la cual se abstiene de dar características específicas del producto por carácter de secreto comercial, plagio o mal uso que se le pueda dar, para el presente trabajo se descartan mayores especificaciones, y se toman los datos y de su página de internet, el comportamiento de la resistencia de potencia es independiente al diseño de la mesa vibratoria.

Masa de la resistencia: 3.5 Kg.

Capacidad de 4kw.



Fig. 3.1 Construcción interna de resistencia eléctrica.

3.2 Base móvil.

La base móvil será la que transmitirá de forma directa la vibración a la resistencia de potencia y así observar su comportamiento, se requiere que este elemento de la mesa vibratoria sea lo suficientemente resistente para no presentar pandeo y a su vez que su peso no detenga la cantidad de movimiento ejercida por el excitador.

De acuerdo a la tabla 3.2 se toma una placa de 0.914x1.83 metros y un espesor 3/8" y tiene un peso de 104 kg/m^2 , para la mesa vibratoria las medidas que quedan son de 1x0.914 metros, por tanto, el peso aproximado de 95 kg.

Peso Aproximado en Kilos de Placa de Acero A-36 (AAMSA)								
Medidas		1"	15/16"	7/8"	13/16"	3/4	11/16"	5/8"
		25.4	23.8	22.2	20.6	19.1	17.5	15.9
pies	metros	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
3' x 6'	(.914 x 1.83)	333	312	291	271	250	229	208
3' x 8'	(.914 x 2.44)	444	416	389	361	333	305	278
3' x 10'	(.914 x 3.05)	555	521	486	451	416	382	347
4' x 8'	(1.22 x 2.44)	592	555	518	481	444	407	370
4' x 10'	(1.22 x 3.05)	740	694	648	601	555	509	463
4' x 12'	(1.22 x 3.66)	888	833	777	722	666	611	555
5' x 10'	(1.52 x 3.05)	925	868	810	752	694	636	578
5' x 15'	(1.52 x 4.57)	1388	1301	1215	1128	1011	954	868
5' x 20'	(1.52 x 6.10)	1851	1735	1619	1504	1388	1272	1157
6' x 12'	(1.83 x 3.66)	1333	1249	1166	1083	999	916	833
6' x 18'	(1.83 x 5.49)	1999	1874	1749	1624	1499	1374	1249
6' x 20'	(1.83 x 6.10)	2221	2082	1943	1804	1666	1527	1388
Kilos por m ²		199.21	186.75	174.31	161.85	149.41	136.96	124.51

Tabla 3.1 Medidas y peso aproximado de la placa de acero A36 para la base móvil de la mesa vibratoria.



Medidas		9/16"	1/2"	7/16"	3/8"	5/16"	1/4"	3/16"
		14.3	12.7	11.1	9.5	7.9	6.4	4.8
pies	metros	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
3' x 6'	(.914 x 1.83)	187	167	146	125	104	83	62
3' x 8'	(.914 x 2.44)	250	222	194	167	139	111	83
3' x 10'	(.914 x 3.05)	312	278	243	208	173	139	104
4' x 8'	(1.22 x 2.44)	333	296	259	222	185	148	111
4' x 10'	(1.22 x 3.05)	416	370	324	278	231	185	139
4' x 12'	(1.22 x 3.66)	500	444	389	333	278	222	167
5' x 10'	(1.52 x 3.05)	521	463	405	347	289	231	174
5' x 15'	(1.52 x 4.57)	781	694	607	521	434	347	260
5' x 20'	(1.52 x 6.10)	1041	925	810	694	578	463	347
6' x 12'	(1.83 x 3.66)	750	666	583	500	416	333	250
6' x 18'	(1.83 x 5.49)	1124	999	874	750	625	500	375
6' x 20'	(1.83 x 6.10)	1249	1110	972	833	694	555	416
Kilos por m ²		112.06	99.61	87.15	74.70	62.25	49.80	37.35
Kilos por pie ²		10.410	9.253	8.097	6.940	5.793	4.627	3.47

Tabla 3.2 Continuación de medidas y peso aproximado de la placa de acero A36 para la base móvil de la mesa vibratoria.

3.3 Diseño de estructura de la mesa.

La selección de acero estructural A36 cuadrado hueco de 200x200x5 mm con un peso de 30.8 Kg/m, la pieza tiene una longitud de 6 metros, se supone una altura de la estructura de 1 metro, y las medidas de la estructura queda de 1x0.914 metros, en los cálculos descritos un poco más tarde se toman las propiedades correspondientes a la tabla 3.3 y 3.4

Propiedades mecánicas.		Valor.	Unidades.
Densidad.		7860	Kg/m^3
Resistencia última.	Tensión.	400	Mpa.
Fluencia.	Tensión.	250	Mpa.
	Cortante.	145	Mpa.
Módulo de Elasticidad.		200	Gpa.
Módulo de Rigidez.		77.2	Gpa.
Coeficiente de expansión térmica.		11.7	
Ductilidad (50%)		21	%

Tabla 3.3 Propiedades del acero estructural A36 cuadrado hueco.



Dimensiones (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg/mt)			Sección (cm ²)	Momento de Inercia (cm ⁴)		Módulo resistente (cm ³)		Radio de Giro (cm)	
		1 mt	6 mt	12 mt		I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y
50x50	3	4.5	26.9	53.9	5.4	20	20	8	8	1.91	1.91
	4	5.9	35.3	70.7	6.9	25	25	10	10	1.89	1.89
75x75	3	6.9	41.1	82.2	8.4	72	72	19	19	2.93	2.93
	4	9.0	54.2	108.4	10.9	91	91	24	24	2.89	2.89
	5	11.2	67.0	133.9	13.4	109	109	29	29	2.86	2.86
100x100	3	9.2	55.2	110.4	11.4	177	177	35	35	3.94	3.94
	4	12.2	73.0	146.0	14.9	227	227	45	45	3.90	3.90
	5	15.1	90.5	181.1	18.4	273	273	55	55	3.86	3.86
	6	18.0	107.8	215.5	21.6	317	317	63	63	3.83	3.83
150x150	3	13.9	83.5	167.0	17.4	622	622	83	83	5.98	5.98
	4	18.5	110.7	221.4	22.9	807	807	108	108	5.93	5.93
	5	23.0	137.7	275.4	28.4	981	981	131	131	5.88	5.88
	6	27.4	164.3	328.7	33.6	1146	1146	153	153	5.84	5.84
200x200	4	24.7	148.4	296.9	30.9	1970	1970	197	197	7.97	7.97
	5	30.8	184.8	369.6	38.4	2410	2410	241	241	7.92	7.92
	6	36.8	220.9	441.7	45.6	2830	2830	283	283	7.88	7.88
250x250	5	38.7	231.9	463.8	48.4	4800	4800	384	384	9.97	9.97
	6	46.2	277.4	554.9	57.6	5670	5670	453	453	9.92	9.92
300x300	5	46.5	279.1	558.1	58.4	8414	8414	561	561	12.01	12.01
	6	55.7	334.0	667.9	69.4	9959	9959	664	664	11.96	11.96

Tabla 3.4 Acero estructural cuadrado.

Para concebir la estructura de la mesa vibratoria se idealiza el montaje y se realiza un análisis de resistencia de acuerdo a las características seleccionadas de los materiales y la respuesta esperada al momento de emitir frecuencias por medio del excitador; dicha respuesta generará vibración controlada a modo que la amplitud presentada no sea mayor a la del sistema para no llegar a resonancia.

De acuerdo a la figura 3.2 sobre la idealización de la estructura de la mesa de un sistema forzado no amortiguado, se percibe un sistema de resorte-masa; en el caso particular de esta tesis, la perturbación estará dada por un motor y se supondrá la masa como una carga puntual al igual que la estructura para poder analizarlos de una manera más sencilla.

Masa total de la estructura: 197.46 kg.

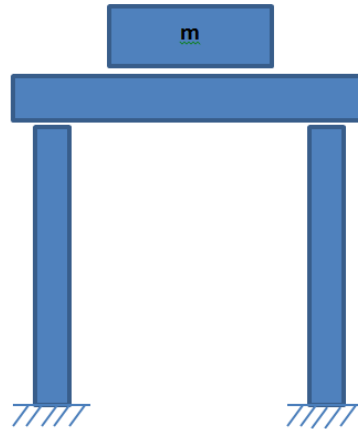


Fig. 3.2 Idealización de la estructura de la mesa.

Se presume la estructura de la mesa vibratoria como una viga en voladizo de masa m con carga M en el extremo libre y se obtiene la masa equivalente, el diagrama de cuerpo libre del sistema vibratorio se coloca como un resorte; el excitador quien es el encargado de transmitir frecuencias controladas generará un desplazamiento por la vibración generada.

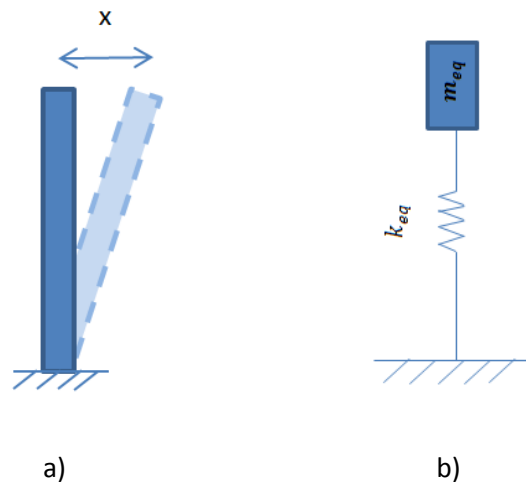


Fig. 3.3 Modelo vibratorio.

Una forma de saber la cantidad de masa que tiene el sistema es mover el excitador y determinar la respuesta de la estructura, así como la masa equivalente del sistema, conforme al diagrama a) de la fig. 3.3 representa una viga en voladizo de masa m con una carga M en su extremo libre como se muestra en la fig. 3.4, en este caso la masa equivalente de la viga queda de la siguiente manera:

$$m_{eq} = M + 0.23m \quad (\text{Ec. 34})$$

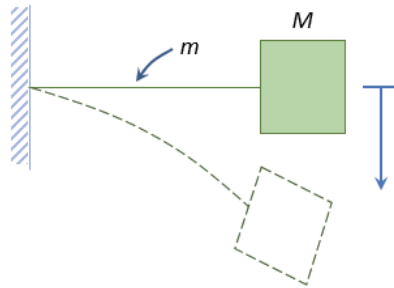


Fig. 3.4 Masa equivalente de una viga en voladizo.

Masa equivalente de la viga: 1.679 kg.

Masa de la base móvil: 95 kg.

Masa de la resistencia: 3.5 kg.

La masa equivalente del sistema obtenida resulta de 100 kg.

Volumen de la estructura: $2.515 \times 10^7 \text{ mm}^3$

De acuerdo a la (Ec. 4) de la ecuación de movimiento para un sistema vibratorio no amortiguado se puede saber la ω_n de la estructura que resulta ser la vibración propia del sistema, siendo la fuerza de excitación igual a la masa por la aceleración, más la multiplicación de la constante de rigidez por el desplazamiento.



Fig. 3.5 Viga en voladizo con una carga en el extremo libre.

Considerando la viga en voladizo de la figura 3.5, la constante de rigidez en miembros elásticos, puede tomarse como:

$$k_{eq} = \frac{3EI}{l^3} \quad (\text{Ec. 35})$$



La rigidez equivalente en serie k_{eq} se multiplica por seis por considerar 6 postes en la estructura.

El momento de inercia I tiene un valor de $I = 0.366518 m^4$

Sustituyendo los valores en la (Ec. 5) la constante de rigidez equivalente es de:

$$k_{eq} = 219910 N/m$$

Dado este valor, se puede conocer el valor de la frecuencia natural del sistema ω_n sustituyendo nuevamente valores en la (Ec. 9), obteniendo un valor de $\omega_n = 46.89 rad/seg.$

De acuerdo a la Norma IEC 61373 para aplicaciones ferroviarias, material rodante, ensayos de choque y vibración, indica que para elementos eléctricos y/o electrónicos para ferrocarril donde su peso sea menor o igual a 500 kg entran en un rango de operación permisible de entre 5Hz y 150Hz, la empresa tomó la decisión de ocupar un rango medio de 75 Hz como frecuencia máxima y con eso obtener un criterio de prueba satisfactorio para uso de elementos manufacturados que cumplan con su control de calidad interno correspondiente.

Un decibel (dB) se caracteriza por la relación de potencias eléctricas, P_o es algún valor de referencia, o bien la relación de otras cantidades como aceleración, velocidad, desplazamiento y presión.

El término de octava es referido a dos veces el valor mínimo del valor máximo de un rango de frecuencias.

En el caso particular del diseño de la mesa vibratoria presente se toma únicamente en cuenta el movimiento en un grado de libertad con el ensamble de la resistencia en posición horizontal, las diferentes posiciones se obtendrán de los trabajos futuros del diseño de la mesa vibratoria para aumentar el número de grados de libertad.

Es posible conocer el comportamiento del sistema por medio de la relación de frecuencias, sustituyendo valores en la (Ec. 13) se obtiene r , cada r va a cambiar de acuerdo a la frecuencia a la que esté sometido el sistema, en este caso se trabajará con la máxima que son los 75 Hz.

$$r = 0.669 rad/seg.$$



Este caso en particular, entra en el caso 1 cuando $0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1$ la respuesta armónica está en fase tal como lo muestra la gráfica de la figura 2.8

La amplitud máxima en estado estable según la (Ec. 11) es de: $x = 8 \text{ mm}$

La variación de la deformación estática respecto a la dinámica es cuando la amplitud tiende a cero y la vibración cesa, es decir, a menor frecuencia mayor amplitud de vibración.

La fuerza externa del sistema está dada por:

$$F = m_{eq}g \quad (\text{Ec. 36})$$

$$F = 966.28 \text{ N}$$

Despejando a δ_{est} de la (Ec. 12) y sustituyendo valores, $\delta_{est} = \frac{F}{k} = 4.4 \text{ mm}$

La gráfica de la figura 2.8 muestra la relación de amplitud $\frac{x}{\delta_{est}}$ vs $\frac{\omega}{\omega_n}$ y las frecuencias, donde:

$$\beta = \frac{1}{|1-r^2|} \quad (\text{Ec. 37})$$

$$\beta = 1.81$$

La gráfica de la figura 3.6 muestra la respuesta armónica de desplazamiento $x \cos \omega t$ vs la frecuencia de excitación con respecto al tiempo ωt .

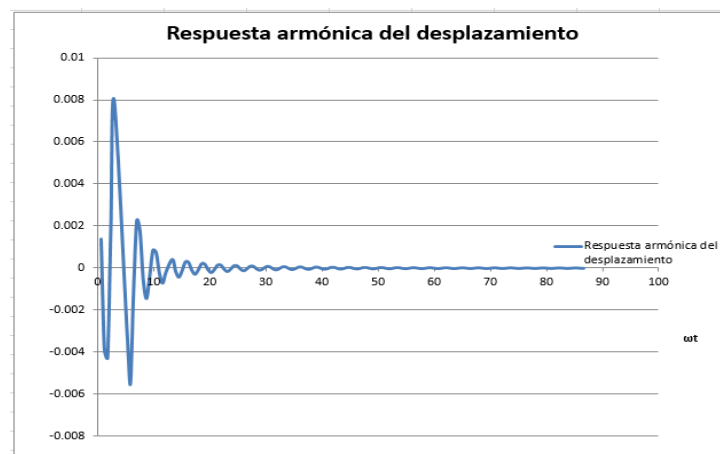


Fig. 3.6 Frecuencia de excitación con respecto al tiempo ωt .

Hz	rpm	W Frecuencia de excitación. rad/seg.	r Relación de frecuencias. Wn=46.89	Wt Desplazamiento angular. (rad).	X Desplazamiento en estado estable. (m)
5	300	31.41592654	0.669992035	289.0265241	0.007983877
10	600	62.83185307	1.339984071	578.0530483	-0.005530714
15	900	94.24777961	2.009976106	867.0795724	-0.001447367
20	1200	125.6637061	2.679968141	1156.106097	-0.000711717
25	1500	157.0796327	3.349960177	1445.132621	-0.000430434
30	1800	188.4955592	4.019952212	1734.159145	-0.000290237
35	2100	219.9114858	4.689944247	2023.185669	-0.000209568
40	2400	251.3274123	5.359936283	2312.212193	-0.000158679
45	2700	282.7433388	6.029928318	2601.238717	-0.000124434
50	3000	314.1592654	6.699920353	2890.265241	-0.000100253
55	3300	345.5751919	7.369912388	3179.291765	-8.25274E-05
60	3600	376.9911184	8.039904424	3468.31829	-6.91388E-05
65	3900	408.407045	8.709896459	3757.344814	-5.87746E-05
70	4200	439.8229715	9.379888494	4046.371338	-5.0585E-05
75	4500	471.238898	10.04988053	4335.397862	-4.4E-05

Tabla 3.5 Muestreo de respuesta.

La Tabla 3.5 muestra el análisis modal realizado a la estructura de la mesa vibratoria la cual representa un muestreo de las frecuencias más significativas.

3.4 Yugo escocés.

En esta sección del trabajo el diseño del yugo escocés permite el movimiento traslacional de la base móvil, de acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la figura 3.4 se localiza la ecuación dinámica del mecanismo para conocer el desplazamiento del sistema en cualquier posición.

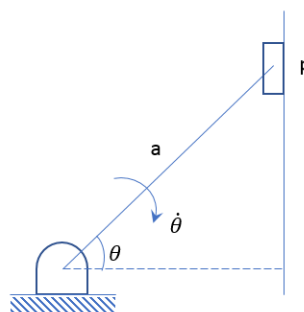


Fig. 3.7 Diagrama Cinemático.

$$X = a \cos \theta = a \cos \omega t \tag{Ec. 38}$$



Velocidad de la masa.

$$\frac{dx}{dt} = \omega a \sin \omega t \quad (\text{Ec. 39})$$

Aceleración.

$$\frac{dx^2}{dx} = -\omega^2 a \sin \omega t \quad (\text{Ec. 40})$$

Mediante el método geométrico se obtiene la ecuación cinemática de desplazamiento.

$$X = a \cos \theta \quad (\text{Ec. 41})$$

$$Y = a \sin \theta \quad (\text{Ec. 42})$$

Para la matriz que representa la derivada de una función.

Velocidad.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = J[\dot{\theta}] \quad (\text{Ec. 43})$$

$$\frac{\partial x}{\partial \theta} = -a \sin \theta \quad (\text{Ec. 44})$$

$$\frac{\partial y}{\partial \theta} = a \cos \theta \quad (\text{Ec. 45})$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a \sin \theta \\ a \cos \theta \end{bmatrix} [\dot{\theta}] = \begin{bmatrix} -a \sin(\theta) \dot{\theta} \\ a \cos(\theta) \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (\text{Ec. 46})$$

$$\|V\|^2 = V^T V \quad (\text{Ec. 47})$$

$$\begin{bmatrix} -a \sin(\theta) \dot{\theta} & a \cos(\theta) \dot{\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -a \sin(\theta) \dot{\theta} \\ a \cos(\theta) \dot{\theta} \end{bmatrix} = a^2 \sin^2(\theta) \dot{\theta}^2 + a^2 \cos^2(\theta) \dot{\theta}^2 = a^2 \dot{\theta}^2 (\sin^2 \theta) \quad (\text{Ec. 48})$$

Modelo de Energía.

Ecuación de Energía Cinética.

$$k(\theta \dot{\theta}) = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 \quad (\text{Ec. 49})$$



$$k(\theta\dot{\theta}) = \frac{1}{2}m(a^2\dot{\theta}) + \frac{1}{2}J\dot{\theta}^2 = \frac{1}{2}[a^2m + J]\dot{\theta}^2 \quad (\text{Ec. 50})$$

Energía Potencial.

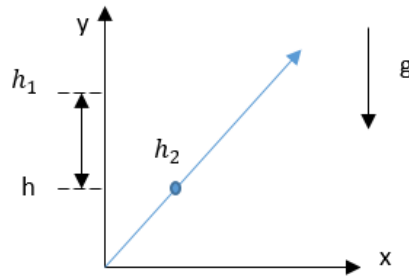


Fig. 3.8 Diagrama de Energía Potencial.

$$h = h_1 - h_2 \quad (\text{Ec. 51})$$

$$h = a - a \cos \theta \quad (\text{Ec. 52})$$

$$h = a(1 - \cos \theta) \quad (\text{Ec. 53})$$

Energía Potencial.

$$U = mgh = mga(1 - \cos \theta) \quad (\text{Ec. 54})$$

Euler Lagrange.

De acuerdo a la (Ec. 54), para un sistema conservativo, el método de Lagrange sería igual a la Energía Cinética menos la Energía Potencial total que depende únicamente de la posición del mecanismo en función de las coordenadas generalizadas, en este caso la Energía Cinética depende de la posición y la velocidad angular.

Para obtener el modelo de energía de Lagrange se tiene:

$$\mathcal{L}(\theta\dot{\theta}) = k(\theta\dot{\theta}) - U(\theta) \quad (\text{Ec. 55})$$

Para obtener los pares o torque, la matriz de inercia se aplica la ecuación de Euler-Lagrange que dice:

$$\tau = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \mathcal{L}(\theta\dot{\theta})}{\partial \dot{\theta}} \right] - \left[\frac{\partial \mathcal{L}(\theta\dot{\theta})}{\partial \theta} \right] \quad (\text{Ec. 56})$$



$$\left[\frac{\partial \mathcal{L}(\theta, \dot{\theta})}{\partial \dot{\theta}} \right] = [ma^2 + J]\dot{\theta} \quad (\text{Ec. 57})$$

$$\frac{d}{dt} = [ma^2 + J]\ddot{\theta} \quad (\text{Ec. 58})$$

$$\left[\frac{\partial \mathcal{L}(\theta, \dot{\theta})}{\partial \theta} \right] = mga \sin \theta \quad (\text{Ec. 59})$$

La Ecuación Dinámica de Transferencia es:

$$\tau = [ma^2 + J]\ddot{\theta} + mga \sin \theta \quad (\text{Ec. 60})$$

Lagrangeano:

$$L(\theta, \dot{\theta}) = \frac{1}{2}[ma^2 + J]\dot{\theta}^2 - mga[1 - \cos \theta] \quad (\text{Ec. 61})$$

La cual denota como es el comportamiento del sistema.

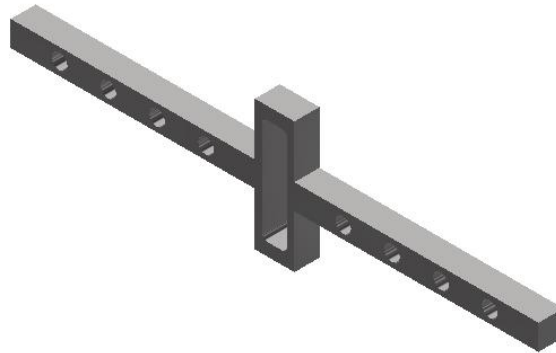


Fig. 3.9 Cruceta Yugo escocés Inventor Pro ®.

Análisis estático del disco.

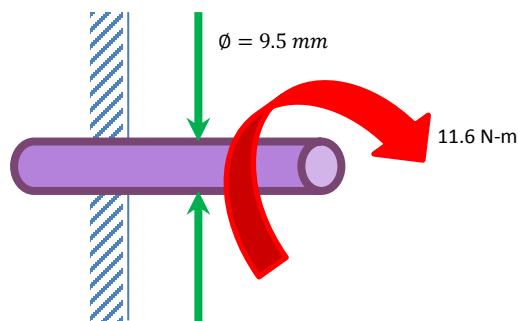


Fig. 3.10 Diagrama de cuerpo libre del disco para yugo.



Para el momento de inercia polar:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (\text{Ec. 62})$$

$$J = 7.99 \times 10^{-10} m^4$$

Se calcula el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (\text{Ec. 63})$$

$$\tau = 68.961 \text{ MPa}$$

El esfuerzo promedio: $\sigma = 68.961 \times 2$

$$\sigma = 138 \text{ MPa.}$$

Calculamos la deformación con longitud de la flecha de 10mm:

$$\theta = \frac{Tl}{GJ} \quad (\text{Ec. 64})$$

$$\theta = 0.001730 \text{ rad}$$

Desplazamiento lineal:

$$S_D = \theta r \quad (\text{Ec. 65})$$

$$S_D = 0.001730 \times 4.75 \times 10^{-3} = 8.21 \times 10^{-6} m$$



3.5 Patín y riel.

El movimiento lineal es la magnitud vectorial que describe el movimiento de un sistema y está dado por el producto de la masa por la velocidad. En la industria los elementos que transmiten dicho movimiento son el patín y el riel, de acuerdo al catálogo de la marca NSK de guía de reemplazo de rodamientos, se tomó la serie LAH que pertenece a los estándar de precisión con alta capacidad de carga y admite una precarga de $\pm 20\mu m$, su diseño permite la aplicación de carga desde arriba, es tipo cuadrado estilo 25 en acero al carbón, tiene 3960 mm de largo máximo, para mayores detalles e información técnica véase la sección de Anexos. Este conjunto de elementos serán los encargados de transmitir movimiento lineal preciso en la base móvil junto con el yugo escocés, el ensamble va justo por debajo de la base móvil a cada extremo y se consideran 3 patines por cada riel.

Selección patín: LAH20 AN/ANZ



Fig. 3.11 Patín y guía.

3.6 Motor.

El motor tiene una parte fundamental en el diseño del trabajo presente, este funge como excitador para la mesa vibratoria y será el encargado de transformar energía eléctrica en energía mecánica por el cual se produce una fuerza por la interacción de la corriente con el campo magnético del motor.

$$1\text{Hz} = 60\text{ rpm}$$

$$2\pi\text{ rad} = 360^\circ = 1\text{ vuelta}$$

La mesa vibratoria va a trabajar en un máximo de 75 Hz

$$75\text{ Hz} = 4500\text{ rpm}$$



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



Velocidad angular ω

$$\omega = 150\pi \text{ rad/seg}$$

Velocidad lineal.

$$v = \omega * r \cos \theta \quad (\text{Ec. 66})$$

$$v = 1.5\pi \text{ rad/seg.} = 4.71 \text{ m/seg}$$

Torque

$$T = F * r \quad (\text{Ec. 67})$$

$$F = 981 \text{ N}$$

Torque requerido: 11.6 N-m

Potencia del motor.

$$P = \frac{F*v}{1000} \quad (\text{Ec. 68})$$

$$P = 4.6 \text{ Kw}$$

Convertir de watts a Hp. Equivalencias:

$$1 \text{ Hp} = 550 \text{ lb} * \text{f/s}$$

$$\text{Hp} = 6.1$$

$$\text{Fs.} = 1.2$$

$$\text{Hp} = 7.32 \approx 7.5$$

De la (Ec. 62)

$$J = 60.02 \text{ m}^4$$



Selección del motor. Catálogo 501 Baldor.

De acuerdo al catálogo 501 de la marca Baldor Reliance, se seleccionó un motor apto para un amplio rango de velocidad de las siguientes características (ver ANEXO):

Motor de 7.5Hp.

4 polos, 1800 rpm.

230/460 V, 3 fases.

TENV (Totally Enclosed Non-Ventilated). Totalmente cerrado sin ventilación.

Armazón 213TC

Apto para uso inversor y control de velocidad.

Modelo: IDNM3770T

Torque motor: 29.67 N-m.

6000 rpm max.

Torque variable 1000:1

ODE insulated bearing.

Nema MG1

Torque continuo constante.



Fig. 3.12 Motor. Inventor Pro ®.

3.6.1 Flecha del motor.

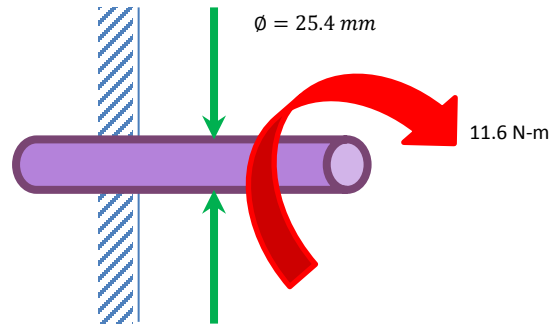


Fig. 3.13 Diagrama de cuerpo libre de la flecha de motor.

Calculamos el momento de inercia polar de la flecha, de la (Ec. 62):

$$J = 32 \times 10^{-9} m^4$$

Calculamos el esfuerzo cortante de la (Ec.63):

$$\tau = 4.603 MPa$$

El esfuerzo promedio:

$$\sigma = 9.206 MPa.$$

Calculamos la deformación con una longitud aproximada de la flecha de 0.31m

De la (Ec. 64)

$$\theta = 0.0014 rad$$

Desplazamiento lineal, de la (Ec. 65):

$$S_D = 0.0014 \times 0.0127 = 17.78 \times 10^{-6}$$



3.6.2 Variador de frecuencia.

El inversor de frecuencia proporciona en primera estancia protección al motor y mayor control de velocidad en la operación, para eso es necesario tomar en cuenta características particulares de la aplicación para el correcto desempeño, tales como datos de la placa del motor, temperatura de trabajo, humedad, tipo de carga y aplicación a desempeñar, con lo que se obtienen arranques y paros suaves y ahorro de energía.

Por selección se tiene un variador de frecuencia A1000 de la marca Yaskawa.

Apto para torque variable y constante de ½ a 1000 Hp, 240, 480 y 600 VCA.

El variador seleccionado cuenta con Control por vector que es utilizado para aplicaciones que requieren control preciso de velocidad, alto torque en bajas velocidades y cambios rápidos de torque.



Fig. 3.14 Variador de frecuencia A1000.

3.7 Control PID.

Mediante el control PID se requiere controlar la función en un punto, se toma la ecuación dinámica de Transferencia o ecuación de estados (Ec. 60) y se obtiene lo siguiente:

$$\mathcal{L} = [ma^2 + J]s^2\theta + mga \int e^{-st} \sin \theta \quad (\text{Ec. 69})$$



Derivando:

$$v = \sin \omega t$$

$$dv = \cos \omega t$$

$$du = \omega \cos \omega t dt$$

$$\int v = e^{-st} dt \quad (\text{Ec. 70})$$

$$v = -\frac{e^{-st}}{s} \quad (\text{Ec. 71})$$

$$\int e^{-st} dt$$

$$v = -st$$

$$dv = -st dt$$

$$\frac{dv}{-s} = dt$$

$$\int e^v \frac{dv}{-s}$$

$$-\frac{1}{s} \int e^v dv$$

$$-\frac{e^{-st}}{s} \sin \omega t - \int -\frac{\omega}{s} e^{-st} \cos \omega t dt$$

$$\frac{s \cdot \sin(\theta)}{s^2 + 0^2} = \frac{s \cdot \sin(\theta)}{s^2}$$

Linealizando.

$$\text{Si } \theta = \phi + Pi \therefore$$

$$(ma^2 + J)\ddot{\phi} - mga\phi = U \quad (\text{Ec. 72})$$

$$(ma^2 + J)\phi(s)s^2 - mga\phi(s) = U(s) \quad (\text{Ec. 73})$$



$$[ma^2 + Js^2 - mga]\phi(s) = U(s) \quad (\text{Ec. 74})$$

Función de transferencia.

$$\frac{\phi(s)}{U(s)} = \frac{1}{(ma^2 + J)s^2 - mga} \quad (\text{Ec. 75})$$

$$p = kp \quad (\text{Ec. 76})$$

$$kp_1 = kp \left(1 + \frac{1}{T+s}\right) \quad (\text{Ec. 77})$$

El control PID controla el error y lo corrige.

$$PID = kp \left(1 + \frac{1}{T+s} + \frac{T ds}{T ds + 1}\right) \quad (\text{Ec. 78})$$

El espacio de estados es referido al conjunto más pequeño de variables y determinan el estado de un sistema dinámico, se requieren n coordenadas del eje $x_1, x_2 \dots x_n$ del espacio n-dimensional para conocer el espacio de estados y describir completamente su comportamiento.

$$y = Cx \quad (\text{Ec. 79})$$

Y es la salida del sistema

Una vez obtenidas las (Ec. 27) y (Ec. 69), donde resulta:

$$\tau = [ma^2 + J]\ddot{q} + mga \sin q \quad (\text{Ec. 80})$$

Para cambiar al espacio de estado se utiliza el cambio de variable de estado x_1 y x_2 , tomando en cuenta que describen la posición la velocidad y se debe obtener la aceleración derivando):

$$\tau = [ma^2 + J]\ddot{x}_2 + mga \sin x_1 \quad (\text{Ec. 81})$$

Dónde:

$$x_1 = q;$$

$$\dot{x}_1 = \dot{q} = x_2$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{q} = \frac{\tau - mga \sin x_1}{ma^2 + J}$$



Se obtienen las matrices de correspondientes de las (Ec. 23), (Ec. 24), (Ec. 25):

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{mga \cos x_1}{ma^2 + J} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1435.049 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ ma^2 + J \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 12807.38 \end{bmatrix}$$

$$C = [0 \quad 1]$$

De esta manera es posible utilizar las ecuaciones (Ec. 28) y (Ec. 31) para saber si el sistema que se ha linealizado es Controlable y Observable respectivamente y de ser así la manera de controlar el sistema por medio de PID.

$$C = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{ma^2 + J} \\ \frac{1}{ma^2 + J} & 0 \end{bmatrix}$$

$$O = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{mga \cos x_1}{ma^2 + J} & 0 \end{bmatrix}$$

Por medio del control de velocidad se pretende variar la frecuencia de la mesa vibratoria en ciertos intervalos que permitan observar el comportamiento de la resistencia de potencia por medio de control PID, quien a su vez requiere realimentar el error a cero en estado estacionario con respecto al tiempo; la salida del proceso debe coincidir con la referencia en estado estacionario, a esta acción se le denomina acción integral, la encargada de mejorar la estabilidad en lazo cerrado es la acción derivativa y ambas acciones buscan predecir la salida, cuando en un sistema de lazo cerrado se manipula o perturba una variable, obligándola a mover la variable del proceso en sentido opuesto, y se le denomina realimentación negativa.

El error de control que debe ser llevado a cero es el referente entre el operador y la medida del proceso, la cual deberá ser utilizada la acción correctiva máxima para que la variable manipulada del sistema sea mayor cuando el error sea positivo y su valor mínimo cuando el error sea negativo; la ganancia proporcional k deberá determinarse por el propio sistema para asegurar que la respuesta de salida sea óptima e insensible a la perturbación de carga.



En este caso se tienen un sistema dinámico para tener menor deflexión y el control que se encuentra en el actuador o el motor que es un sistema rotativo y va conectado directamente al sistema electromecánico que es el giro del eje del motor y a la corriente que se le va a inducir.

El motor es un sistema rotativo mecánico y/o electromecánico y depende del voltaje al cual será inducido (entrada) y de la posición angular del eje (salida), las dos variables en control que se tienen son posición angular y velocidad angular, el sistema de control busca cual es el error en un sistema de lazo cerrado por medio de la predicción descrita en la parte posterior y medirá la posición y el error obtenida con la diferencia del set point o donde se requiere sea estable el sistema y la posición con respecto al tiempo para que el sistema de control sea óptimo obligando al sistema a regresar a su estado estable aun cuando lleguen agentes perturbadores externos.

El control Proporcional, Integral y Derivativo corrige el error e incrementa la fuerza del sistema para que su respuesta sea más rápida y estable.

Control PID diseñado por medio de diagrama de bloques en la plataforma de Simulink®.

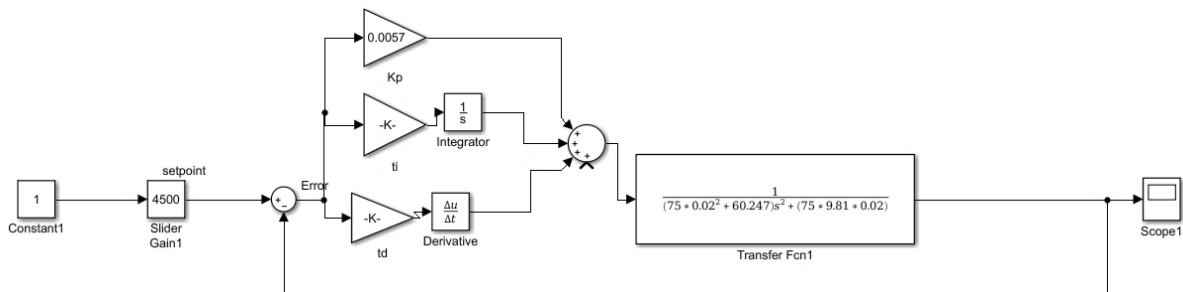


Fig. 3.15 Simulación matemática.

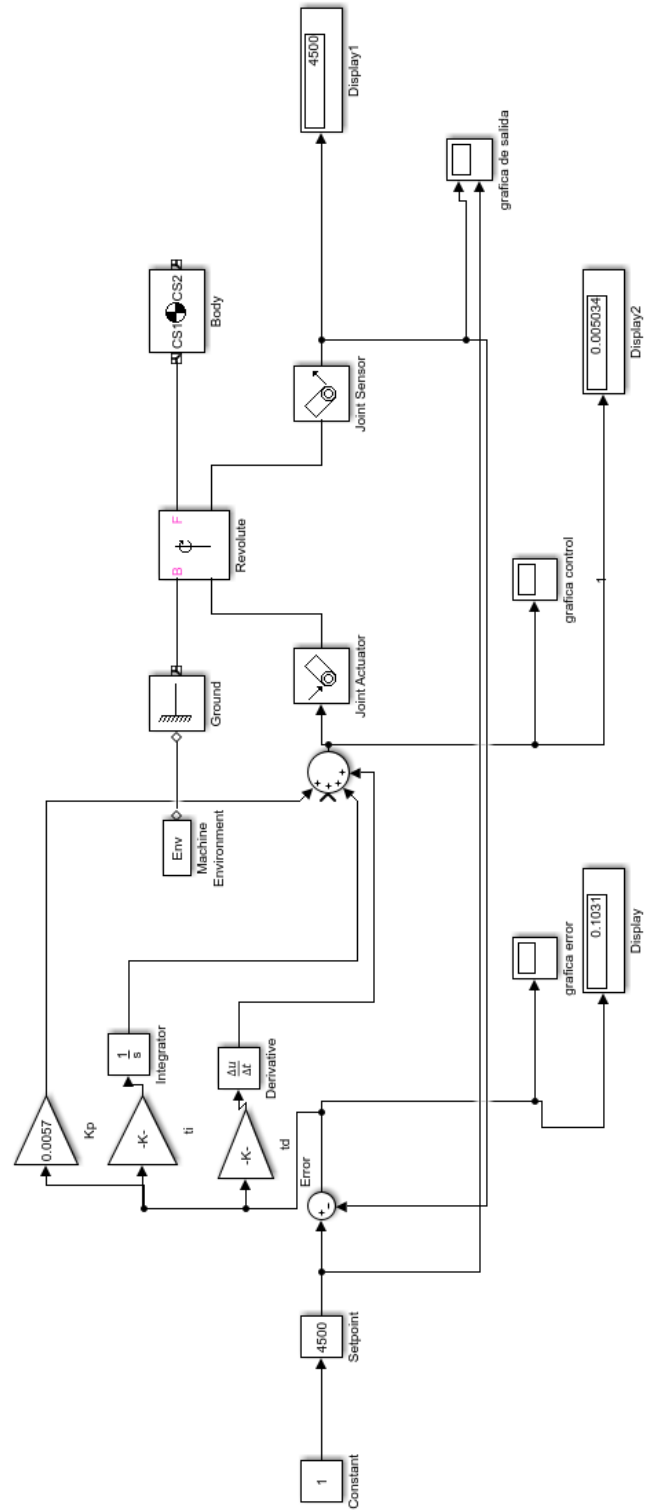


Fig. 3.16 Diagrama en Simulink. Mat Lab ®.



La sintonización de control está dada por el método Ziegler-Nichols quienes proponen una serie de reglas para afinar de forma manual los controladores PID por medio de una respuesta experimental; el primer método, propone experimentar la respuesta de la planta con una entrada escalón que produce un retardo en el tiempo que si se grafica el tiempo y la amplitud forma una “s” como se muestra en la figura 3.17, otra condición para el primer método es que no tenga oscilaciones para aproximar los parámetros del controlador PID con un sistema de primer orden con atraso de transporte o llamado de otra forma tiempo de procesamiento considerable, de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{K_e^{-Ls}}{Ts+1} \quad (\text{Ec. 82})$$

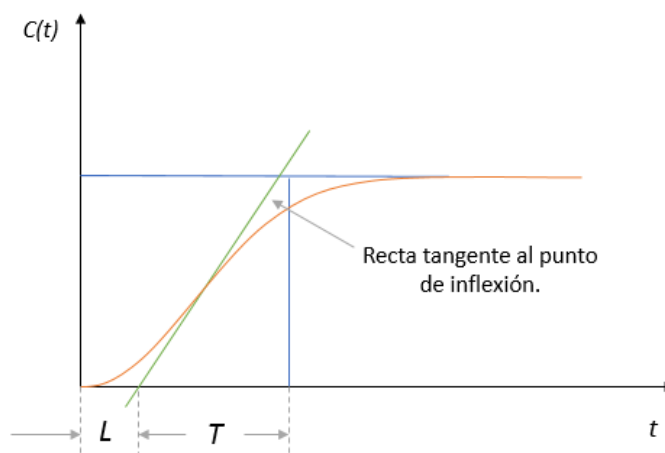
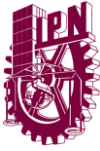


Fig. 3.17 Curva experimental en forma de “s”.

La tangente formada con el eje del tiempo y el valor final de la amplitud se obtiene de los valores de L y T para poder considerar la Tabla 3.6 y obtener los parámetros del controlador PID.



Tipo de controlador	K_p	τ_i	τ_d
P	T/L	∞	0
PI	$0.9 T/L$	$L/0.3$	0
PID	$1.2 T/L$	$2 L$	$0.5 L$

Tabla 3.6 Valores de sintonización Ziegler-Nichols para el método 1.

El método dos, es de los más utilizados para sistemas industriales que generalmente tienen oscilaciones sostenidas, en este caso de la tesis es el método a utilizar, las oscilaciones se estabilizan con la ganancia K_p y se elimina la parte integral y la derivativa, dicho valor utilizado se le denomina ganancia crítica K_{cr} que corresponde al periodo crítico P_{cr} , una vez obtenidos los valores del periodo de oscilación sostenida se puede obtener el tiempo integral τ_i y el tiempo derivativo τ_d como lo conforma la Tabla 3.7.

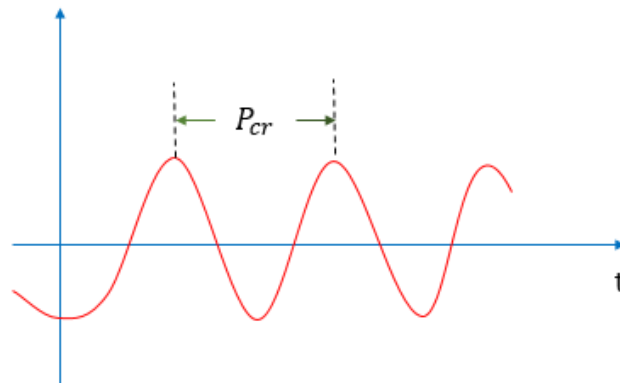


Fig. 3.18 Oscilación sostenida.



Tipo de controlador	K_p	τ_i	τ_d
P	$0.5 K_{cr}$	∞	0
PI	$0.5 K_{cr}$	$1/2 P_{cr}$	0
PID	$0.5 K_{cr}$	$0.5 P_{cr}$	$0.125 P_{cr}$

Tabla 3.7 valores de sintonización Ziegler-Nichols para el método 2.

Para este método se deben aplicar los valores de sintonización para PID.

De acuerdo a la ecuación (Ec. 61), la ecuación característica

$$(ma^2 + J)s^2 - mga + K_p = 0 \quad (\text{Ec. 83})$$

Función de transferencia de lazo cerrado del sistema:

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{K}{Js^2 + Bs + K} \quad (\text{Ec. 84})$$

$$\text{Donde } \frac{K}{J} = \omega_n^2 \quad (\text{Ec. 85})$$

$$\frac{B}{J} = 2\xi\omega_n \quad (\text{Ec. 86})$$

Se deberá dividir entre J y los valores de las ecuaciones (Ec. 82) y (Ec. 83), para posteriormente dividir entre $(mA^2 + J)$, ω_n^2 queda de la siguiente manera:

$$\omega_n^2 = \frac{-mga}{ma^2 + J} \quad (\text{Ec. 87})$$

$$\omega_n^2 = 0.2441$$

$$\omega_n = 0.4941 = K_p$$

Periodo crítico P_{cr}

$$P_{cr} = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad (\text{Ec. 88})$$

$$P_{cr} = 12.716$$



De acuerdo a la Tabla 3.7

$$K_p = 0.6 K_{cr} = 0.2964$$

$$\tau_i = 0.5 P_{cr} = 6.35$$

$$\tau_d = 0.125 P_{cr} = 1.589$$

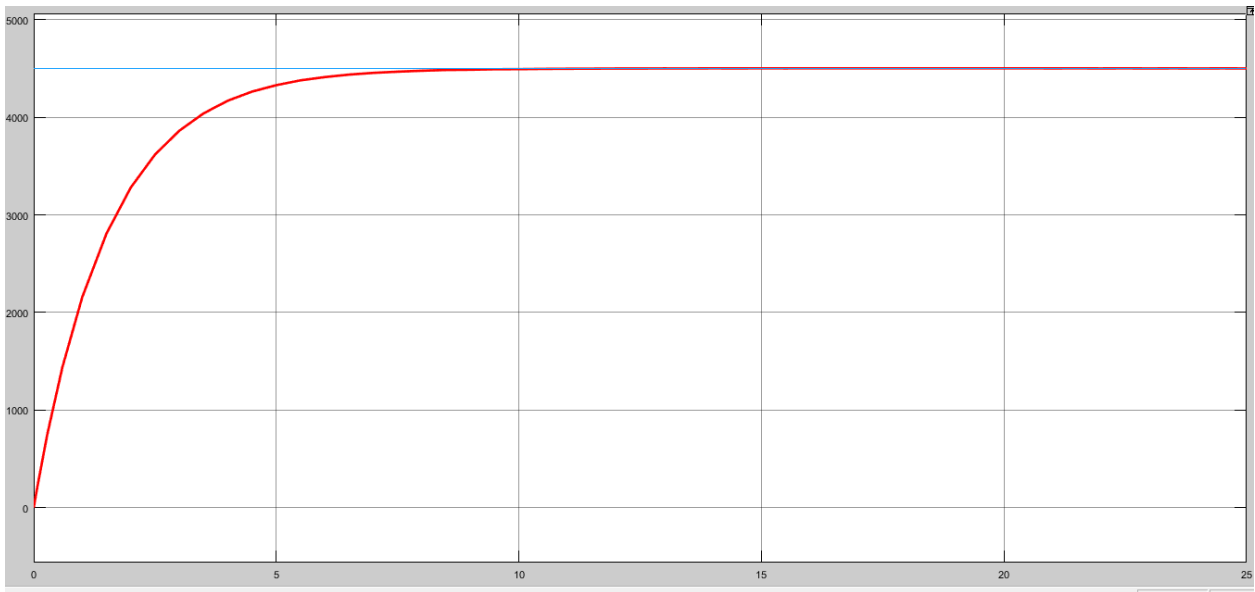


Fig. 3.19 Grafica rpm contra tiempo.

En la práctica un motor cuenta con una rampa de aceleración que va de 0 a 15 segundo de acuerdo a las características mecánicas y de desempeño particulares, en este caso se tomó un tiempo estimado de 20 segundo para el control PID y no forzar el motor.

La gráfica de la figura 3.19 muestra un tiempo aproximado de 20 segundos que tarda el PID por medio del método Ziegler-Nichols que parte del arranque de 0 a 4500 rpm equivalentes a 75 Hz y poder estabilizarse.



3.7.1 QFD.

En base a una necesidad específica se busca satisfacer las exigencias del cliente de acuerdo a los requerimientos particulares, viabilidad de producción y un análisis exhaustivo de mercadotecnia y conocimiento del producto que fortalecerá el diseño y la producción del mismo. Es necesario enfocar el diseño en diferentes clientes potenciales con la misma necesidad para obtener una colocación asertiva del producto y/o servicio y ampliar el mercado; todo esto en base a ingeniería, calidad del producto, seguridad e higiene, normas, reglas ambientales y gubernamentales.

Existen diferentes metodologías que facilitan la integración de diferentes elementos principales de un producto o servicio de acuerdo a su prioridad. El QFD o casa de la calidad permite satisfacer la necesidad del cliente interrelacionando los “que’s” y los “como’s” de los requerimientos particulares para lograr su satisfacción y ampliar el nivel de colocación.

Conforme a la necesidad de la empresa Controles y Servicios S.A. de C.V. para el diseño de una mesa vibratoria que permita la observación del comportamiento derivado del análisis de vibración de una resistencia de potencia que entre otros usos puede ser aprovechada para frenado alternativo de ferrocarriles y para arranque y control de velocidad en motores, así como paros en brazos mecánicos, grúas viajeras, etc. Dichas resistencias tienden a soportar altas temperaturas, trabajos pesados a grandes vibraciones y condiciones ambientales corrosivos.

Se determina que es necesario establecer un rango de frecuencias de entre 5 a 75 Hz. Tomando esta última como el rango máximo de operación para el elemento en estudio y se debe evitar la resonancia en la estructura de la mesa vibratoria para que el resultado obtenido del análisis sea independiente al desempeño de la mesa vibratoria.

La casa de la calidad establecida para esta tesis describe las partes necesarias para implementar el diseño de una mesa vibratoria de acuerdo a los requerimientos del cliente determinados como los QUÉ’s, los CÓMO’s que son los argumentos dados por el diseñador para poderlos satisfacer, es necesaria una serie de interrelaciones conforme a las prioridades y análisis de competencia para poder fortalecer las características exclusivas de la mesa vibratoria.



Para la determinación del cliente se debe ampliar el mercado de colocación de la mesa vibratoria de acuerdo a la necesidad de hacer estudios de vibración a bajo costo a elementos de estudio de cierta dimensión y a un rango de frecuencia no mayor a 75 Hz, de acuerdo con esto se determinó lo siguiente:

Cientes.
Controles y Servicios, S.A. de C.V.
IPN
Manufactura
Mantenimiento Técnico

Tabla 3.8 Listado de prospecto de clientes para el diseño asertivo de la mesa vibratoria.

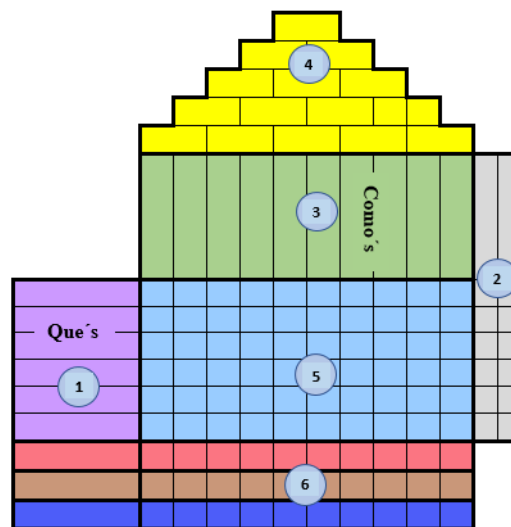


Fig. 3.20 Ejemplo casa de la calidad.

La estructura de la casa de la calidad está conformada por 6 puntos que engloban los mejores parámetros para el desarrollo del diseño de la mesa vibratoria.



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



1	QUÉ's solicitados por el cliente.
2	Análisis de los QUÉ's.
3	CÓMO's propuestos por el fabricante.
4	Relación entre los CÓMO's
5	Relación entre los QUÉ's y los CÓMO's.
6	Análisis de los CÓMO's.

Tabla 3.9 Conformación de la casa de la calidad.

Punto 1. QUÉ's.

Los requerimientos de la Casa de la Calidad son los QUÉ's con las cualidades específicas solicitadas por el cliente Controles y Servicios S.A. de C.V de acuerdo a la percepción de calidad que perciben del producto a diseñar por orden prioritario.



#	Requerimientos.
1	Deberá ser segura para el operario.
2	La prueba debe ser más económica que en un laboratorio de pruebas.
3	La mesa vibratoria formará parte del Control de Calidad.
3	Las dimensiones deben ser aptas para alojar otro tipo de resistencia y medir sus parámetros de Control de Calidad.
4	Las refacciones deben ser de bajo costo.
5	Incorporar una mesa vibratoria por cada planta de fabricación.
6	Mesa vibratoria con rangos de frecuencia entre 5-75 Hz
7	Su desempeño estará de acuerdo a la Norma IEC 61373
8	El ensamble de la resistencia de potencia debe contener tres posiciones, horizontal, vertical y transversal.
10	Los tornillos de sujeción de la resistencia de potencia deben soportar diferentes frecuencias de la mesa vibratoria.
11	Los componentes deberán ser económicos.
12	La mesa se utilizará con fines educativos en los laboratorios.
13	Deberá ser de manejo accesible para Profesores y Alumnos.
14	Su campo de ejecución puede ser en clases de Vibración, Mecánica de Materiales y Simulación de sistemas Dinámicos de Control.
15	Los planos deben contener todas las especificaciones para su fácil producción.
16	Fácil ensamblaje de las piezas.
17	Fácil maquinado de los componentes.
18	La ubicación de la mesa vibratoria dependerá de la fragilidad de los componentes y el medio ambiente que lo rodea para que no influyan en su desempeño.
19	Los componentes mecánicos no deben sufrir un desgaste excesivo debido al funcionamiento.
20	Fácil mantenimiento.
21	El mantenimiento debe ser predictivo.
22	Refacciones fáciles de conseguir.
23	Insumos o refacciones nacionales.
24	Los componentes mecánicos deben tener la rigidez necesaria para no permitir la fluencia, deformación y fractura de los mismos durante su funcionamiento.

Tabla 3.10 Requerimientos solicitados por el cliente.



Punto 2. Análisis de los QUÉ's.

Para lograr un mejor enfoque del diseño para la mesa vibratoria y saber si se satisface, es importante saber con quién se compite en el mercado y si sus características se adaptan a lo que solicita el cliente. En una escala del 1 al 5 se califica cada uno de los QUÉ's que el cliente solicitó, respecto a lo que se ofrece como diseñador y lo que existe en el mercado, clasificado como:

1	Deficientemente satisfactorio.
2	No satisfactorio.
3	Medianamente satisfactorio.
4	Aconsejablemente satisfactorio.
5	Si lo satisface.

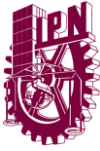
Tabla 3.11 Clasificación del 1 al 5 para la evaluación de las cualidades solicitadas por el cliente y lo que se ofrece como diseñador vs competencia.

M. en C. Alfonso Campos.
Otras mesas vibratorias en el mercado.

Tabla 3.12 punto 2. De la casa de la calidad para el análisis de los QUÉ's respecto a lo que ofrece la competencia en el mercado.

Punto 3. CÓMO's.

Es la propuesta ingenieril de diseño de la mesa vibratoria para implementar los QUÉ's del cliente.



Costo-beneficio.
La Mesa Vibratoria deber ser Precisa.
Puede ser adquirida por otras instituciones Universitarias y/o empresas.
Observar algún otro elemento en estudio sometido a vibración.
La mesa Vibratoria deberá incluir Control PID para manipulación de Frecuencias.
Motor resistente a cambios de frecuencia en periodos de tiempo establecidos.
Los materiales de construcción deben tener la rigidez suficiente.
Evitar la resonancia de la estructura de la mesa vibratoria.
Desplazamiento de 1 cm por lado.
El error e que se produzca debe ser corregido y llevado a cero para su estabilización del sistema y buena operación.
La mesa debe contar con al menos 1 grado de libertad.
El torque del motor seleccionado será mayor al torque requerido para garantizar el movimiento y estabilidad de la base movable.

Tabla 3.13 Listado de los CÓMO's para la implementación de diseño.

Punto 4. Relación entre los CÓMO's.

La interrelación de cada uno de los CÓMO's o propuesta ingenieril del diseño de la mesa vibratoria indica su afectación y la preponderancia de implementación en el diseño, está determinada por un + cuando la relación es positiva y un – cuando el vínculo de correspondencia es nulo o menor.

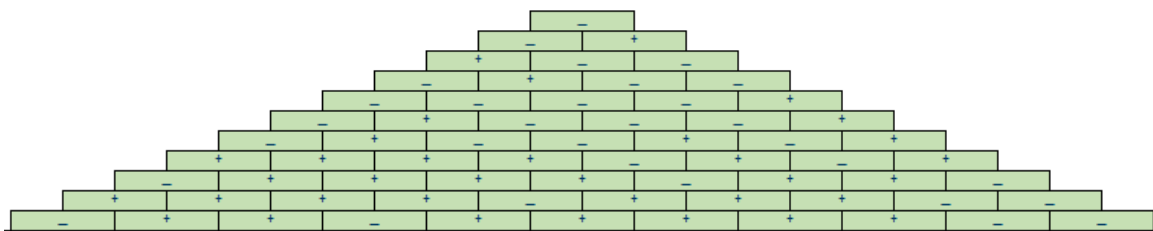


Tabla 3.14 Relación entre los CÓMO's.



Punto 5. Relación entre los QUÉ's y los CÓMO's.

La relación de la percepción de calidad del cliente y la propuesta ingenieril para llevar a cabo el diseño de la mesa vibratoria se define en una escala de 1, 3 y 9 según la correspondencia entre los dos parámetros para saber si la vinculación promueve el perfil seleccionado.

Relación.		
Fuerte	○	9
Media	⊙	3
Debil	△	1

Tabla 3.15 Ponderancia de la relación entre los QUÉ's y los CÓMO's, respecto a la percepción de calidad entre el cliente y el diseñador.



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		3				1	3		1		9
9		9							9	1	
	3			1	9	9	9	1	9	9	9
1					3		3	1	9	3	3
9		3						3		9	
3				1							
	9			9	9	3	9	9	9		9
1	3				3	1	3	1	1		
		1		1		3				1	
				3	1		1				9
9		3									
		3	3			1	9		9		
		9	1	3					1		
			3	3		9	9		9	9	3
	3						9	9			
	3				1		3				
					1	1	3	9			
	3	3	3		9	3	9				
3						9	9	3	1		
	1			1	3						
1	1			1	3	3	9	3			
				3	3	9	3	3	3		
3				1	3	9	1	1	1		
	9			1	3	9	9				

Tabla 3.16 Relación de los QUÉ's y CÓMO's.

Punto 6. Análisis de los CÓMO's.

La evaluación de la ponderancia de la relación que existe entre los QUÉ's y los CÓMO's permite observar el comportamiento real para la propuesta de diseño de la mesa vibratoria de acuerdo a las características técnicas relevantes.

Evaluación de Importancia	Absoluta	39	35	34	10	28	51	70	101	43	62	32	42
	Relativa %	7.3%	6.6%	6.4%	1.9%	5.2%	9.7%	13.3%	19.1%	8.0%	11.6%	3.2%	7.9%
Evaluación de ingeniería.		7	8	9	12	10	4	2	1	5	3	11	6

Tabla 3.17 Análisis de los CÓMO's.



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

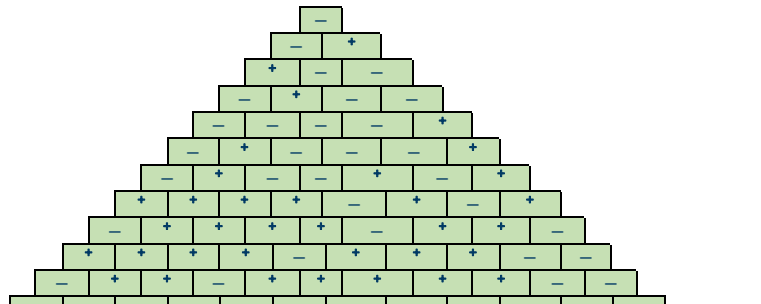
Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



La absoluta muestra la suma de cada columna de la relación entre los QUÉ's y los CÓMO's, la suma de todas las absolutas se divide entre cada columna y se multiplica por 100% para obtener la preponderancia de cada una de las columnas llamada relativa, una vez que se tienen todos los valores se determina la evaluación de ingeniería la cual determina por número ascendente según el porcentaje cual es la característica técnica más relevante para el diseño.



Instituto Politécnico Nacional.
 Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
 Unidad - Zacatenco.
 Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



Clientes.	#	Requerimientos.	Criterios de Evaluación												M. en C. Alfonso Campos.	Otras mesas vibratorias en el mercado.
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
Controles y Servicios, S.A. de C.V.	1	Deberá ser segura para el operario.			3				1	3		1	9	5	5	
	2	La prueba debe ser más económica que en un laboratorio de pruebas.	9		9							9	1	5	1	
	3	La mesa vibratoria formará parte del Control de Calidad.		3			1	9	9	9	1	9	9	9	4	1
	3	Las dimensiones deben ser aptas para alojar otro tipo de resistencia y medir sus parámetros de Control de Calidad.	1					3		3	1	9	3	3	3	1
	4	Las refacciones deben ser de bajo costo.	9		3							3			4	1
	5	Incorporar una mesa vibratoria por cada planta de fabricación.	3				1								3	1
	6	Mesa vibratoria con rangos de frecuencia entre 5-75 Hz		9			9	9	3	9	9	9		9	5	1
	7	Su desempeño estará de acuerdo a la Norma IEC 61373	1	3				3	1	3	1	1			3	3
	8	El ensamble de la resistencia de potencia debe contener tres posiciones, horizontal, vertical y transversal.			1		1		3				1		1	5
	10	Los tornillos de sujeción de la resistencia de potencia deben soportar diferentes frecuencias de la mesa vibratoria.					3	1		1				9	4	3
IPN	11	Los componentes deberán ser económicos.	9		3									5	1	
	12	La mesa se utilizará con fines educativos en los laboratorios.			3	3			1	9		9		5	5	
	13	Deberá ser de manejo accesible para Profesores y Alumnos.			9	1	3				1			5	5	
	14	Su campo de ejecución puede ser en clases de Vibración, Mecánica de Materiales y Simulación de sistemas Dinámicos de Control.				3	3		9	9		9	9	3	5	5
Manufactura	15	Los planos deben contener todas las especificaciones para su fácil producción.		3					9	9				5	1	
	16	Fácil ensamble de las piezas.		3				1	3					4	2	
	17	Fácil maquinado de los componentes.						1	1	3	9			3	1	
Mantenimiento Técnico	18	La ubicación de la mesa vibratoria dependerá de la fragilidad de los componentes y el medio ambiente que lo rodea para que no influyan en su desempeño.		3	3	3		9	3	9				4	4	
	19	Los componentes mecánicos no deben sufrir un desgaste excesivo debido al funcionamiento.	3					9	9	3	1			3	4	
	20	Fácil mantenimiento.		1			1	3						4	1	
	21	El mantenimiento debe ser predictivo.	1	1			1	3	3	9	3			4	2	
	22	Refacciones fáciles de conseguir.					3	3	9	3	3	3		4	1	
	23	Insumos o refacciones nacionales.	3				1	3	9	1	1	1		4	3	
	24	Los componentes mecánicos deben tener la rigidez necesaria para no permitir la fluencia, deformación y fractura de los mismos durante su funcionamiento.		9			1	3	9	9				5	5	
Evaluación de Importancia	Absoluta		39	35	34	10	28	51	70	101	43	62	32	42		
	Relativa %		7.3%	6.6%	6.4%	1.9%	5.2%	9.7%	13.3%	19.1%	8.0%	11.6%	3.2%	7.9%		
Evaluación de ingeniería.			7	8	9	12	10	4	2	1	5	3	11	6		

Casa de la Calidad.



CAPÍTULO IV.

Análisis Numérico.

Una vez terminado el diseño y selección del material de las piezas que conforman la mesa vibratoria, se realiza el análisis numérico utilizando el método de elemento finito con el software Ansys WORKBENCH 18 ® para determinar los máximos esfuerzos, deformación, así como un análisis modal llegando a la simulación dinámica, todo esto con el fin de observar el comportamiento mecánico y dinámico del sistema de acuerdo a las consideraciones críticas y garantizar su utilidad durante su funcionamiento.

Véase Anexos para planos de las piezas del diseño de la mesa vibratoria.



Fig. 4.1 Ensamble completo de la mesa vibratoria utilizando Inventor Pro ®.



La figura 4.1 muestra el ensamble completo de la mesa vibratoria de un grado de libertad conectada con el excitador de 7.5 Hp al cual es sujetado el yugo escocés desde la flecha de salida del motor al disco; la cruceta del yugo escocés se encuentra atornillada a la parte frontal de la base móvil para generar el movimiento lineal y preciso, dicho movimiento es controlado y se transmite por frecuencias específicas por medio del sistema de control PID.

De acuerdo a los elementos requeridos para el diseño de la mesa vibratoria, se realizó la selección de material la cual se define como apta o correcta por sus características mecánicas para su futura realización, pero es importante tener la certeza que la resistencia de materiales sea la adecuada durante su funcionamiento, una forma de comprobarlo es bajo el criterio de Von Mises, incluida en algunos softwares para la comparación de los cálculos matemáticos y un programa sofisticado de desarrollo de producto para el diseño, en este caso Inventor Pro ®, dicho criterio indica que un material dúctil falla cuando la energía de distorsión (energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen debido a esfuerzos hidrostáticos) es igual o mayor a la energía de deformación por corte (crecimiento de energía interna de un material deformable o dúctil debido al efecto de las fuerzas externas que producen dicha deformación); en otras palabras, el material falla por fluencia cuando se somete a una tensión que rebasa su límite elástico.

Desarrollo de los análisis.

Una vez realizado el análisis matemático de las piezas que conforman el sistema de la mesa vibratoria, el siguiente paso es analizar las piezas de manera estática en ANSYS WORKBENCH 18 ® bajo las condiciones a las que serán sometidas de acuerdo a lo estipulado en el diseño del Capítulo III del presente trabajo.

Orden de presentación del análisis de las piezas.

- Análisis de esfuerzo y deformación aplicando el criterio de Von Mises a la pieza DISCO del yugo escoses.
- Análisis de esfuerzo y deformación aplicando el criterio de Von Mises a la pieza CRUCETA del yugo escoses.
- Análisis modal de la ESTRUCTURA.



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



- Análisis de esfuerzo y deformación aplicando el criterio de Von Mises a la pieza BASE MOVIBLE de la mesa vibratoria.
- Análisis de esfuerzo y deformación aplicando el criterio de Von Mises a la pieza FLECHA del motor.
- Análisis modal de la RESISTENCIA.
- Análisis modal de los TORNILLOS.

Se realiza la discretización de nuestras piezas usando un mallado controlado con el método de Multizonas con elementos HEXA de 8 nodos proporcionado por WORKBENCH 18 ®, el cual permite idealizar superficies irregulares, con el fin de mantener una calidad ortonormal promedio de 0.9 en cada una de las piezas a analizar.

4.1 Yugo escocés.

El yugo escocés lo conforman el disco y la cruceta.

4.1.1 Disco Yugo escocés.

El Yugo escocés es el encargado de hacer la conversión de movimiento rotacional a movimiento traslacional para la base móvil de la mesa vibratoria. Material: Acero 1036.

Aplicando las condiciones de frontera al disco:

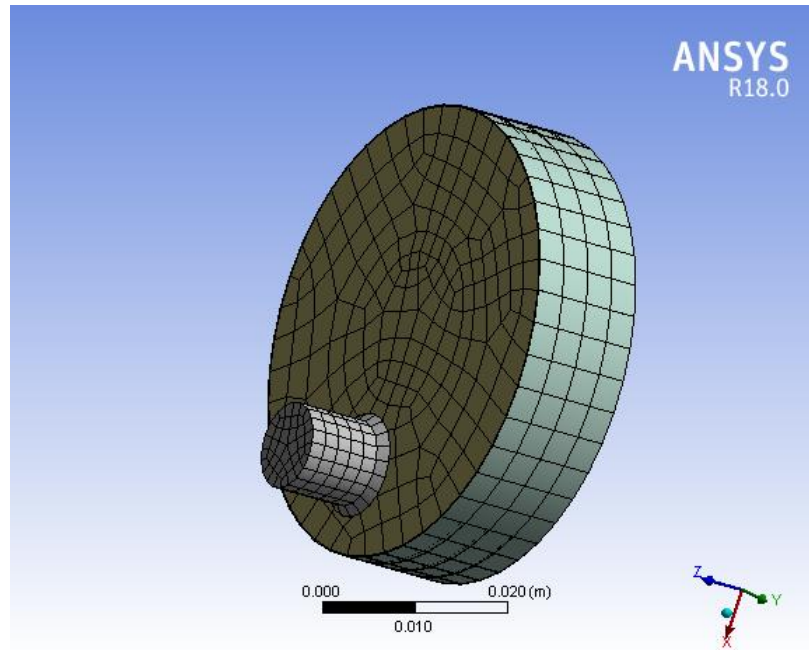


Fig. 4.2 Mallado del disco para yugo escocés Ansys Workvench ®.

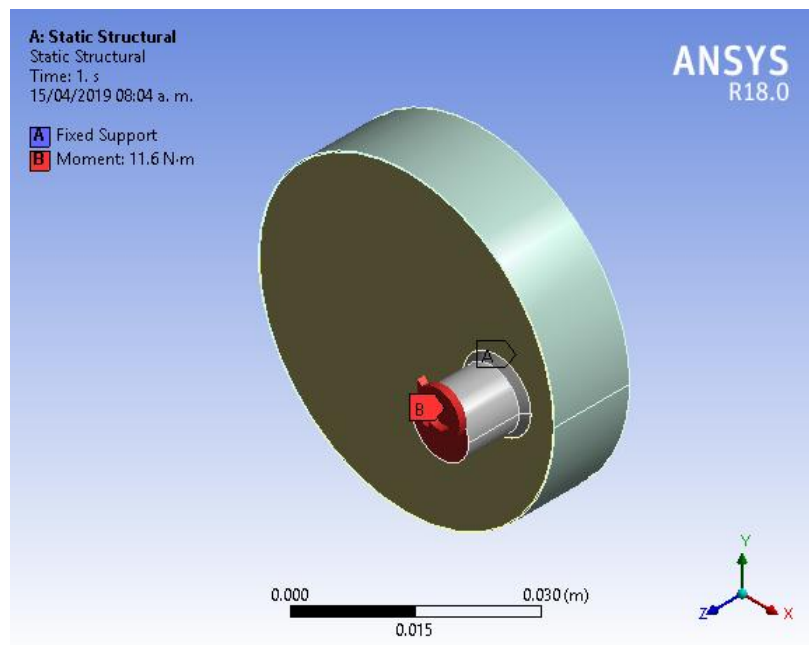


Fig. 4.3 Momento de Torsión aplicado a disco Ansys Workvench ®.

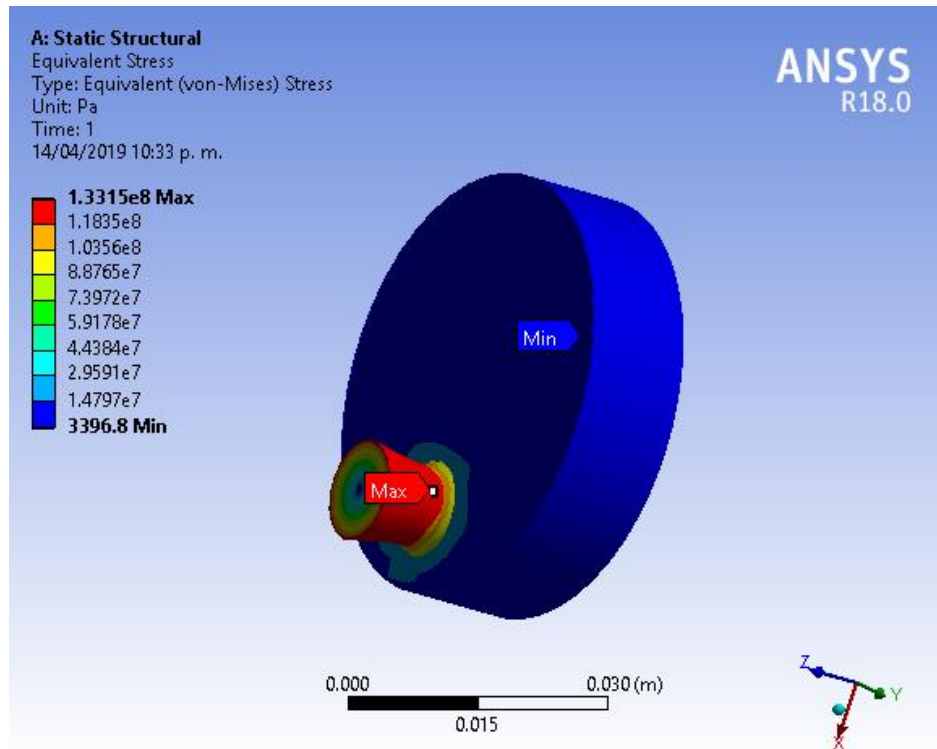


Fig. 4.4 Análisis numérico del disco para yugo en ANSYS WORKBENCH 18 ®.

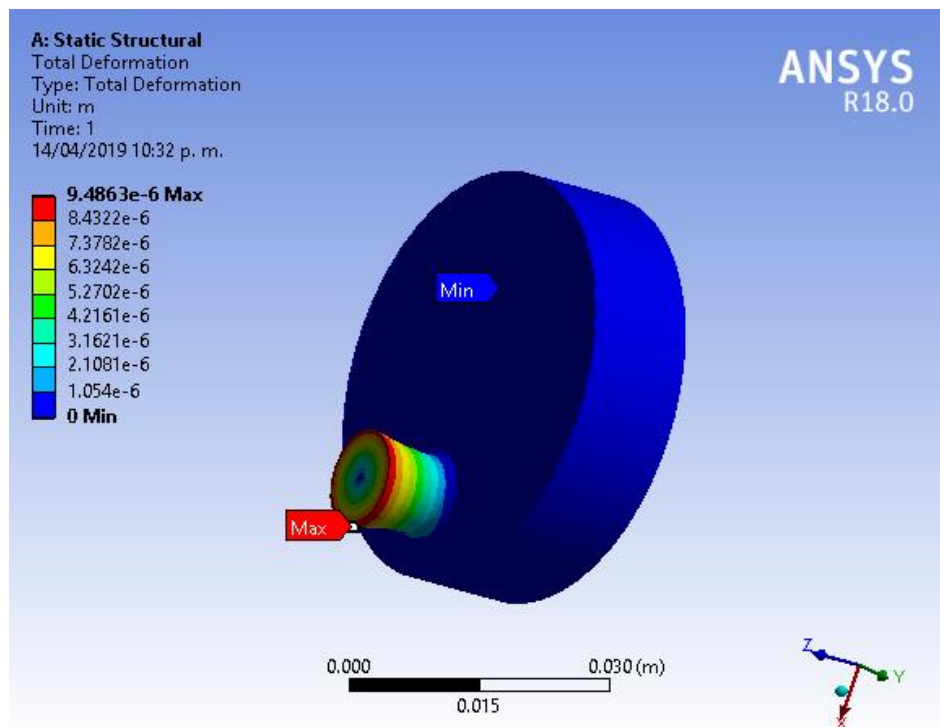


Fig. 4.5 Análisis numérico de deformación del disco en ANSYS WORKBENCH 18 ®.



Una vez que se aplica el criterio Von Mises al disco, se observa el esfuerzo máximo que se presenta en la zona donde el disco va a transmitir el movimiento cuando esté en contacto con la cruceta, así como el desplazamiento máximo en la misma zona.

Tomando en cuenta las propiedades del material, la resistencia del material del disco es de $\sigma_y = 250MPa$ y el esfuerzo máximo analizado es de 133.15MPa, con lo cual el factor de seguridad es de $F. S= 1.8$, esto quiere decir que el material estáticamente va a resistir la carga a la que será sometido.

4.1.2 Cruceta Yugo escocés.

Encargada de transmitir el movimiento vibratorio sobre el eje de las x de la mesa vibratoria en dos direcciones y se atornilla a la parte frontal de la base movable.

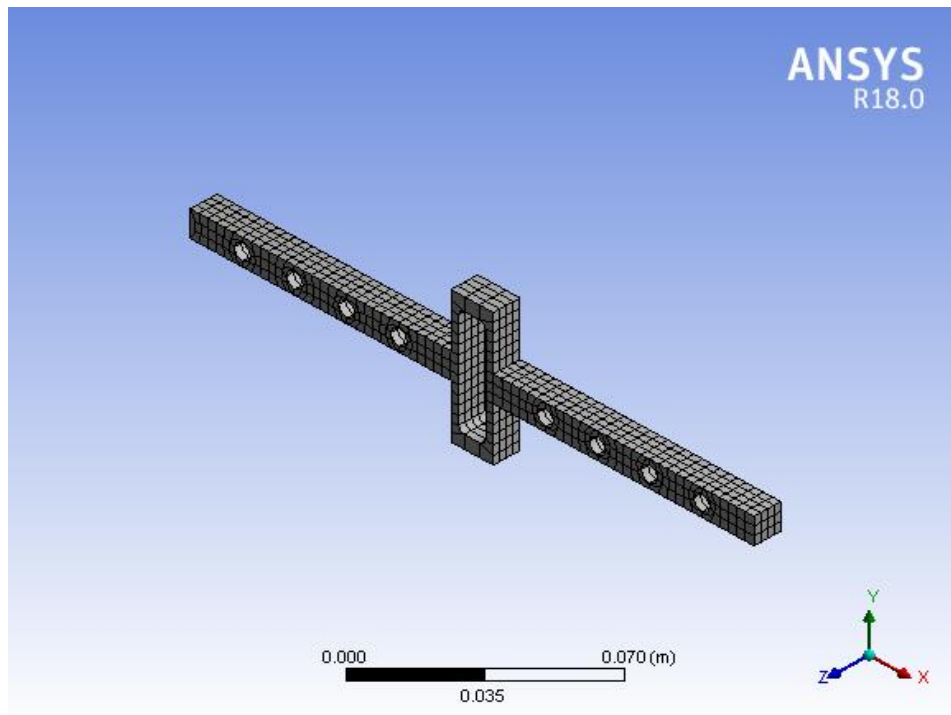


Fig. 4.6 Mallado de cruceta para yugo escocés Ansys Workvench ®.

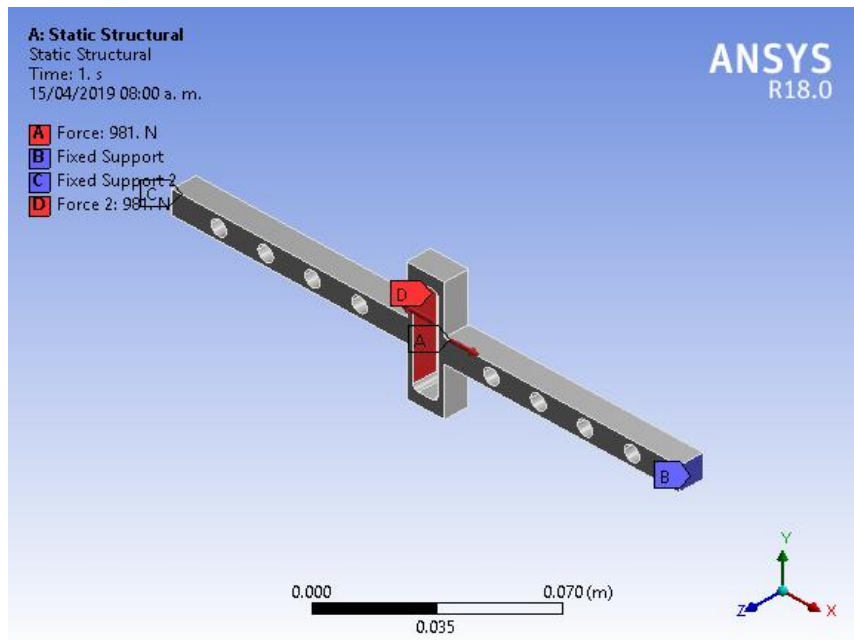


Fig. 4.7 Aplicación de carga en cruceta Ansys Workvench ®.

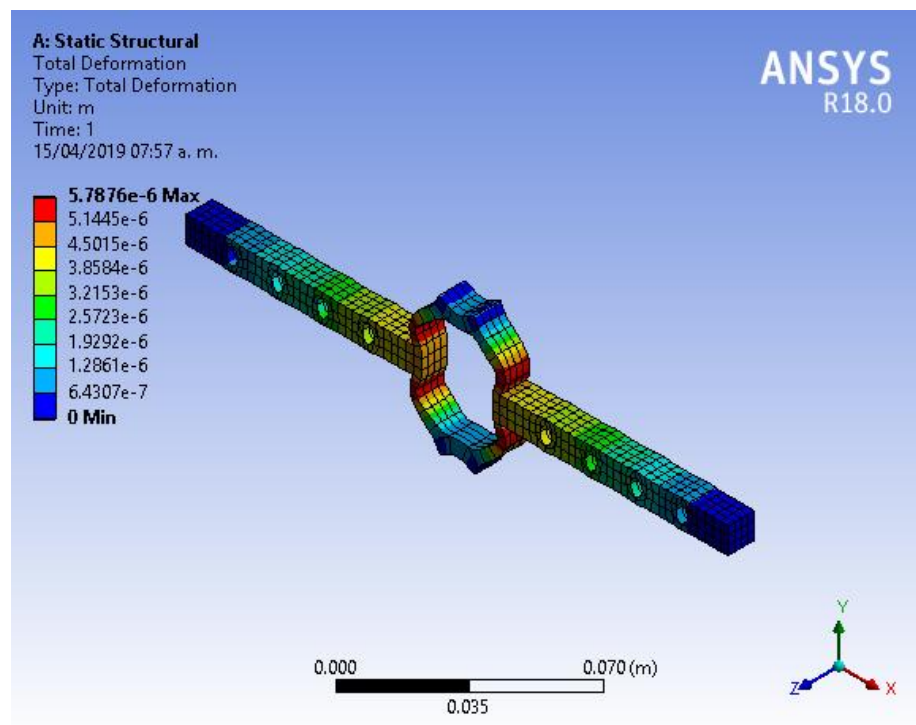


Fig. 4.8 Análisis numérico de esfuerzos de la cruceta en ANSYS WORKBENCH 18 ®.

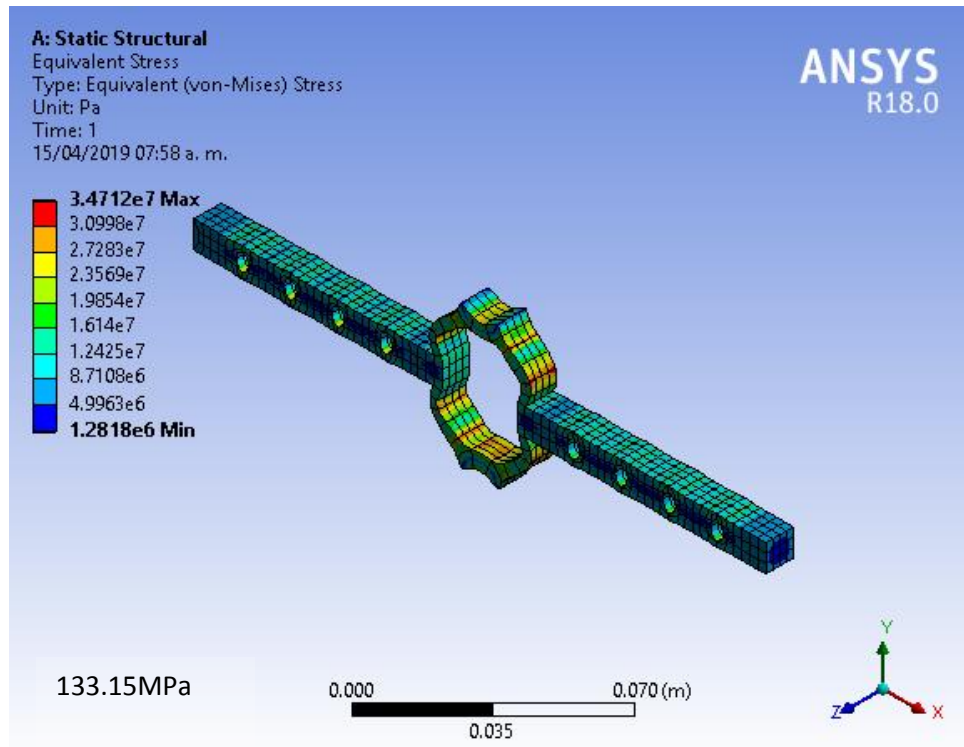


Fig. 4.9 Análisis numérico de deformación de la cruceta en ANSYS WORKBENCH 18 ®.

Aplicando el criterio Von Mises a la cruceta, se observa el esfuerzo máximo que se presenta en la zona donde el disco transmite el movimiento, de la misma forma el desplazamiento se encuentra en la zona de contacto.

Tomando en cuenta las propiedades del material, la resistencia del material de la cruceta es de $\sigma_y = 250\text{MPa}$ y el esfuerzo máximo analizado es de 34.712 MPa, con lo cual el factor de seguridad es de $F_s = 6.62$, esto quiere decir que el material estáticamente va a resistir la carga a la que será sometido.

4.2 Estructura de la mesa.

La estructura de la mesa sostiene todos los elementos de la mesa vibratoria y es responsable de tener rigidez suficiente para no deformarse, desplazarse o fallar durante su funcionamiento.



Fig. 4.10 Estructura de la mesa vibratoria Inventor Pro ®.

Como el sistema será sometido a movimiento armónico producido por un motor, la estructura debe tener la rigidez suficiente y el diseño adecuado para no absorber esta vibración y evitar algún tipo de desplazamiento no deseado que impida operar de manera correcta la mesa vibratoria. Se realiza un estudio modal para conocer cuáles son los desplazamientos máximos en su estado estable verificando que el sistema no entre en resonancia mecánica.

Se procede a realizar el análisis modal de la estructura de la mesa y se analizan los modos de vibración más altos. Se toma en cuenta el análisis de un sistema forzado no amortiguado.

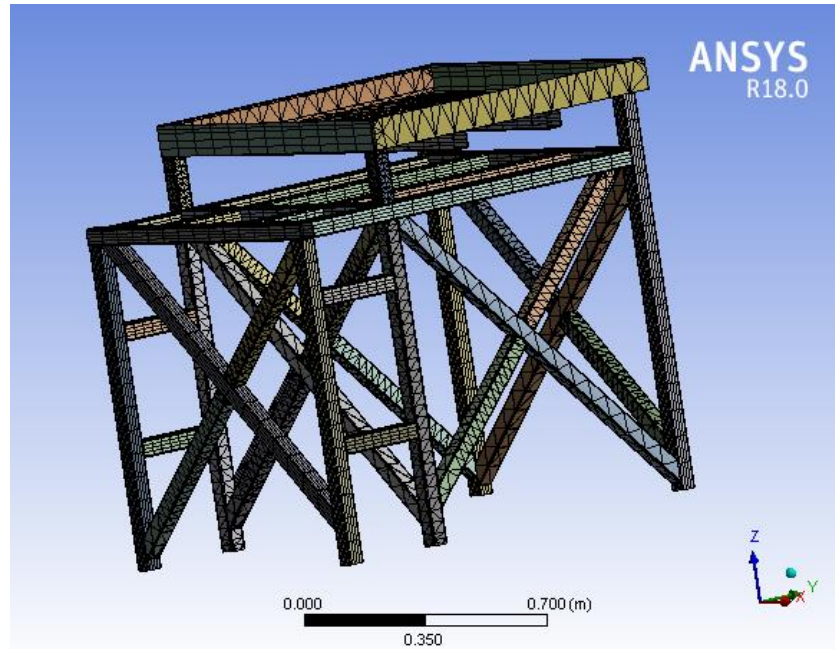


Fig. 4.11 Mallado de la estructura ANSYS WORKBENCH 18 ®.

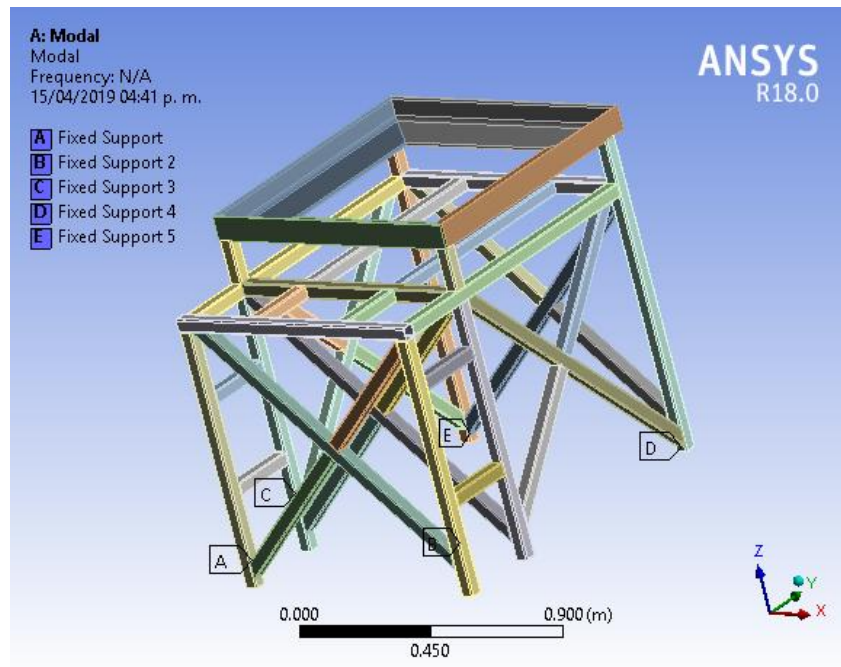


Fig. 4.12 Restricción o condiciones de frontera de la estructura móvil para el análisis modal ANSYS WORKBENCH 18 ®.

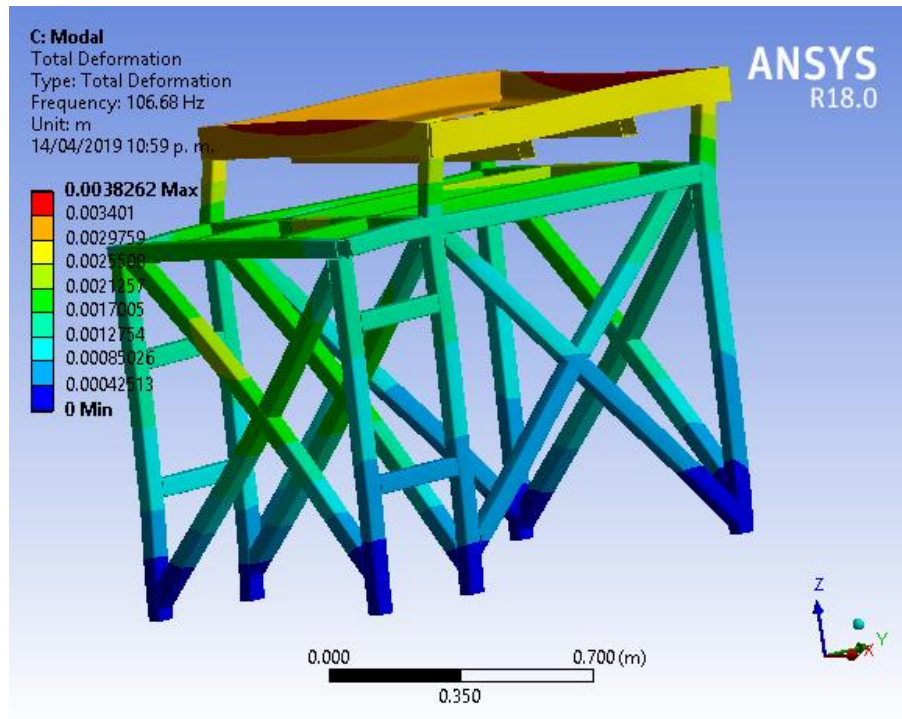


Fig. 4.13 Primer modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.

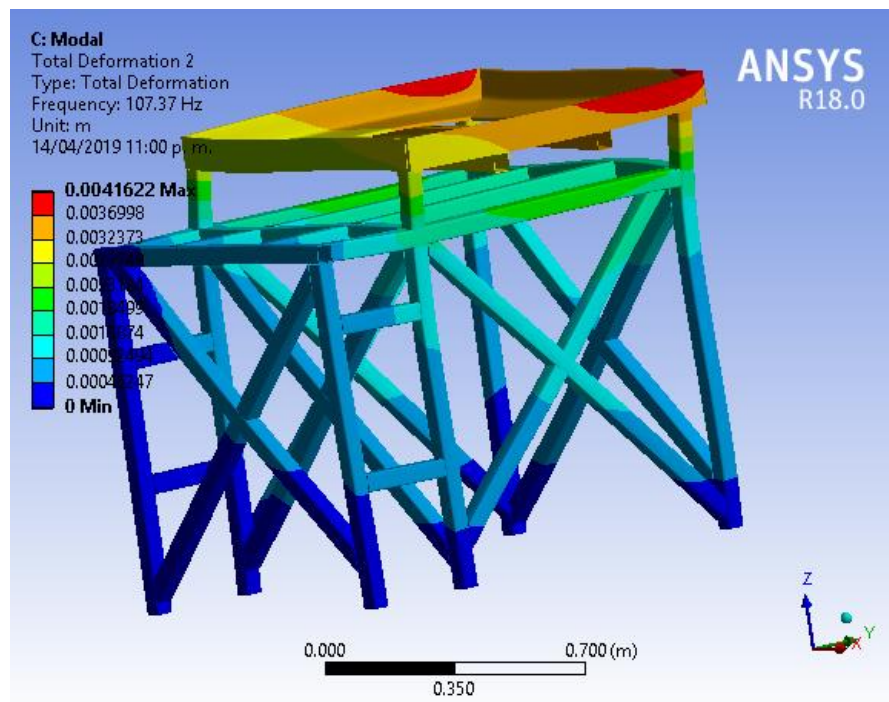


Fig. 4.14 Segundo modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.

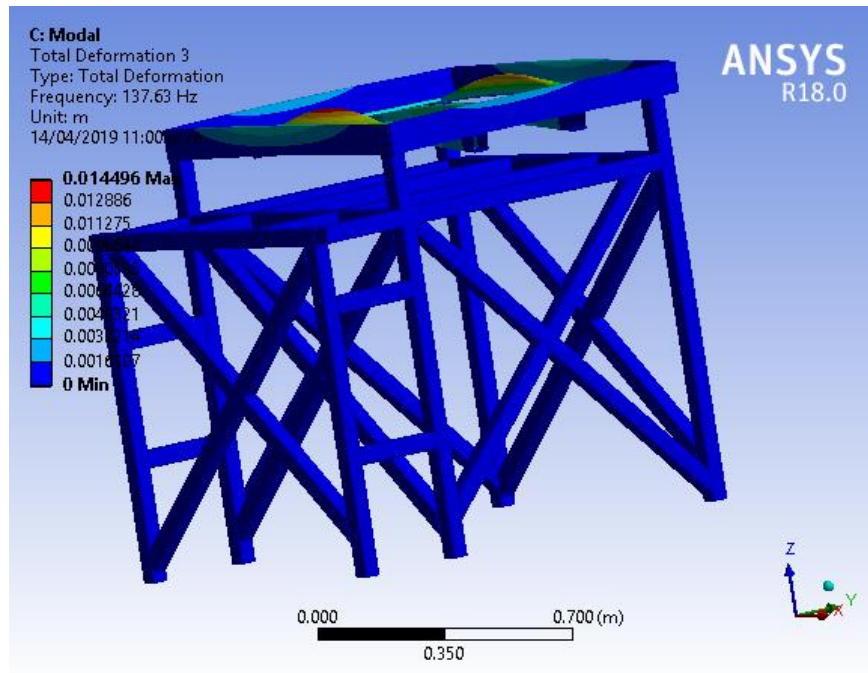


Fig. 4.15 Tercer modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.

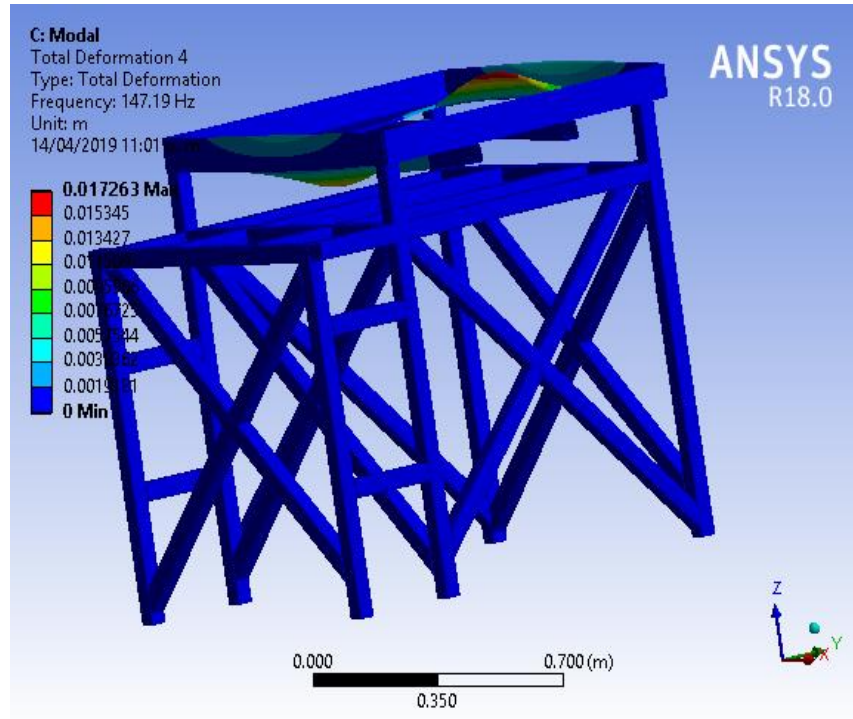


Fig. 4.16 Cuarto modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.

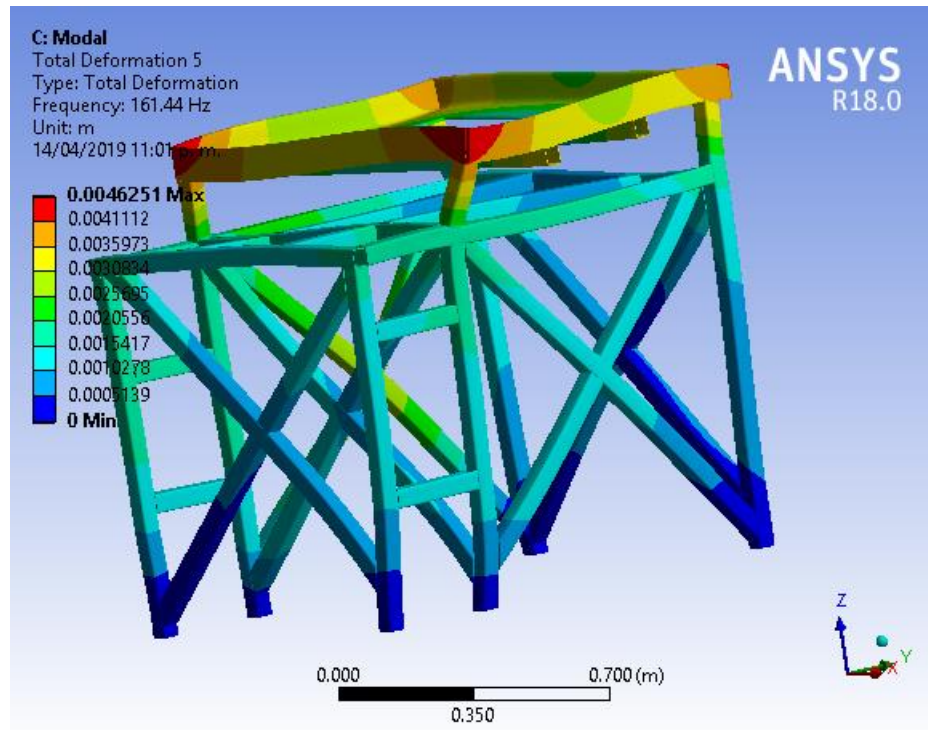


Fig. 4.17 Quinto modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.

Como se pudo observar, en el Capítulo III de diseño de la mesa, es de suma importancia que la estructura de la mesa vibratoria no absorba las frecuencias de oscilación del motor y con esto provoque desplazamientos no deseados en la estructura, ya que su función es soportar el mecanismo y mantenerse completamente rígido a cualquier respuesta del mismo y con esto garantizar un buen funcionamiento y seguridad para el operario

A continuación, se muestran los resultados del análisis modal realizado en el software ANSYS WORKBENCH para verificar en que frecuencias se encuentra la amplitud máxima en su estado estable máximo de la estructura.



# Modo de vibración.	Frecuencia. Hz.	Desplazamiento en estado estable. (m)
1	106.68	0.0038
2	107.37	0.0041
3	137.63	0.0144
4	147.19	0.0172
5	161.44	0.0046

Tabla 4.1 Modos de vibración de la estructura de la mesa.

En este caso particular, se observa que su amplitud más alta la muestra en el modo 3 y 4 con frecuencias por encima de los 100Hz, por lo tanto, la mesa vibratoria no sufrirá mayores desplazamientos que impidan su operación adecuada ya que la frecuencia máxima es de 75Hz.

4.3 Base móvil de la estructura.

La base móvil de la estructura, es la encargada de alojar al elemento en estudio y de transmitir de manera directa la vibración.

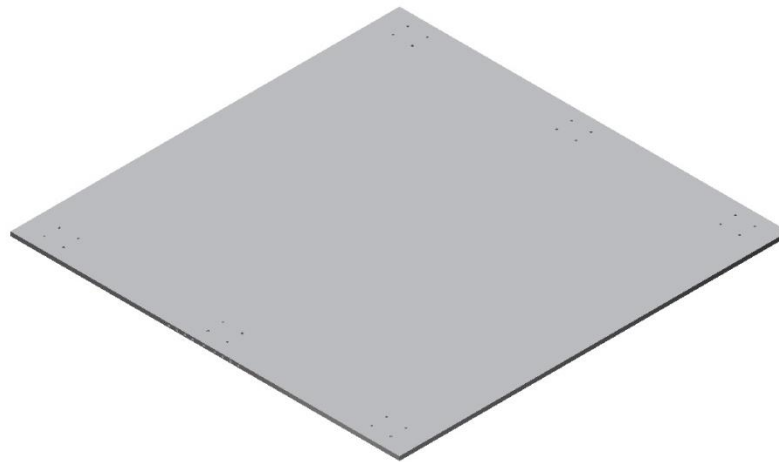


Fig. 4.18 Base móvil de la estructura. Inventor Pro ®.

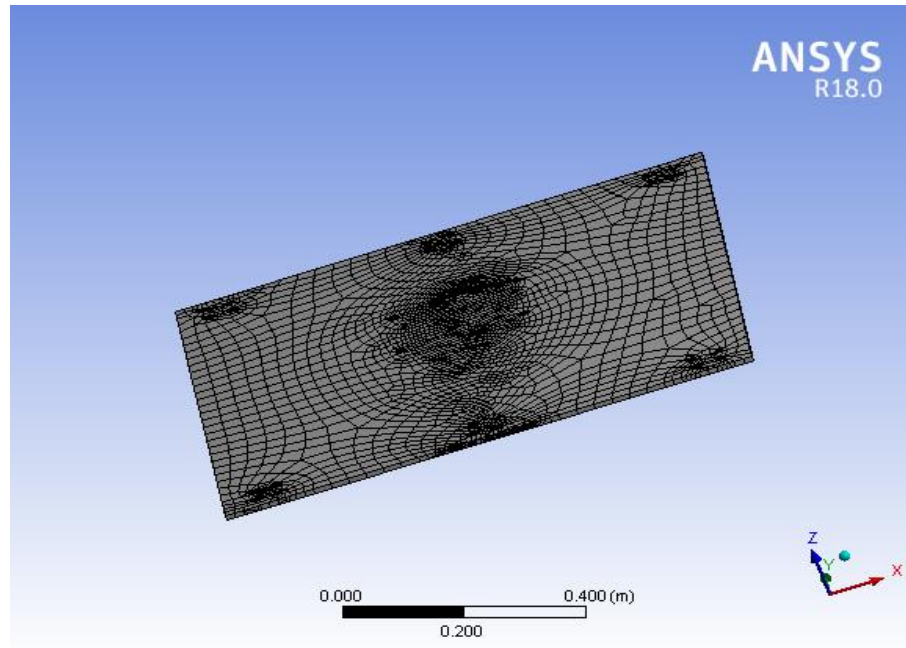


Fig. 4.19 Mallado de la base movible ANSYS WORKBENCH 18 ®.

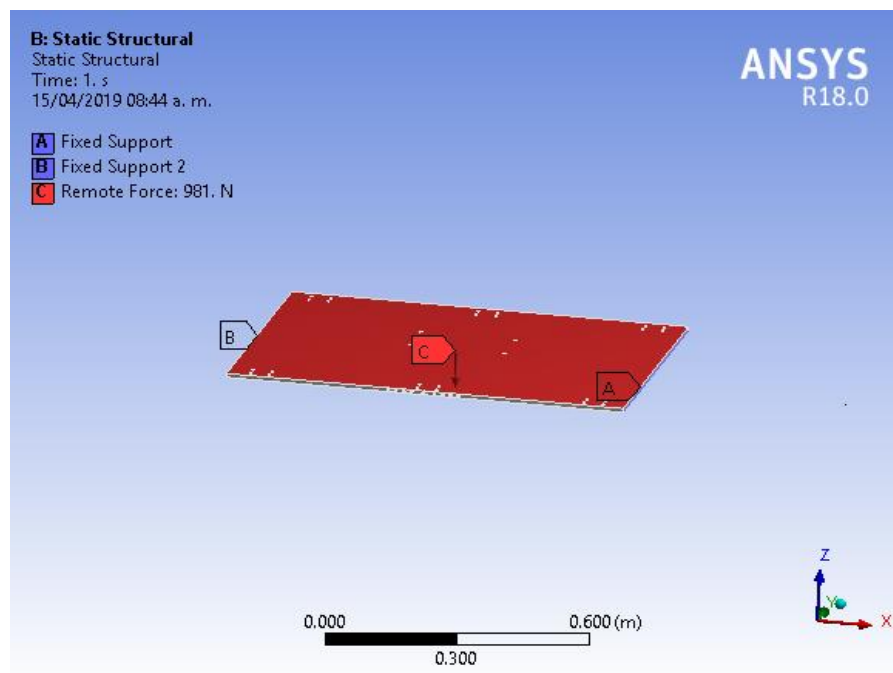


Fig. 4.20 Aplicación de carga en la base movible ANSYS WORKBENCH 18 ®.



Aplicando el criterio de Von Mises en la base móvil de la mesa como se observa el esfuerzo máximo se presenta en la zona donde la resistencia se va a colocar, tomamos el mismo peso de la placa, de la misma forma el desplazamiento se encuentra en la zona de contacto.

Tomando en cuenta las propiedades del material, la resistencia del material de la placa es de $\sigma_y = 250MPa$ y el esfuerzo máximo analizado es de 8.47 MPa, con lo cual el factor de seguridad es de $F. S = 30$, esto quiere decir que el material estáticamente va a resistir la carga a la que será sometido.

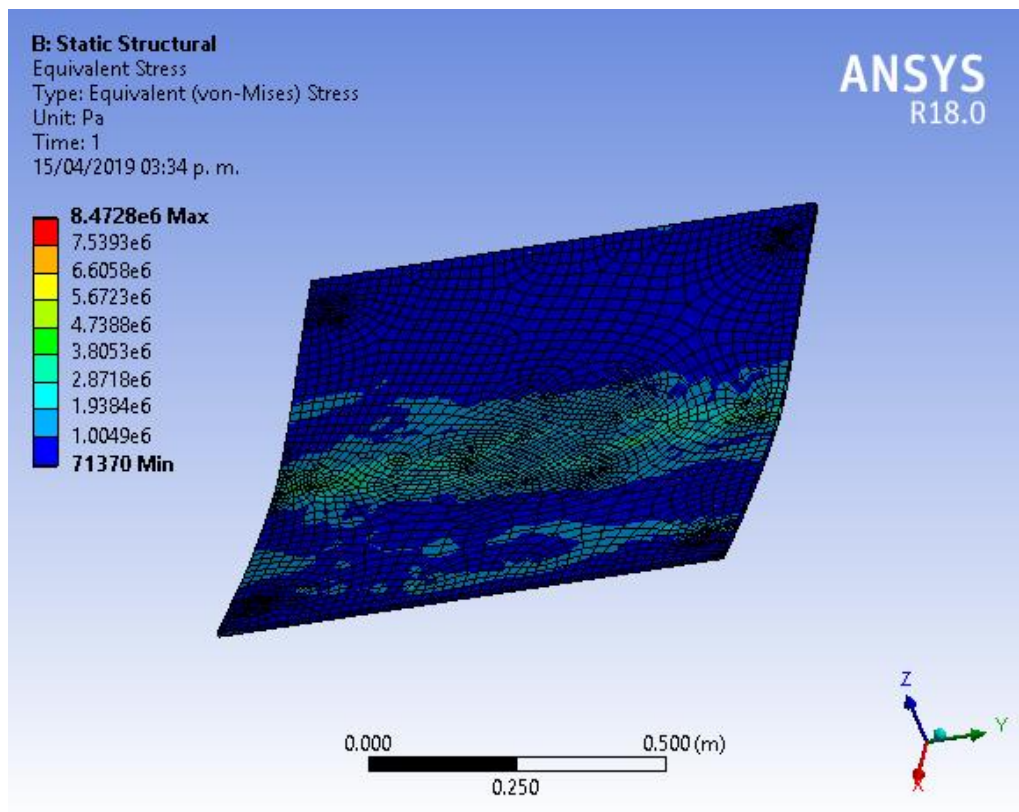


Fig. 4.21 Análisis numérico de esfuerzos de la base móvil en ANSYS WORKBENCH 18 ®.

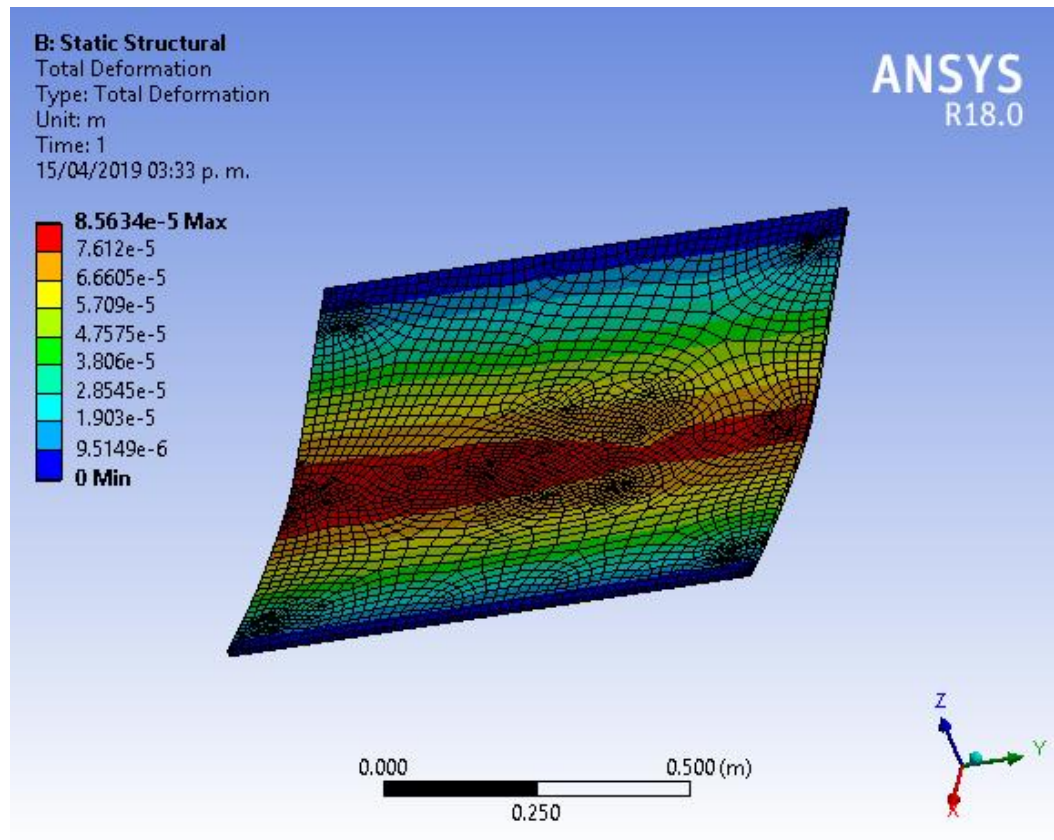


Fig. 4.22 Análisis numérico de deformación de la base móvil en ANSYS WORKBENCH 18®.

4.4 Excitador.

El motor seleccionado de la marca BALDOR RELIANCE de 7.5 Hp es el excitador del sistema que genera el movimiento mecánico a través de corriente alterna, a este elemento no se le realizará análisis numérico puesto que en el Capítulo III se establecieron los cálculos y selección del motor, así como el factor de seguridad, es pertinente mencionar que, por secreto comercial, la compañía Baldor Reliance no comparte datos internos precisos del motor.



Fig. 4.23 Motor.

4.4.1 Flecha del motor.

La flecha del motor es caso de estudio debido a los esfuerzos radiales que actúan en forma perpendicular.

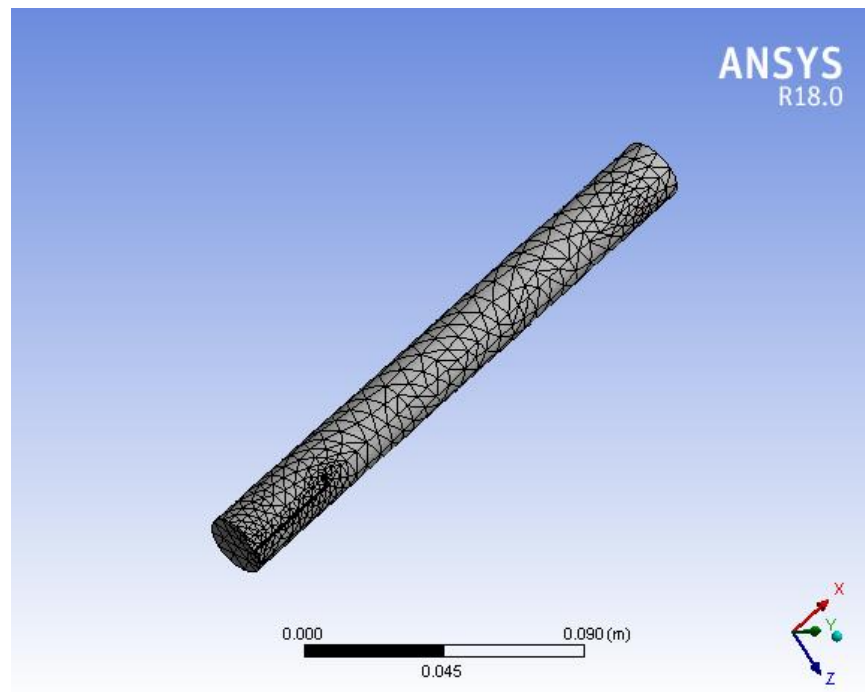


Fig. 4.24 Mallado de la flecha del motor en ANSYS WORKBENCH 18®.

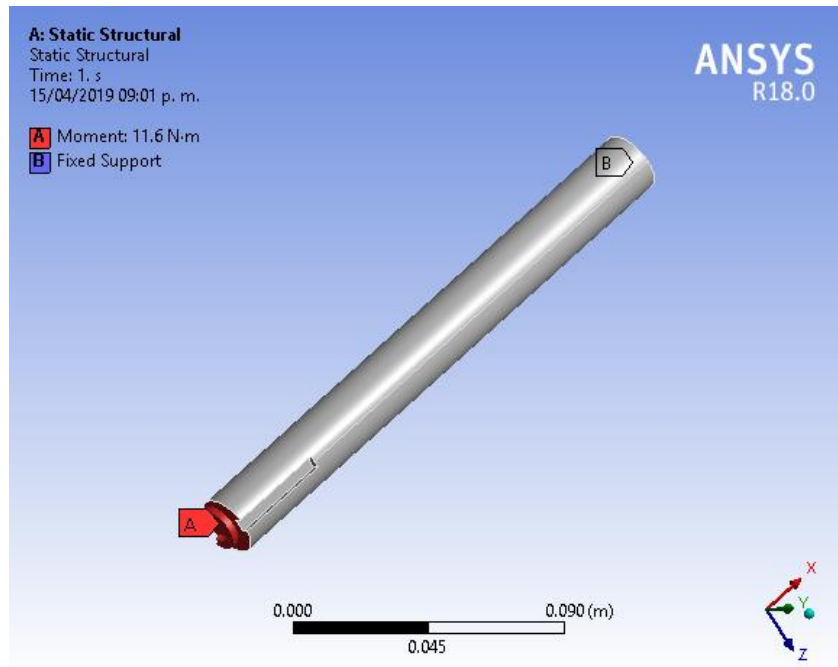


Fig. 4.25 Condiciones de frontera de la flecha de motor en ANSYS WORKBENCH 18®.

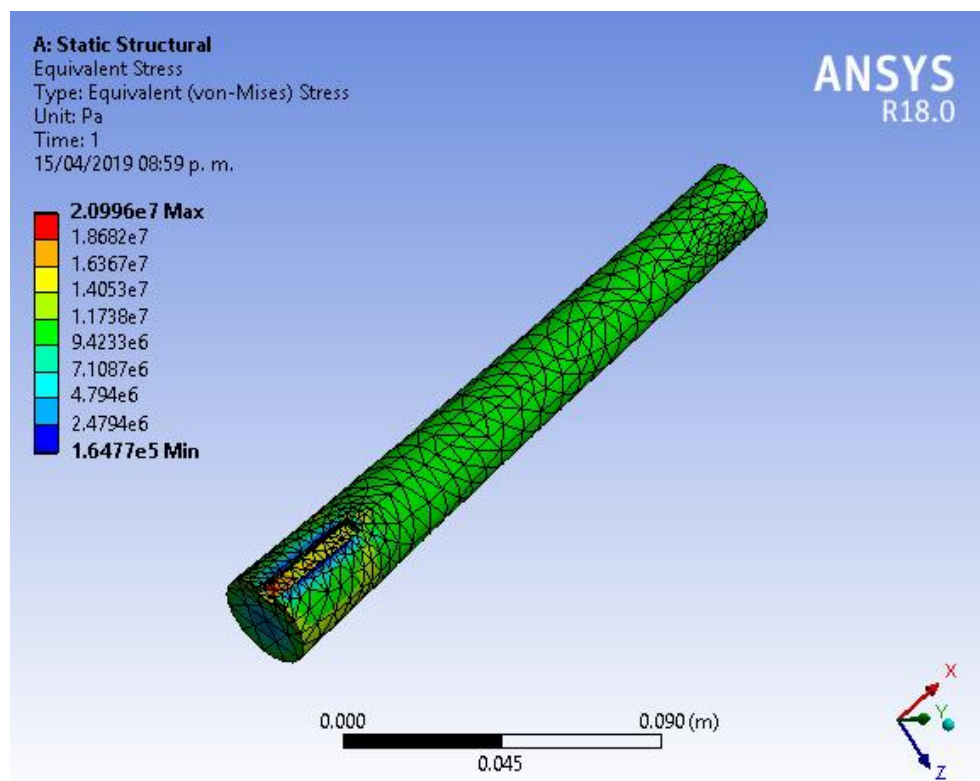


Fig. 4.26 Análisis de esfuerzos aplicado a la flecha en ANSYS WORKBENCH 18®.

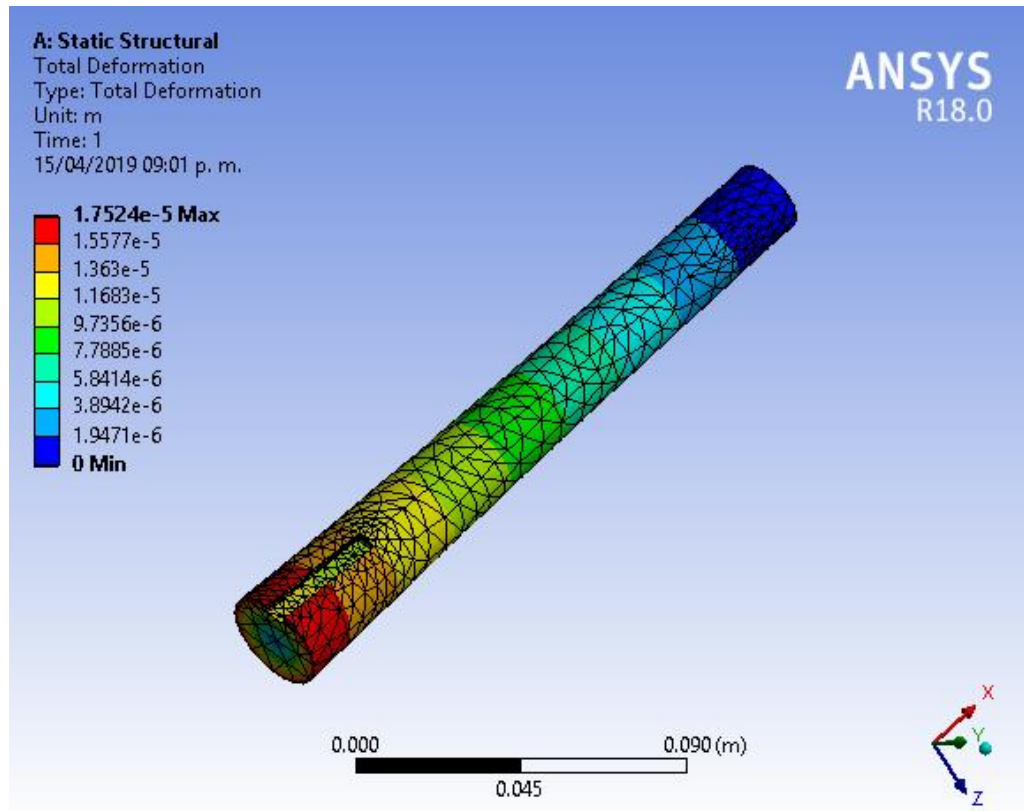


Fig. 4.27 Análisis de deformación aplicado a la flecha en ANSYS WORKBENCH 18®.

De acuerdo al criterio Von Mises, como se observa el esfuerzo máximo se presenta en la zona donde la flecha va a transmitir el movimiento cuando esté en contacto con el disco, así como el desplazamiento máximo en la misma zona.

Tomando en cuenta las propiedades del material, la resistencia del material de la flecha es de $\sigma_y = 250\text{MPa}$ y el esfuerzo máximo analizado es de 20.99 MPa, con lo cual el factor de seguridad es de $F. S = 1.8$, esto quiere decir que el material estáticamente va a resistir la carga a la que será sometido. Acero 3140 estirado en frío para diámetros menores a 3”.



4.5 Resistencia o elemento de estudio.

Elemento de estudio al cual se aplicarán ensayos de vibración para observar el comportamiento de los tornillos de sujeción y así calificar como efectivo funcionamiento y buen control de calidad durante el correspondiente frenado de un ferrocarril y/o frenado para brazos mecánicos según sea la aplicación es la resistencia de potencia de 4 Kw modelo V de la compañía fabricante Controles y Servicios S.A. de C.V.

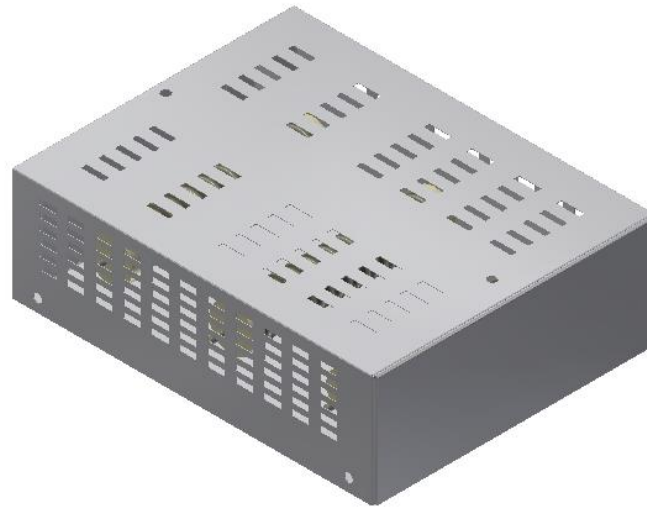


Fig. 4.28 Ensamble de resistencia de potencia. Inventor Pro ®.

Como complemento se realizó un análisis modal de la resistencia y los tornillos de sujeción que son usados por ésta, con el fin de tener un panorama general de cuál sería el su comportamiento cuando es sometido a frecuencias de 5 a 75Hz.

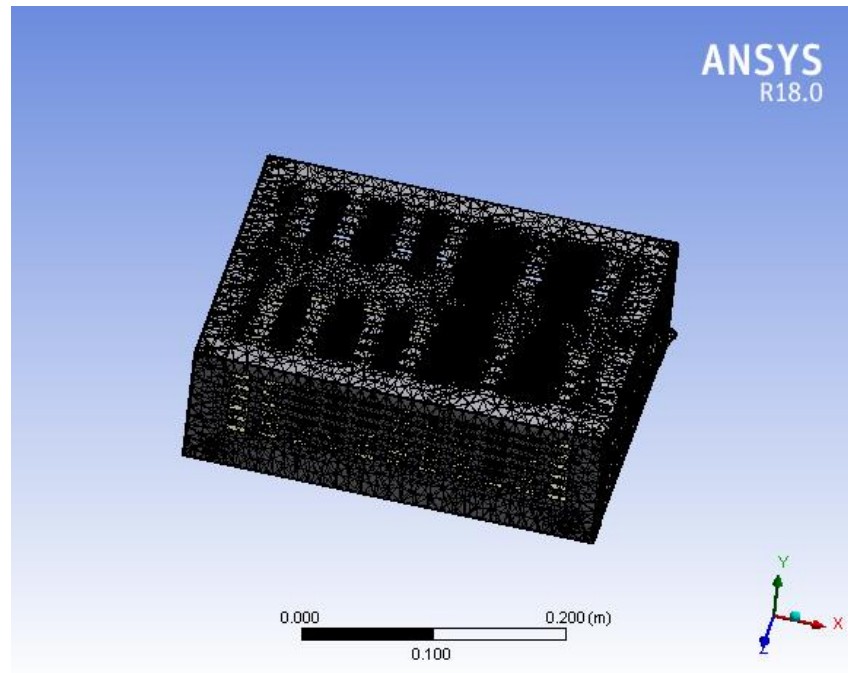


Fig. 4.29 Mallado de la resistencia (elemento en estudio) en ANSYS WORKBENCH 18®.

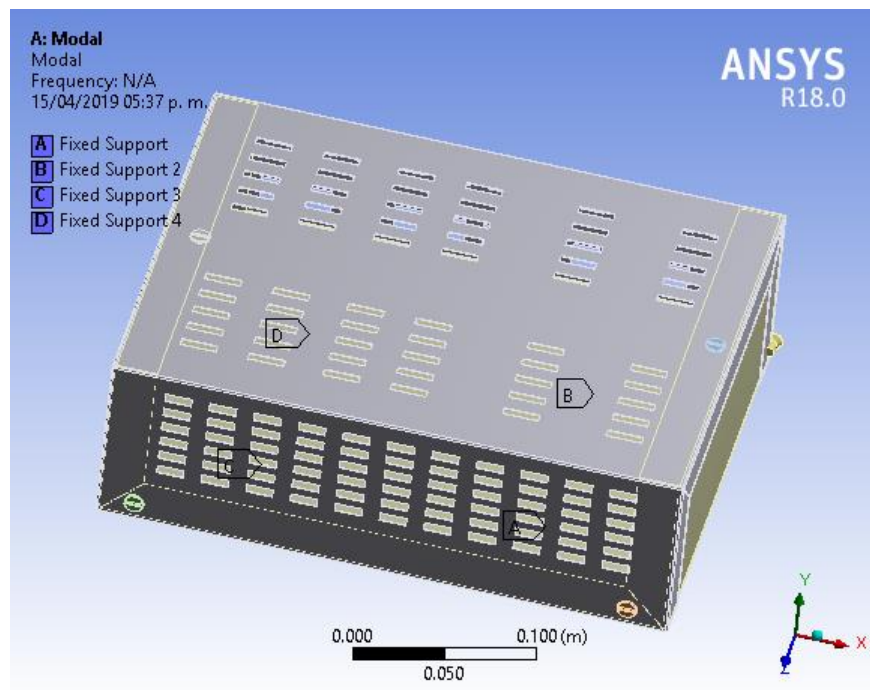


Fig. 4.30 Condiciones de frontera de la resistencia en ANSYS WORKBENCH 18®.

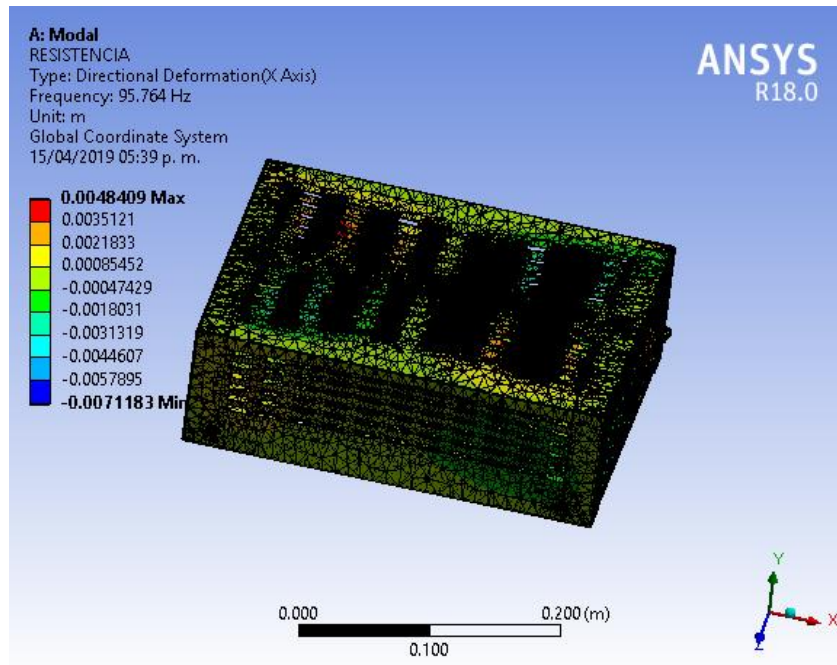


Fig. 4.31 Primer análisis modal de la resistencia en ANSYS WORKBENCH 18®.

Cómo se observa el primer modo de vibración de la resistencia se encuentra en los 95Hz con una amplitud máxima en su estado estable de 4.8 mm.

4.5.1 Tornillos de sujeción.

Se utilizan tornillos de ensamble de cabeza plana, embutida, ranurada de 7/16" x 1/2", los cuales unen la tapa de la resistencia de potencia con la base que contiene los demás componentes.

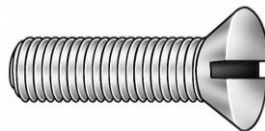


Fig. 4.32 Tornillo cabeza plana.



En este caso se realizó un análisis de los tornillos de sujeción que tomando en cuenta el propósito general del diseño de la mesa vibratoria que es tener un banco de pruebas para someter a vibración la resistencia de potencia donde los tornillos de sujeción toman un papel importante para el buen funcionamiento de la misma, con lo cual es prudente hacer un análisis para observar su comportamiento. En este caso se tomaron los análisis más significativos que representan mayor desplazamiento.

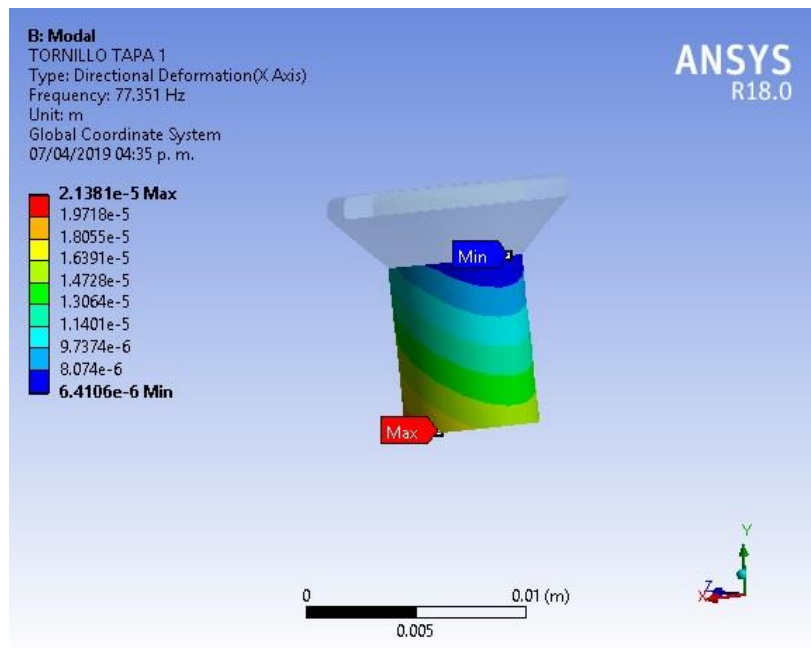


Fig. 4.33 Segundo modo de vibración, tornillo de la tapa en ANSYS WORKBENCH 18®.

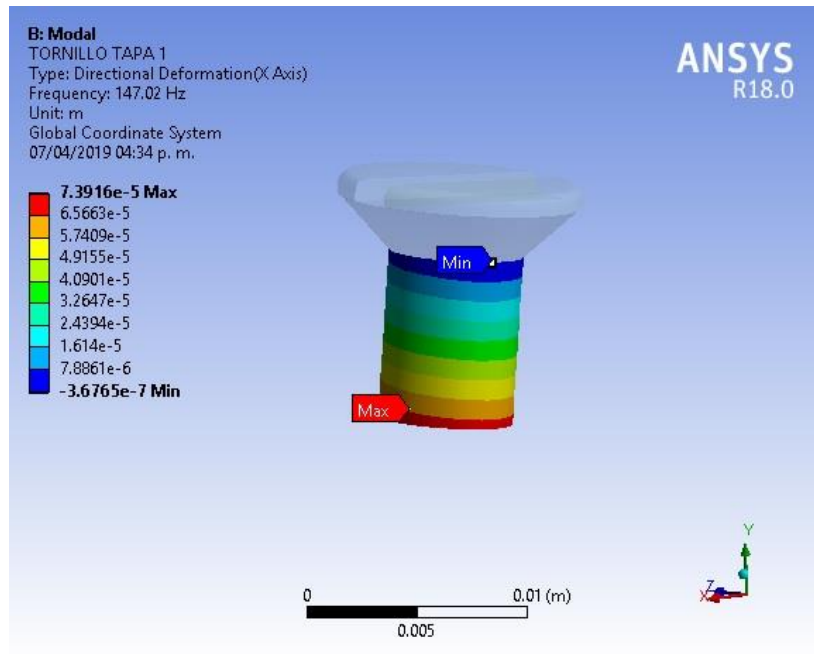


Fig. 4.34 Tercer modo de vibración, tornillo de la tapa en ANSYS WORKBENCH 18®.

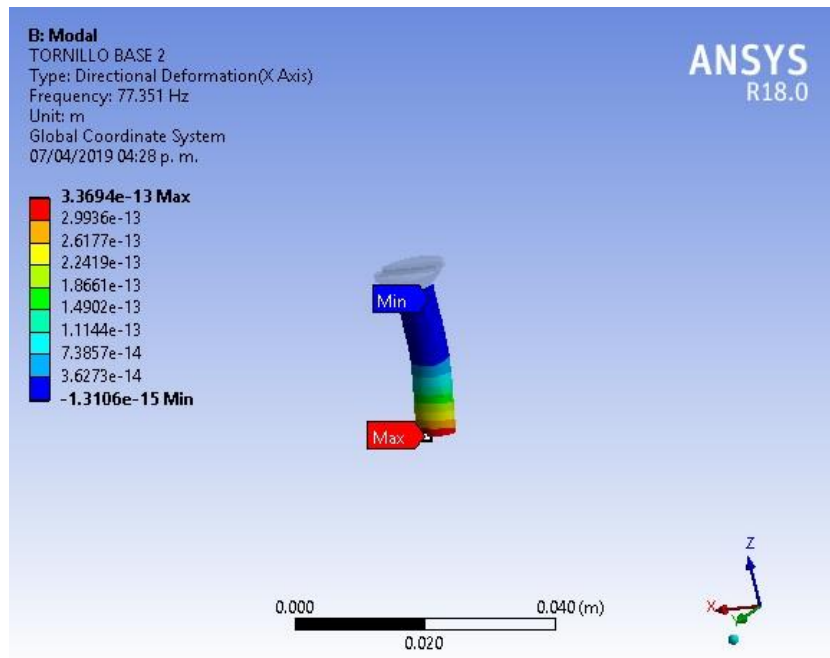


Fig. 4.35 Segundo modo de vibración, tornillo de sujeción de la resistencia eléctrica en ANSYS WORKBENCH 18®.

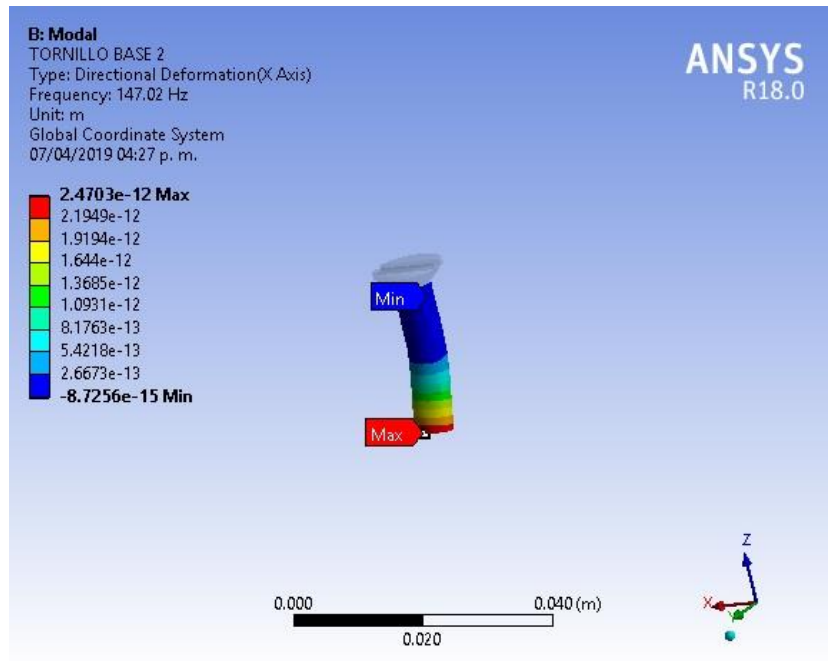


Fig. 4.36 Tercer modo de vibración, tornillo de sujeción de la resistencia eléctrica en ANSYS WORKBENCH 18®.



TORNILLO	FRECUENCIAS (Hz)	MODO 1 (m)	MODO 2 (m)	MODO 3 (m)
1	0.018	$4.27x10^{-17}$		
	77.35		$2.138x10^{-5}$	
	147.02			$7.391x10^{-5}$
2	0.018	$4.819x10^{-17}$		
	77.35		$5.619x10^{-5}$	
	147.02			$6.087x10^{-5}$
3	0.018	$4.510X10^{-17}$		
	77.35		$5.765x10^{-5}$	
	147.02			$6.987x10^{-5}$
4	0.018	$4.345x10^{-17}$		
	77.35		$3.138x10^{-5}$	
	147.02			$6.491x10^{-5}$
5	0.018	$4.819x10^{-17}$		
	77.35		$5.619x10^{-5}$	
	147.02			$6.099x10^{-5}$
6	0.018	$4.010X10^{-17}$		
	77.35		$4.665x10^{-5}$	
	147.02			$7.087x10^{-5}$
7 BASE	0.018	$1.447X10^{-17}$		
	77.35		$5.070X10^{-15}$	
	147.02			$4.408X10^{-14}$
8 BASE	0.018	$6.644X10^{-17}$		
	77.35		$3.369X10^{-13}$	
	147.02			$2.470X10^{-12}$
9 BASE	0.018	$4.120X10^{-17}$		
	77.35		$2.046X10^{-17}$	
	147.02			$5.806X10^{-17}$
10 BASE	0.018	$2.664X10^{-18}$		
	77.35		$1.807X10^{-13}$	
	147.02			$1.522X10^{-12}$

Tabla 4.2 Análisis modal representativos de los tornillos de la resistencia de potencia.



Cómo podemos observar los tornillos presentan sus desplazamientos máximos en su estado estable en las frecuencias 77Hz y 147Hz.

Pieza.	# de nodos.	# de elementos.	Deformación. (m)	Esfuerzo. (MPa)
DISCO	1831	1087	9.48×10^{-6}	133.15
CRUCETA	6081	980	5.78×10^{-6}	34.712
BASE MOVIBLE	64703	21439	85.63×10^{-6}	8.47
FLECHA	3335	1618	17.52×10^{-6}	20.99

Tabla 4.3 Análisis numérico de las piezas.

4.5.2 Costos.

De acuerdo a la selección de elementos que constituyen la mesa vibratoria y de materiales pertinentes que cumplan con la rigidez necesaria para su buen funcionamiento que se ha descrito en los Capítulos anteriores, se procede a hacer un análisis de costos para analizar el costo-beneficio para su futura construcción.



COSTOS									
Elemento.	Material.	Descripción.	Cd.	Ud.	Marca.	Proveedor.	Precio unitario.	Moneda	
Base móvil.	Placa Acero A36	Placa Acero A36, espesor 5/16", medidas 0.914x 1.83 m 104 Kg/m ² .	1	pz	Abastecedora de Aceros y Maquilas, S.A. de C.V.	Abastecedora de Aceros y Maquilas, S.A. de C.V.	\$ 2,320.00	mxn	
Estructura de mesa vibratoria.	Acero estructural.	Acero estructural A36. Tubo cuadrado hueco galvanizado, 200x200x5 mm, 6 m longitud.	5	pz	Perfilam, S.A. de C.V.	Perfilam, S.A. de C.V.	\$ 450.00	mxn	
Patin.	LAH20 AN/ANZ	Carrito lineal	6	pz	NSK	Motion Industries, S.A. de C.V.	\$ 2,870.00	mxn	
Riel.	L1H20 3960 mm	Guía lineal.	2	pz	NSK	Motion Industries, S.A. de C.V.	\$ 1,284.00	mxn	
Motor.	IDNM3770T	4 polos; 230v; 1800 rpm; TENV; 213TC; apto para uso inversor y control de velocidad.	1	pz	Baldor.	Motion Industries, S.A. de C.V.	\$ 41,420.00	mxn	
Variador de frecuencia.	A1000		1	pz	Yaskawa	Potencia electromecánica, S.A. de C.V.	\$ 8,525.00	mxn	
Yugo escocés.	Cruceta y disco.	Plano a tornero Acero 1036.	1	igo	Fabricación.	Maquinados Beqa.	\$ 800.00	mxn	
	Maquila.	Cortes a placa de acero y tubo cuadrado, soldadura.	1		Fabricación.	Maquinados Beqa.	\$ 2,000.00	mxn	
							SUMA:	\$ 77,103.00	
							IVA:	\$ 88,668.45	
							TOTAL:	\$ 165,771.45	

Tabla 4.4 Costos.



CAPÍTULO V.

Análisis de Resultados.

Una vez terminada la etapa de diseño y el análisis numérico de las piezas y elementos que conforman la mesa vibratoria se realizan tablas comparativas para determinar con mayor precisión si son correctos los materiales y el diseño y si estos cumplen con los requerimientos establecidos por el cliente Controles y Servicios S.A. de C.V. Con esto llegamos a la simulación dinámica que da un parámetro de funcionamiento del mecanismo obteniendo la velocidad y la posición establecida.

Pieza	Descripción.	Resistencia elástica del material MPa	Esfuerzo calculado MPa	Deformación calculada mm	Esfuerzo obtenido en ANSYS. MPA	Deformación obtenida en ANSYS EN m	Factor de seguridad con respecto a la propiedad del material.
DISCO	ACERO A1036	250	138	8.62×10^{-6}	133.15	9.48×10^{-6}	1.81
CRUCETA	ACERO A1036	250	-	-	34.712	5.78×10^{-6}	7.2
BASE MOVIBLE	ACERO A1036	250	-	-	8.47	85.63×10^{-6}	29.51
FLECHA	ACERO INOXIDABLE	250	8.325	17.483×10^{-6}	9.42	17.52×10^{-6}	26.5

Tabla 5.1 Comparativa de diseño y análisis de piezas.

Como se observa en la tabla todas las piezas rebasan el Factor de Seguridad (F.S) a por lo menos 2 si lo comparamos con la resistencia elástica del material, lo cual permite dar un parámetro positivo para la fabricación, el maquinado y la selección del elemento en cuestión.

El análisis dinámico permite saber si cumple con los requerimientos solicitados de posición y velocidad. Para esto se utilizó ANSYS WORKBENCH (Rigid Dynamics).

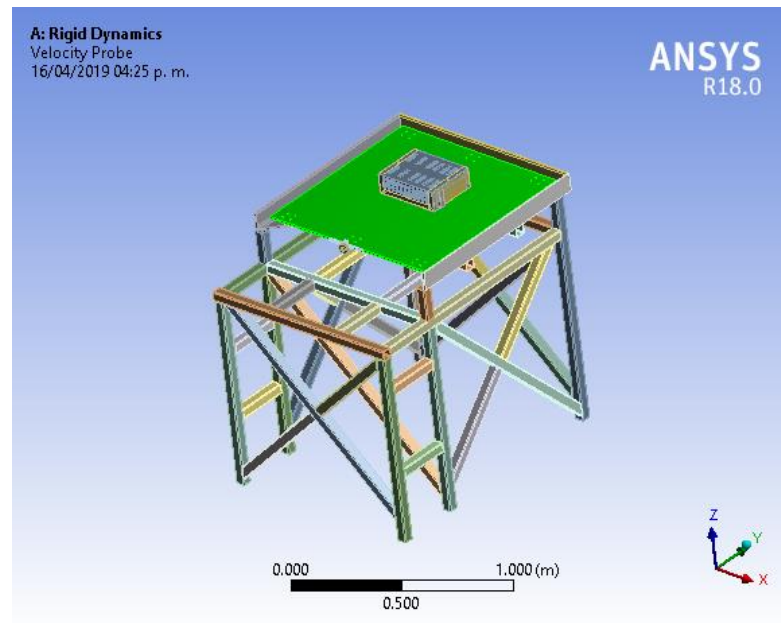


Fig. 5.1 Análisis dinámico de velocidad de la mesa vibratoria en ANSYS WORKBENCH 18®.

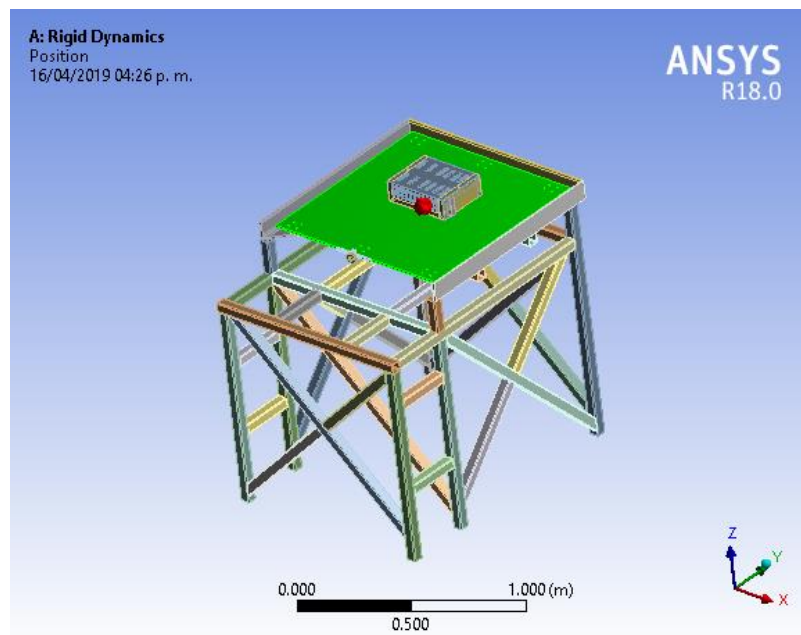


Fig. 5.2 Análisis dinámico de la posición de la mesa vibratoria ANSYS WORKBENCH 18®.



#	Tiempo [s]	Velocidad de la probeta (X) [m/s]	Tiempo [s]	Posición (X) [m]
1	0	4.2959	0	9.81E-05
2	6.16E-04	4.4688	6.16E-04	2.80E-03
3	9.23E-04	4.4984	9.23E-04	4.18E-03
4	1.31E-03	4.481	1.31E-03	5.93E-03
5	1.81E-03	4.3708	1.81E-03	8.13E-03
6	2.31E-03	4.1582	2.31E-03	1.03E-02
7	2.57E-03	4.0156	2.57E-03	1.13E-02
8	2.86E-03	3.8257	2.86E-03	1.19E-02
9	3.17E-03	3.5852	3.17E-03	1.01E-02
10	3.51E-03	3.2931	3.51E-03	8.08E-03
11	3.86E-03	2.9508	3.86E-03	5.89E-03
12	4.22E-03	2.5617	4.22E-03	3.44E-03
13	4.60E-03	2.131	4.60E-03	-1.22E-04
14	4.98E-03	1.665	4.98E-03	-1.81E-03
15	5.37E-03	1.1709	5.37E-03	-3.54E-03
16	5.76E-03	0.65647	5.76E-03	-5.18E-03
17	6.15E-03	0.1299	6.15E-03	-6.65E-03
18	6.54E-03	-0.40055	6.54E-03	-7.31E-03
19	6.93E-03	-0.92684	6.93E-03	-8.02E-03
20	7.33E-03	-1.4416	7.33E-03	-8.72E-03
21	7.73E-03	-1.9382	7.73E-03	-9.35E-03
22	8.13E-03	-2.4103	8.13E-03	-9.86E-03
23	8.53E-03	-2.8517	8.53E-03	-1.02E-02
24	8.94E-03	-3.2566	8.94E-03	-1.04E-02
25	9.36E-03	-3.6187	9.36E-03	-1.04E-02
26	9.79E-03	-3.9312	9.79E-03	-1.02E-02
27	1.02E-02	-4.1862	1.02E-02	-9.82E-03
28	1.07E-02	-4.3743	1.07E-02	-9.23E-03
29	1.12E-02	-4.4821	1.12E-02	-8.43E-03
30	1.17E-02	-4.4871	1.17E-02	-7.44E-03
31	1.25E-02	-4.2748	1.25E-02	-6.27E-03

Tabla 5.2 Análisis de velocidad y posición.

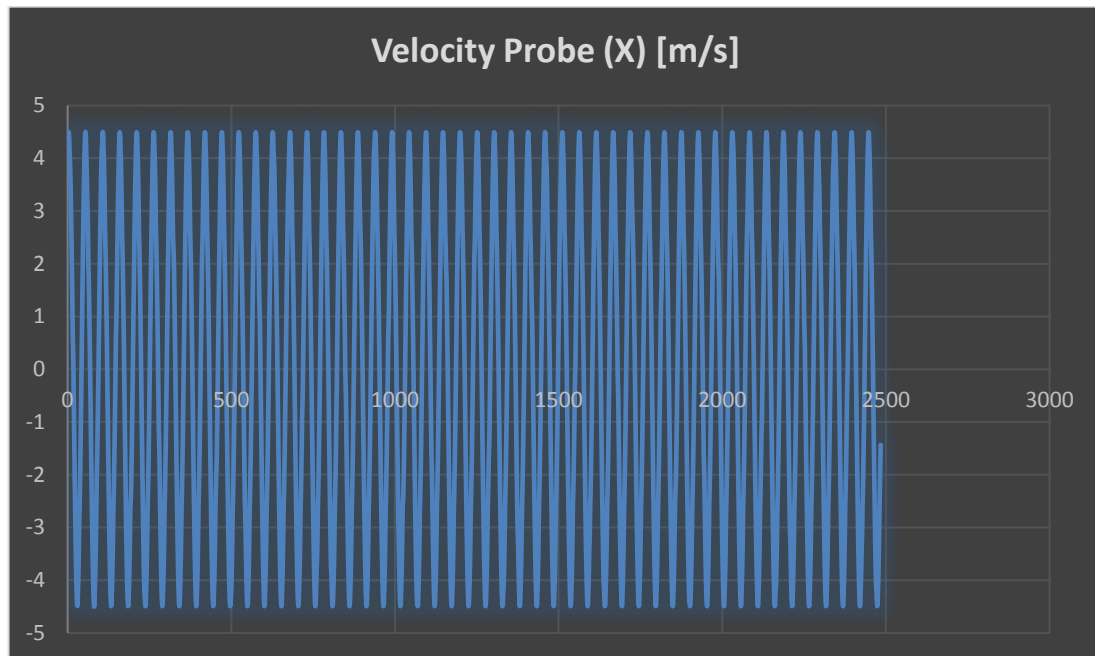


Fig. 5.3 Gráfica de velocidad de la mesa vibratoria a 75 Hz.

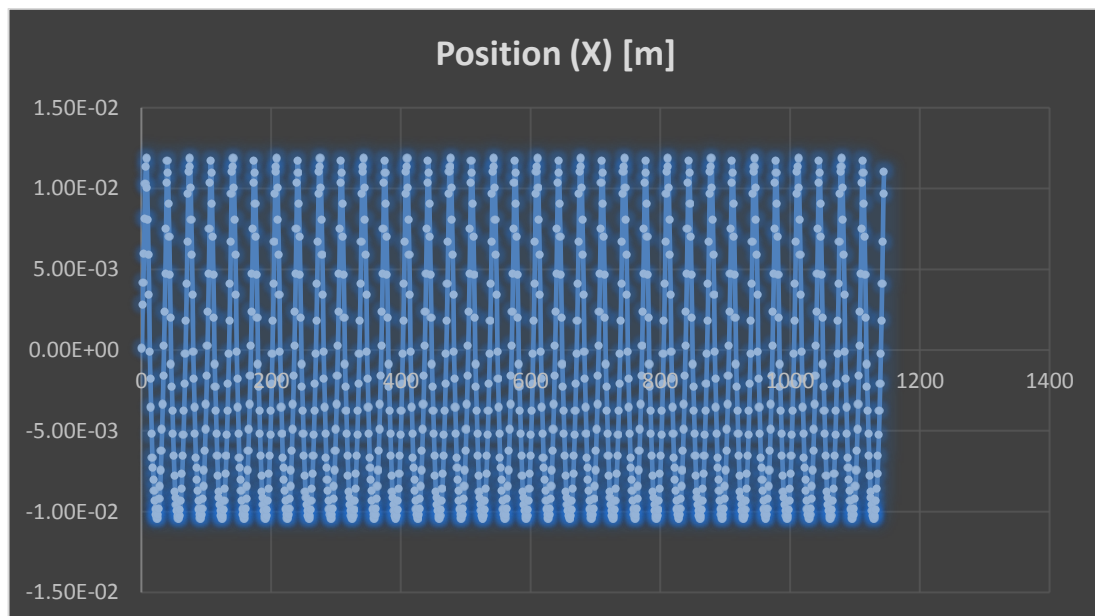


Fig. 5.4 Gráfica de posición de la mesa vibratoria.

Como se observa en la gráfica de posición se realizó el análisis a la capacidad máxima a la que será sometida la mesa vibratoria que serán los 75 Hz, y a un desplazamiento máximo de 1cm por lado con lo cual el análisis dinámico comprueba el funcionamiento dando la posición y velocidad basada en los requerimientos.



CONCLUSIONES.

Debido al presente trabajo se ha llegado a las siguientes conclusiones:

El diseño de la mesa vibratoria resulta ser satisfactorio de acuerdo al análisis de los elementos seleccionados que han sido comparados con la Casa de la Calidad y el programa Ansys Worckbench 18®.

La rigidez de la estructura de la mesa vibratoria es satisfactoria al no igualarse la frecuencia natural y la frecuencia natural del sistema y alcancen la resonancia, lo cual hace confiable el diseño de la mesa.

Por medio del Control PID con ajuste fino de acuerdo al segundo método de Ziegler-Nichols se logró determinar el tiempo de arranque del motor en 20 segundos para asegurar la protección del motor y la estabilidad del sistema.

Referente a la Norma IEC61373 la empresa Controles y Servicios S.A. de C.V. determinó poner en marcha posteriormente las medidas sugeridas por la Norma debido a que su principal prioridad es que el diseño de la mesa vibratoria cumpla con sus exigencias y expectativas contemplando la frecuencia máxima de funcionamiento siendo 75 Hz.

El costo-beneficio se alcanzó satisfactoriamente y se considera una herramienta importante y lucrativa para la labor de enseñanza en temas de vibración, resistencia de material, entre otros.

Los análisis estáticos y dinámicos que se le realizaron a la estructura de la mesa vibratoria, así como a los elementos que la constituyen, corroboraron el buen diseño, selección y buena respuesta para desempeñar un buen funcionamiento en su futura construcción.

El comportamiento o respuesta de la resistencia de potencia y los tornillos de ensamble y sujeción es totalmente independiente del diseño de la mesa vibratoria siempre y cuando este cumpla satisfactoriamente con los requerimientos solicitados.

Los tornillos de sujeción obtuvieron una respuesta favorable de acuerdo al análisis modal en Ansys Worckbench 18®. De acuerdo al control de la empresa Controles y Servicios, S.A. de C.V.



TRABAJOS FUTUROS.

- Contemplar la construcción de la mesa vibratoria.
- Conseguir que la mesa tenga tres grados de libertad.
- Realizar un análisis teórico experimental a la estructura de la mesa mejorar su rigidez y permita trabajar con mayores frecuencias.
- Realizar las pruebas pertinentes de acuerdo a la Norma IEC61373 en las tres posiciones de la resistencia de potencia (horizontal, vertical y transversal).



ÍNDICE FIGURAS.

	Pág.
Capítulo I Estado del Arte.	
Fig. 1.1 Diagrama general de una mesa vibratoria.	2
Fig. 1.2 Diagrama de bloques de una mesa vibratoria.	3
Fig. 1.3 Mesa vibratoria sísmica laboratorio UNAM. http://ciencia.unam.mx/leer/258/Construcciones_a_prueba_de_sismos_en_la_Mesa_Vibradora	4
Fig. 1.4 Mesa vibratoria para construcción. Tomada de la página de la empresa UTEST de origen turco utilizada para ensayos de materiales para concreto. http://www.utest.com.tr/es/25691/Sobre-Nosotros	5
Fig. 1.5 Mesas para separación de materiales. Los sectores de aplicación son versátiles y permite diseñar cribas vibrantes, tamices y zarandas vibratorias. https://vibrotech-eng.com/productos/cribas-tamices-zarandas-vibratorias/	6
Fig. 1.6 Mesas concentradoras. Utilizadas para la separación de minerales, imagen tomada de la página de DETESA para transformación de metales. http://grupoleforme.com.mx/index.php/quienes-somos/	7
Fig. 1.7 Mesa vibratoria para fundición. https://www.ofml.net/	7
Fig. 1.8 Mesas vibratorias para pruebas de laboratorio. Imagen tomada de la página de Álva Ingenieros, quienes presentan una plataforma de ensayos de laboratorio para vibración más económica en su ramo, pero aún muy elevado el costo y consumo comparado con el proyecto de esta tesis. http://www.grupoalava.com/	8



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



Fig. 1.9	Representación temporal de la fuerza ejercida en el ensayo de excitación estática.	9
Fig. 1.10	Ferrocarril en México (Torreón). Imagen tomada de la página galeon.com hispavisita, que habla sobre la historia del ferrocarril en los principios del México independiente.	10
Fig. 1.11	Sistema ferroviario en México. Imagen tomada de Wikipedia acerca de la red ferroviaria de los ferrocarriles de México. https://es.wikipedia.org/wiki/Ferrocarriles_en_M%C3%A9xico	11
Fig. 1.12	Sistema de freno automático por aire comprimido. Imagen representativa de un sistema de frenado de ferrocarril donde se puede observar la tubería para el sistema de aire comprimido. http://www.sindicaoferroviario.com/DOCUMENTACION/CIRCULACION/RGC/mci/mci1_4.htm	12
Fig. 1.13	Esquema de un freno hidráulico. Imagen tomada de Trenvista, descripción de la parte interna de un sistema de frenado.	12
Fig. 1.14	Esquema de un freno magnético de patín para un ferrocarril, son obligatorios en Alemania para trenes que superen los 2140 Km/hr.	13
Fig. 1.15	Palanca para accionar freno reostático. Imagen tomada de la página trenvista.	15
Fig. 1.16	Resistencia de potencia para frenado dinámico de ferrocarriles. La imagen pertenece a Controles y Servicios S.A. de C.V. a la cual propone la empresa para elemento en estudio para el diseño de la mesa vibratoria.	16
Fig. 1.17	Rejillas de ventilación para frenado reostático que muestra donde están montadas las resistencias de potencia en un ferrocarril. Muestra la conexión de los motores de frenado que están en la parte inferior del ferrocarril hasta la resistencia de potencia. Imagen tomada de la página sexenio.	16
Fig. 1.18	Aplicación para resistencia de potencia, grúa puente.	16



Capítulo II Marco Teórico.

Fig. 2.1	Monocordio.	17
Fig. 2.2	Péndulo simple.	21
Fig. 2.3	Vibración determinística y aleatoria, imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 17.	22
Fig. 2.4	Deformación de un resorte. Imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 21.	23
Fig. 2.5	Mecanismo de Yugo escocés, imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 52.	25
Fig. 2.6	Diagrama de cuerpo libre de un sistema de un grado de libertad.	26
Fig. 2.7	Respuesta de un sistema en estado estable sometida a funciones forzadas armónicas, imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 243.	27
Fig. 2.8	Variación de la relación de amplitud vs la relación de frecuencia.	29
Fig. 2.9	Fig. 25 Respuesta armónica cuando $0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1$	29
Fig. 2.10	$F(t)$ y $X_p(t)$ tienen signos diferentes.	30
Fig. 2.11	Gráfica de resonancia, donde $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$	30
Fig. 2.12	$\frac{\omega}{\omega_n} < 1$, Imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 248.	31
Fig. 2.13	$\frac{\omega}{\omega_n} > 1$, Imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 248.	31
Fig. 2.14	Fenómeno de latido. Imagen Rao 5ta. Edición. Pág. 249.	31
Fig. 2.15	Esquema general de un controlador PID.	33
Fig. 2.16	Diagrama de bloques de un sistema de lazo cerrado.	34
Fig. 2.17	Sistema de lazo cerrado.	34
Fig. 2.18	Esquema del observador.	37
Fig. 2.19	Sistema resorte-masa.	38



Capítulo III Diseño de la Mesa.

Fig. 3.1	Construcción interna de resistencia eléctrica. Imagen de la página Controles y Servicios S.A. de C.V., construcción interna de una resistencia de potencia.	41
Fig. 3.2	Idealización de la estructura de la mesa.	44
Fig. 3.3	Modelo vibratorio.	44
Fig. 3.4	Masa equivalente de una viga en voladizo.	45
Fig. 3.5	Viga en voladizo con una carga en el extremo libre.	45
Fig. 3.6	Frecuencia de excitación con respecto al tiempo ωt .	47
Fig. 3.7	Diagrama cinemático.	48
Fig. 3.8	Diagrama de Energía Potencial.	50
Fig. 3.9	Cruceta Yugo escocés Inventor Pro ®.	51
Fig. 3.10	Diagrama de cuerpo libre del disco para yugo.	51
Fig. 3.11	Patín y guía. Imagen de Direct Industry. http://www.directindustry.es/prod/wmh-herion-antriebstechnik-gmbh/product-25949-1942919.html	53
Fig. 3.12	Motor. 7.5 Hp marca Baldor, 4 polos 1800 rpm. https://new.abb.com/motors-generators/es/motores-de-ca-de-baja-tension-nema/motores-nema-para-fines-generales	55
Fig. 3.13	Diagrama de cuerpo libre de la flecha de motor.	56
Fig. 3.14	Variador de frecuencia A1000. Imagen página Yaskawa, para torque variable y constante.	57
Fig. 3.15	Diagrama en Simulink. Mat Lab ®.	62
Fig. 3.16	Curva experimental en forma de “s”.	63
Fig. 3.17	Oscilación sostenida.	64
Fig. 3.18	Grafica rpm contra tiempo.	66
Fig. 3.19	Ejemplo casa de la calidad.	68



Capítulo IV Análisis Numérico.

Fig. 4.1	Ensamble completo de la mesa vibratoria. Inventor Pro ®.	77
Fig. 4.2	Mallado del disco para yugo escocés Ansys Workvench ®.	80
Fig. 4.3	Momento de Torsión aplicado a disco Ansys Workvench ®.	80
Fig. 4.4	Análisis numérico del disco para yugo en ANSYS WORKBENCH 18 ®.	81
Fig. 4.5	Análisis numérico de deformación del disco en ANSYS WORKBENCH 18 ®.	81
Fig. 4.6	Mallado de cruceta para yugo escocés Ansys Workvench ®.	82
Fig. 4.7	Aplicación de carga en cruceta Ansys Workvench ®.	83
Fig. 4.8	Análisis numérico de esfuerzos de la cruceta en ANSYS WORKBENCH 18 ®.	83
Fig. 4.9	Análisis numérico de deformación de la cruceta en ANSYS WORKBENCH 18 ®.	84
Fig. 4.10	Estructura de la mesa vibratoria Inventor Pro ®.	85
Fig. 4.11	Mallado de la estructura ANSYS WORKBENCH 18 ®.	86
Fig. 4.12	Restricción o condiciones de frontera de la estructura movible para el análisis modal ANSYS WORKBENCH 18 ®.	86
Fig. 4.13	Primer modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.	87
Fig. 4.14	Segundo modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.	87
Fig. 4.15	Tercer modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.	88
Fig. 4.16	Cuarto modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.	88
Fig. 4.17	Quinto modo de vibración ANSYS WORKBENCH 18 ®.	89
Fig. 4.18	Base móvil de la estructura. Inventor Pro ®.	90
Fig. 4.19	Mallado de la base movible ANSYS WORKBENCH 18 ®.	91
Fig. 4.20	Aplicación de carga en la base movible ANSYS WORKBENCH 18 ®.	91



Fig. 4.21	Análisis numérico de esfuerzos de la base movable en ANSYS WORKBENCH 18®.	92
Fig. 4.22	Análisis numérico de deformación de la base movable en ANSYS WORKBENCH 18®.	93
Fig. 4.23	Motor.	94
Fig. 4.24	Mallado de la flecha del motor en ANSYS WORKBENCH 18®.	94
Fig. 4.25	Condiciones de frontera de la flecha de motor en ANSYS WORKBENCH 18®.	95
Fig. 4.26	Análisis de esfuerzos aplicado a la flecha en ANSYS WORKBENCH 18®.	95
Fig. 4.27	Análisis de deformación aplicado a la flecha en ANSYS WORKBENCH 18®.	96
Fig. 4.28	Ensamble de resistencia de potencia. Inventor Pro®.	97
Fig. 4.29	Mallado de la resistencia (elemento en estudio) en ANSYS WORKBENCH 18®.	98
Fig. 4.30	Condiciones de frontera de la resistencia en ANSYS WORKBENCH 18®.	98
Fig. 4.31	Primer análisis modal de la resistencia en ANSYS WORKBENCH 18®.	99
Fig. 4.32	Tornillo cabeza plana, imagen Grainger, tornillo cabeza plana, embutida ranurada. https://www.grainger.com.mx/producto/GRAINGER-APPROVED-Tornillo-Plano%2C10-32%2CLatn%2CL-1-2plg%2Cpq100/p/2FA75?analytics=searchResults	99
Fig. 4.33	Segundo modo de vibración, tornillo de la tapa en ANSYS WORKBENCH 18®.	100
Fig. 4.34	Tercer modo de vibración, tornillo de la tapa en ANSYS WORKBENCH 18®.	101



Fig. 4.35	Resultado de velocidad en Ansys Workbench ®. para base movible.	101
Fig. 4.36	Tercer modo de vibración, tornillo de sujeción de la resistencia eléctrica en ANSYS WORKBENCH 18®.	102

Capítulo V Análisis de Resultados.

Fig. 5.1	Análisis dinámico de velocidad de la mesa vibratoria en ANSYS WORKBENCH 18®.	107
Fig. 5.2	Análisis dinámico de la posición de la mesa vibratoria ANSYS WORKBENCH 18 ®.	107
Fig. 5.3	Gráfica de velocidad de la mesa vibratoria a 75 Hz.	109
Fig. 5.4	Gráfica de posición de la mesa vibratoria.	109



ÍNDICE DE TABLAS.

Pág.

Capítulo I Estado del Arte.

N/A.

Capítulo II Marco Teórico.

N/A.

Capítulo III Diseño de la Mesa.

Tabla 3.1	Medidas y peso aproximado de la placa de acero A36 para la base móvil de la mesa vibratoria, espesor de 5/16", imagen tomada de la página Abastecedora de Aceros y Maquilas, S.A. de C.V. http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/	41
Tabla 3.2	Continuación de medidas y peso aproximado de la placa de acero A36 para la base móvil de la mesa vibratoria. http://www.aamsa.com/productos/placa/placa-a-36/	42
Tabla 3.3	Propiedades del acero estructural A36 cuadrado hueco.	42
Tabla 3.4	Acero estructural cuadrado. Perfilam. https://www.perfilam.cl/site/index.php?option=com_content&view=article&id=71&Itemid=90	43
Tabla 3.5	Muestreo de respuesta.	48
Tabla 3.6	Valores de sincronización Ziegler-Nichols para el método 1.	64
Tabla 3.7	Valores de sincronización Ziegler-Nichols para el método 2.	65
Tabla 3.8	Listado de prospecto de clientes para el diseño asertivo de la mesa vibratoria.	68
Tabla 3.9	Conformación de la casa de la calidad.	69
Tabla 3.10	Requerimientos solicitados por el cliente.	70
Tabla 3.11	Clasificación del 1 al 5 para la evaluación de las cualidades solicitadas por el cliente y lo que se ofrece como diseñador vs competencia.	71



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



Tabla 3.12	Punto 2 de la casa de la calidad para el análisis de los QUÉ's respecto a lo que ofrece la competencia en el mercado.	71
Tabla 3.13	Listado de los CÓMO's para la implementación de diseño.	72
Tabla 3.14	Relación entre los CÓMO's.	72
Tabla 3.15	Ponderancia de la relación entre los QUÉ's y los CÓMO's, respecto a la percepción de calidad entre el cliente y el diseñador.	73
Tabla 3.16	Relación de los QUÉ's y CÓMO's.	74
Tabla 3.17	Análisis de los CÓMO's.	74
Tabla 3.18	Casa de la Calidad.	76

Capítulo IV Análisis Numérico.

Tabla 4.1	Modos de vibración de la estructura de la mesa.	90
Tabla 4.2	Análisis modal representativos de los tornillos de la resistencia de potencia.	103
Tabla 4.3	Análisis numérico de las piezas.	104
Tabla 4.4	Costos.	105

Capítulo V Análisis de Resultados.

Tabla 5.1	Comparativa de diseño y análisis de piezas.	106
Tabla 5.2	Análisis de velocidad y posición.	108



SIMBOLOGÍA Y/O NOMENCLATURA.

<i>M</i>	Mesa vibratoria.
$x_{(t)}$	Desplazamiento por unidad de tiempo.
$F_a(t)$	Fuerza del excitador por unidad de tiempo.
<i>C</i>	Constante de amortiguamiento.
<i>k</i>	Constante de resorte equivalente.
(x, y, z)	Ejes de referencia en el plano Cartesiano.
<i>kHz</i>	Kilo Hertz.
T_0	Tiempo inicial.
T_1	Tiempo final.
<i>t</i>	Tiempo.
$f(t)$	Amplitud de fuerza.
<i>Km/h</i>	Kilómetros por hora.
<i>a.c.</i>	Antes de Cristo.
θ	Constante, desplazamiento angular.
<i>Cos</i>	Coseno.
<i>m</i>	Masa.
<i>g</i>	Gravedad.
<i>l</i>	Longitud.
<i>x</i>	Desplazamiento.
<i>F</i>	Fuerza.
<i>y</i>	Desplazamiento de base.
\dot{x}	Velocidad.
\ddot{x}	Aceleración.
π	Constante 3.1416
<i>U</i>	Energía Potencial.



T	Energía Cinética.
ω_n	Frecuencia natural.
X	Amplitud máxima.
r	Relación de frecuencias.
ω	Frecuencia de oscilación.
δ_{est}	Deflexión estática.
ϕ	Ángulo de fase.
K_p	Ganancia proporcional.
K_{cr}	Ganancia crítica.
P_{cr}	Periodo crítico.
$r(t)$	Entrada.
e	Error.
K_d	Ganancia derivativa.
τ_d	Tiempo derivativo.
τ_i	Tiempo integral.
ζ	Relación de amortiguamiento.
K_i	Ganancia integral.
$u(t)$	Entrada del sistema.
$y(t)$	Salida del sistema.
$Y(s)$	Entrada del sistema.
m	Metro.
min	Minuto.
$Max.$	Máximo.
\mathcal{O}	Observabilidad.
\mathcal{C}	Controlabilidad.
k'	Constante de rigidez de resorte.



$G(s)$	Matriz de transferencia.
$C(s)$	Respuesta del sistema.
$H(s)$	Función de transferencia.
$B(s)$	Entrada del sistema.
∂	Derivada parcial
kw	Kilo watt.
kg	Kilogramo.
m^2	Metro cuadrado.
$plg.$	Pulgada.
cm	Centímetro.
m^3	Metro cúbico.
m_{eq}	Masa equivalente.
mm^3	Milímetros cúbicos.
k_{eq}	Constante de rigidez equivalente
N/m	Newton-metro.
rad/seg	Radianes sobre segundo.
Hz	Hertz.
m/s	Metro sobre segundo.
log	Logaritmo.
dB	Decibel.
μ	Coefficiente de fricción.
s^2	Segundo cuadrado.
β	Constante de amortiguamiento de histéresis.
sen	Seno.
h	Altura.



h_1	Altura máxima.
h_2	Altura mínima.
$\dot{\theta}$	Velocidad angular.
$\mathcal{L}()$	Transformada de Laplace.
J	Momento polar de inercia.
τ	Esfuerzo.
\bullet	Grado.
v	Velocidad lineal.
T	Torque.
P	Potencia.
lb	Libra.
ft	Pie.
F_s	Factor de seguridad.
rpm	Revolución por minuto.
Hp	Caballos de fuerza.
$A []$	Matriz de estado.
$B []$	Matriz de entrada.
$C []$	Matriz de salida.
$D []$	Matriz de transmisión directa.



BIBLIOGRAFÍA.

- 1 L. Jacobsen, “Motion of soils subjected to simple harmonic motion vibration”, Bulletin of the Seismological Society of America, vol. 20, pp. 160-195, 1930.
- 2 K. Ogata, Ingeniería de Control Moderna. Madrid: Pearson Educación, 2010.
- 3 Daniel Álvarez Mántaras, Pablo Luque Rodríguez. Ingeniería e Infraestructura de los transportes Ferrocarriles. Universidad de Oviedo, Servicio de Publicaciones.
- 4 REO Inductive Components AG. High Tech aus Dewtschland. V06/08 Resistencias de frenado dinámicas.
- 5 Duncan Walker, Duncan Walker. Torsional Vibration of Turbomachinery. McGraw-Hill Professional, 2003.
- 6 Process modelling and simulation with finite element methods.
- 7 William B. J. Zimmerman. Series on stability, vibration, and control of systems. Series A 15 World Scientific, 2004.
- 8 Singiresu S. Rao, Mecanical vibration, 5ta. Edición.
- 9 R.C. Hibbeler. Ingeniería, mecánica, dinámica. Pearson. Decimosegunda edición, 2010.
- 10 Inman, Daniel J. Engineering Vibrations, Second Edition, Prentice Hall, New Jersey, 2001.
- 11 David Ullman. The Mechanical Design Process, Fourth Edition (McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. (2010)



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



- 12 Ian Stewart. Historia de las matemáticas en los últimos 10000 años. Gandhi, 2008.
- 13 K. J. Bathe. Finite Element Procedures, Prentice Hall, 2nd edition. 1995.
- 14 P. G. Ciarlet. The Finite Element Method for Elliptic Problems, North-Holland, Ámsterdam, 1978.
- 15 D.J. Inman. Engineering vibrations. Prentice Hall, 2008.
- 16 Leonard Meirovitch. Fundamental of Vibrations. Waveland Press, Inc., 2010.
- 17 Stephen Timoshenko. Vibration Problems in Engineering. Oxford City Press, 2011.
- 18 Cesar Pérez López. MATLAB y sus aplicaciones en las ciencias y la ingeniería. Prentice Hall. Madrid 2002.
- 19 Catálogo “guía de reemplazo de rodamientos” AM7-S, NSK. 2004.
- 20 Catálogo “standard producto catalogue” 501, BALDOR RELIANCE, 2016.
- 21 ASTROM, Karl; Torre, Hagglund. Control pid avanzado. Department of Automatic Control Lund Institute of Technology Lund University.

OTRAS BIBLIOGRAFÍAS.

<https://www.gob.mx/cenapred/articulos/que-es-una-mesa-vibradora-cenapred>

<http://www.iingen.unam.mx/esmx/Publicaciones/GacetaElectronica/GacetaNoviembre2013/Paginas/Mesavibradora.aspx>

<http://blog.360gradosenconcreto.com/la-importancia-del-vibrado-en-el-concreto/>

<http://www.gama-peru.org/libromedmin/capitulo/5/5-4-2-1-4.htm>

<http://www.visitapenasco.com.mx/historia-del-ferrocarril/>



Instituto Politécnico Nacional.

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Unidad - Zacatenco.

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.



<http://www.estaciontorreon.galeon.com/productos627821.html>

<https://www.trenvista.net/descubre/mundo-ferroviario/como-frenan-los-trenes/>

<http://controlesyservicios.com.mx/categoria-producto/resistencias-de-potencia/resistencias-de-frenado-dinamico-de-inversores/>

<http://www.sexenio.com.mx/aplicaciones/articulo/default.aspx?Id=1636>



REFERENCIAS.

Pág.

Capítulo I Estado del Arte.

- | | | |
|-----|---|---|
| [1] | Ingeniería y desarrollo. Universidad del norte. Vol. 33 2145-9371 | 2 |
| [2] | Conceptos Básicos del Concreto, Capítulo 8, enero 2005. | 5 |

Capítulo II Marco Teórico.

- | | | |
|------|---|----|
| [3] | Vibraciones Mecánicas. Singiresu S. Rao 5ta. Edición. | 17 |
| [4] | Revista C2 Ciencia y Cultura.
https://www.revistac2.com/el-metodo-de-galileo-galilei/ | 17 |
| [5] | Análisis modal operacional: Teoría y práctica. Capítulo 5.
http://www.bibing.us.es/proyectos/abreproy | 18 |
| [6] | O. C. Zienkiewicz. El método de los elementos finitos. AbeBooks, 2007. | 19 |
| [7] | Vibraciones Mecánicas. Singiresu S. Rao 5ta. Edición. | 24 |
| [8] | Cesar Pérez. Matlab y sus aplicaciones en las Ciencias y en la Ingeniería. Pearson. 2002. | 32 |
| [9] | K. Ogata, Ingeniería de Control Moderna. Madrid: Pearson Educación, 2010 | 34 |
| [10] | K. Ogata, Ingeniería de Control Moderna. Madrid: Pearson Educación, 2010 | 36 |
| [11] | K. Ogata, Ingeniería de Control Moderna. Madrid: Pearson Educación, 2010 | 37 |



Capítulo III Diseño de la Mesa.

N/A.

Capítulo IV Análisis Numérico.

N/A.

Capítulo V Análisis de Resultados.

N/A.



Instituto Politécnico Nacional.
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Unidad - Zacatenco.
Sección de Estudios de Posgrado e Investigación.

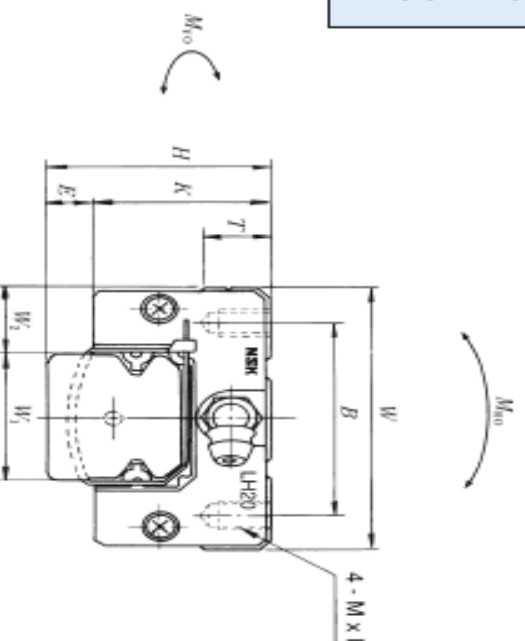


ANEXOS.

LH Series

Ball Slide Dimension Table

Square Type
LAH-AN/ANZ
-AL/ALZ
LAH-BN/BNZ
-BL/BLZ



Model No.	Ass'y Dimensions				Ball Slide Dimensions							M x Pitch x I
	H	E	W ₂	W	B	L	L ₁	J	J ₁	K	T	
LAH5 AN/ANZ	28	4.6	9.5	34	26	55	39	26	6.5	23.4	8	M4 x 0.7 x 6
LAH5 BN/BNZ												
LAH20 AN/ANZ	30	5	12	44	32	69.8	50	36	7	25	12	M5 x 0.8 x 6
LAH20 BN/BNZ						91.8	72	50	11			M5 x 0.8 x 6
LAH25 AL/ALZ	36											M5 x 1 x 6
LAH25 AN/ANZ	40											M5 x 1 x 9
LAH25 BL/BLZ	36	7	12.5	48	35	79	58	35	11.5	33	12	M5 x 1 x 6
LAH25 BN/BNZ	40					107	86	50	18			M5 x 1 x 9
LAH30 AL/ALZ	42											M8 x 1.25 x 8
LAH30 AN/ANZ	45											M8 x 1.25 x 10
LAH30 BL/BLZ	42	9	16	60	40	85.6	59	40	9.5	36	14	M8 x 1.25 x 8
LAH30 BN/BNZ	45					124.6	98	60	19			M8 x 1.25 x 10
LAH35 AL/ALZ	48											M8 x 1.25 x 8
LAH35 AN/ANZ	55											M8 x 1.25 x 12
LAH35 BL/BLZ	48	9.5	18	70	50	109	80	50	15	45.5	15	M8 x 1.25 x 8
LAH35 BN/BNZ	55					143	114	72	21			M8 x 1.25 x 8
LAH45 AN/ANZ	70											M10 x 1.5 x 17
LAH45 BN/BNZ						139	105	60	22.5	56	17	
LAH45 AN/ANZ	80											M12 x 1.75 x 18
LAH45 BN/BNZ						163	125	75	25.5	65	18	
LAH65 AN/ANZ	90											M16 x 2 x 20
LAH65 BN/BNZ						193	147	70	38.5	74	23	

LH Series

Rail Dimension Table

Separately Sold Rail for NSK Linear Guide

- LH Series Standard Rail
- L1H-Z : Preloaded Interchangeable Type
- LH Series Butting Rail
- L1H-01Z : Preloaded Interchangeable Type
- LH Series butting rail features higher precision tolerances for L_0 and G dimensions.

L1H 25 1200 - 01 Z

No Code: Clearance Type
 Z: Preloaded Type

Rail Type

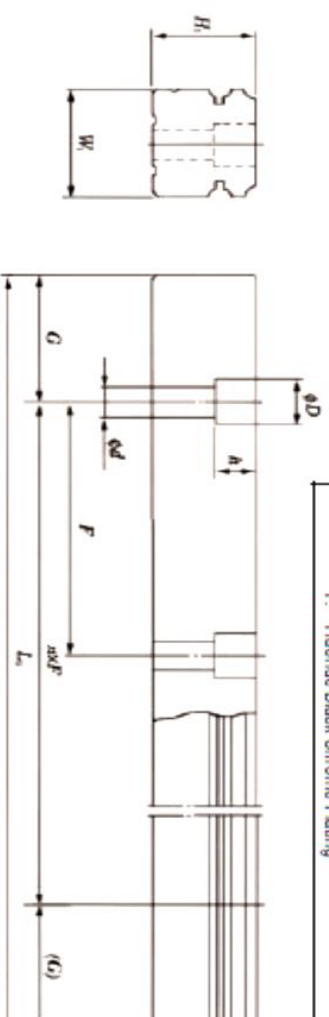
Size No.

Rail Length (mm)

No Code: Standard
01: Butting Rail

Material Code

No Code: Standard Carbon Steel
 S: Stainless Steel (Standard for LU and LE Series)
 D: Carbon Steel + Fluoride Coating
 H: Stainless Steel + Fluoride Coating
 A: Carbon Steel + Armoloy Coating
 B: Stainless Steel + Armoloy Coating
 F: Fluoride Black Chrome Plating



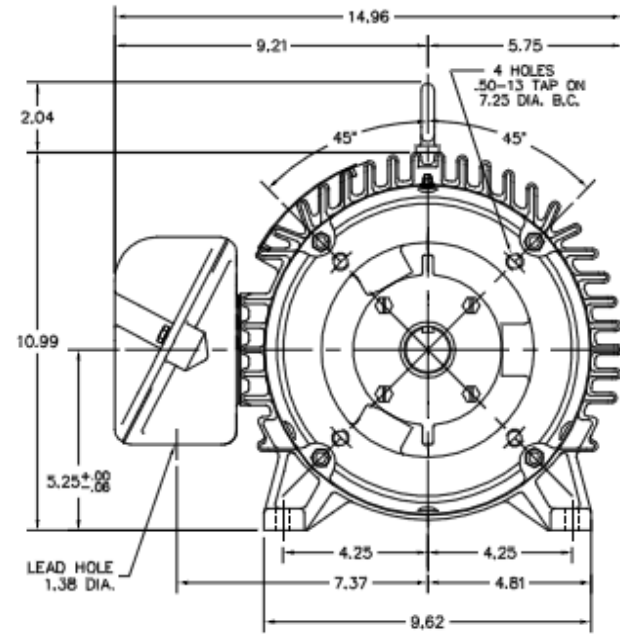
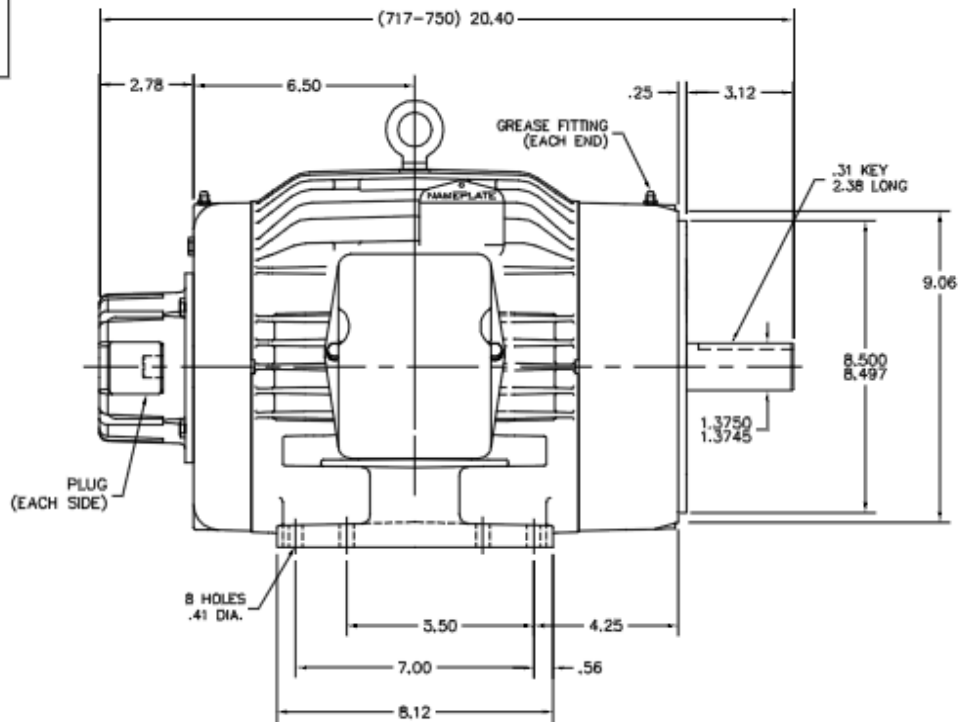
Rail Dimensions Table

Unit: mm

1 mm = .0394 inch
1kg/m = .67 RLB

Model No.	Max. rail length L_0 max. () indicates Stainless Steel	W_1	H_1	F	$\phi \times \phi \times H$	Rail Butting $G_{0.5}$	Rail Weight (kg/m)
L1H1S	L1H1S-01 1440	15	15	60	4.5 x 7.5 x 5.3	30	1.6
L1H1S-Z	L1H1S-01Z (1250)	15	15	60	4.5 x 7.5 x 5.3	30	1.6
L1H20	L1H20-01 3960	20	18	60	6 x 9.5 x 8.5	30	2.6
L1H20-Z	L1H20-01Z (3460)	20	18	60	6 x 9.5 x 8.5	30	2.6
L1H25	L1H25-01 3960	23	22	60	7 x 11 x 9	30	3.6
L1H25-Z	L1H25-01Z (3460)	23	22	60	7 x 11 x 9	30	3.6
L1H30	L1H30-01 4000	28	26	80	9 x 14 x 12	40	5.2
L1H30-Z	L1H30-01Z (3480)	28	26	80	9 x 14 x 12	40	5.2
L1H35	L1H35-01 4000	34	29	80	9 x 14 x 12	40	7.2
L1H35-Z	L1H35-01Z	34	29	80	9 x 14 x 12	40	7.2
L1H45	L1H45-01 3990	45	38	105	14 x 20 x 17	52.5	12.3
L1H45-Z	L1H45-01Z	45	38	105	14 x 20 x 17	52.5	12.3
L1H55	L1H55-01 3960	53	44	120	16 x 23 x 20	60	16.9
L1H55-Z	L1H55-01Z	53	44	120	16 x 23 x 20	60	16.9
L1H65	L1H65-01 3900	63	53	150	18 x 26 x 22	75	24.3
L1H65-Z	L1H65-01Z	63	53	150	18 x 26 x 22	75	24.3

07LYJ135



CUSTOMER IS RESPONSIBLE FOR DETERMINING THAT BALDOR'S PRODUCT WILL PERFORM SUITABLY IN THE INTENDED APPLICATION.

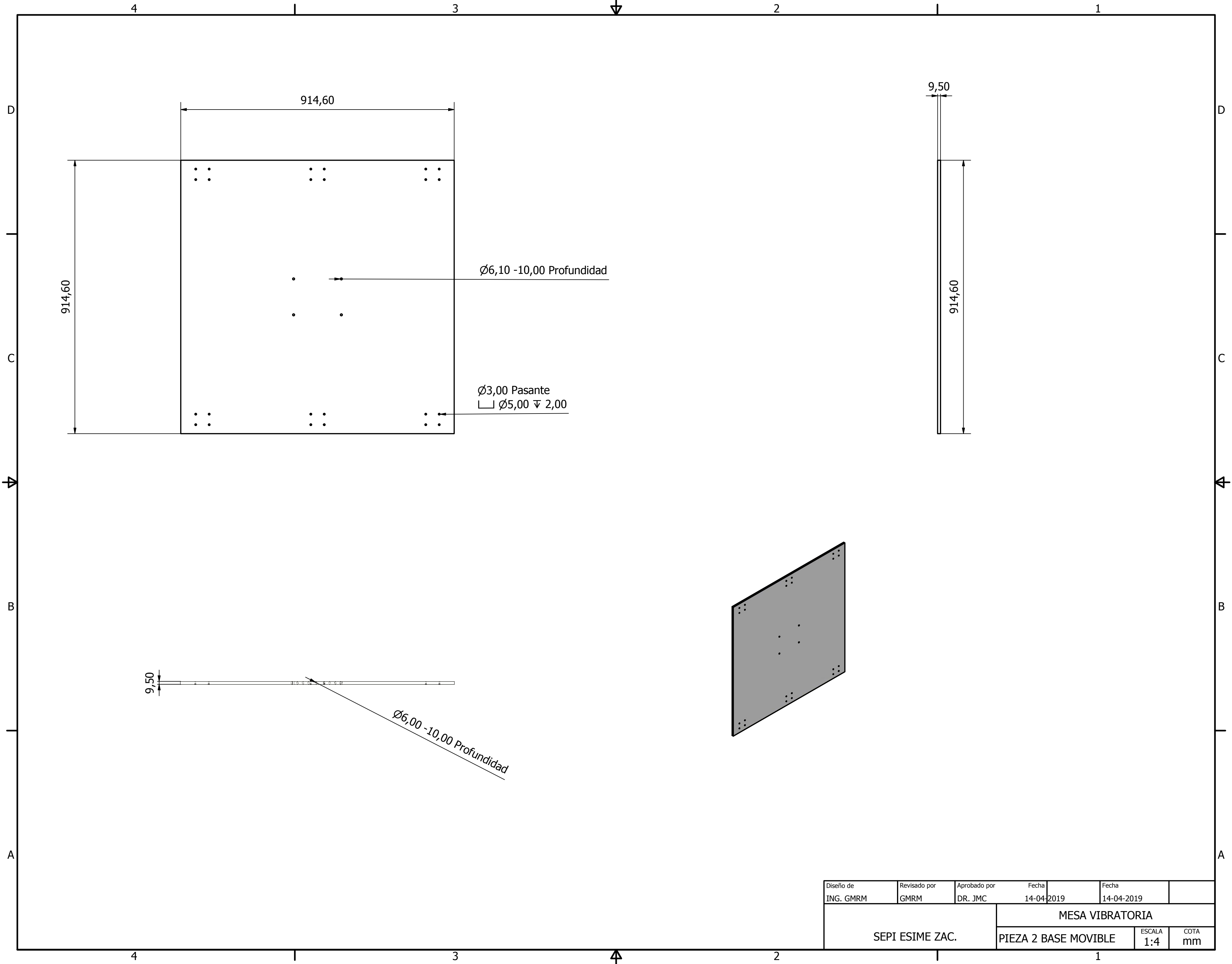
REV. DESC: REVISE RIGHT VIEW TO SHOW RETAINER HARDWARE	VERSION: 01	TDR: 000000946958
REV. LTR: D	REVISED: 04:10:31 10/02/2015	BY: EMALENO
FILE: \AAA\00071\002		
MTL: -		

BALDOR

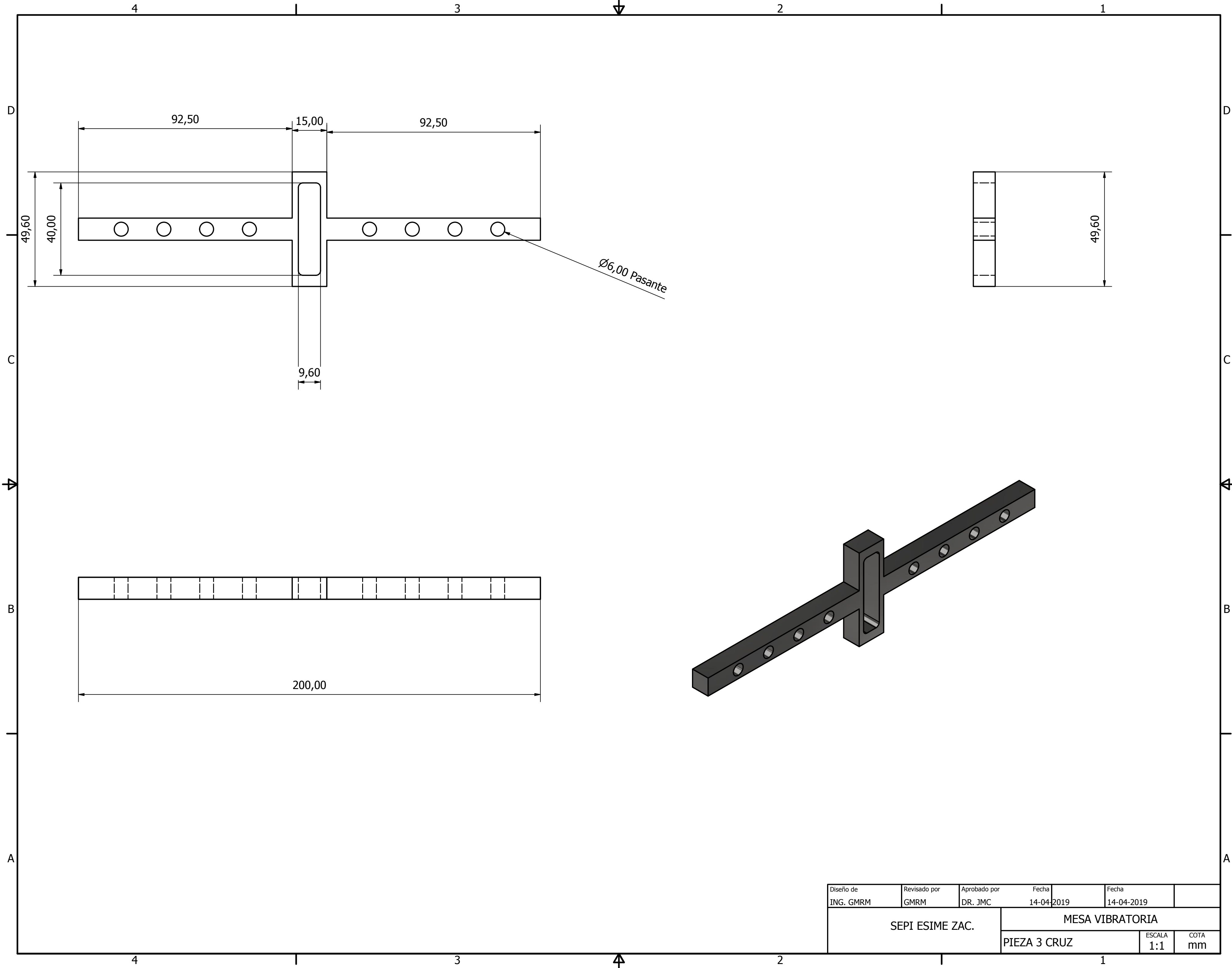
STD HORZ 213-5TC TENV 307M INVERTER (THRU-SHAFT ENCODER)

Sh 1 of 1

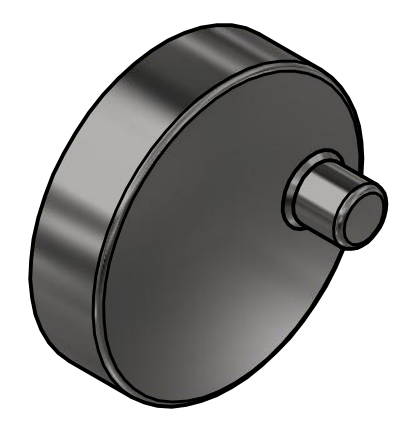
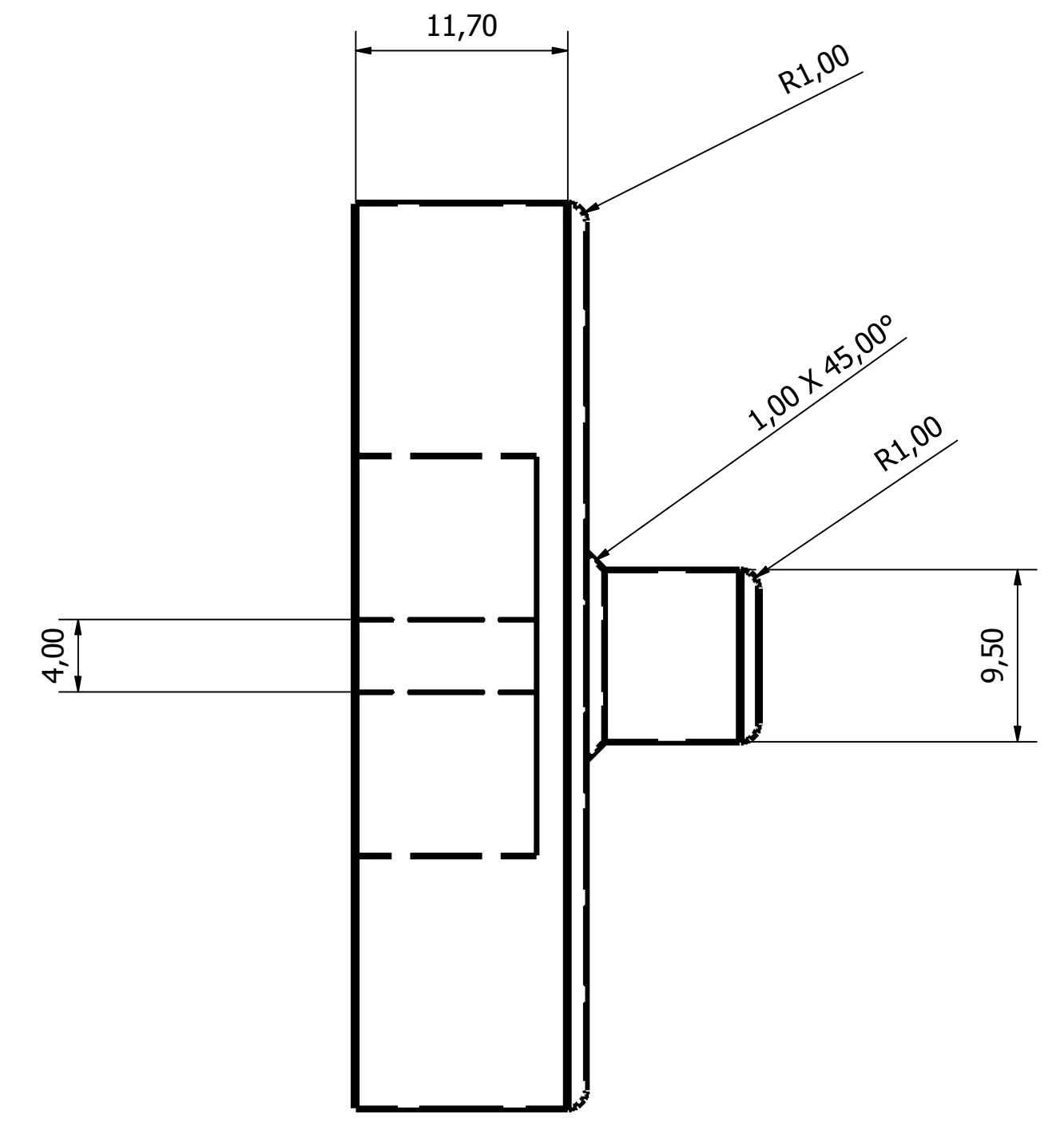
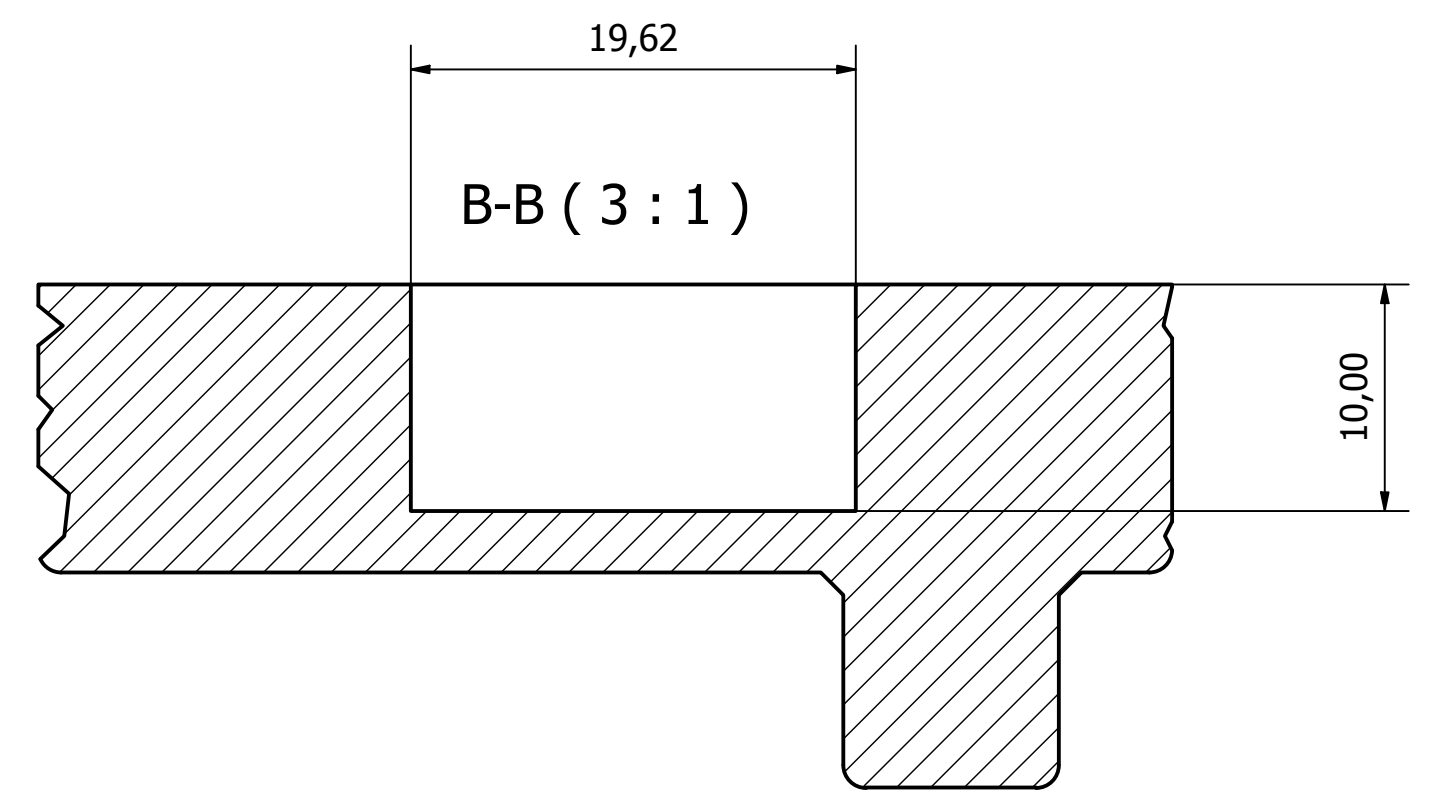
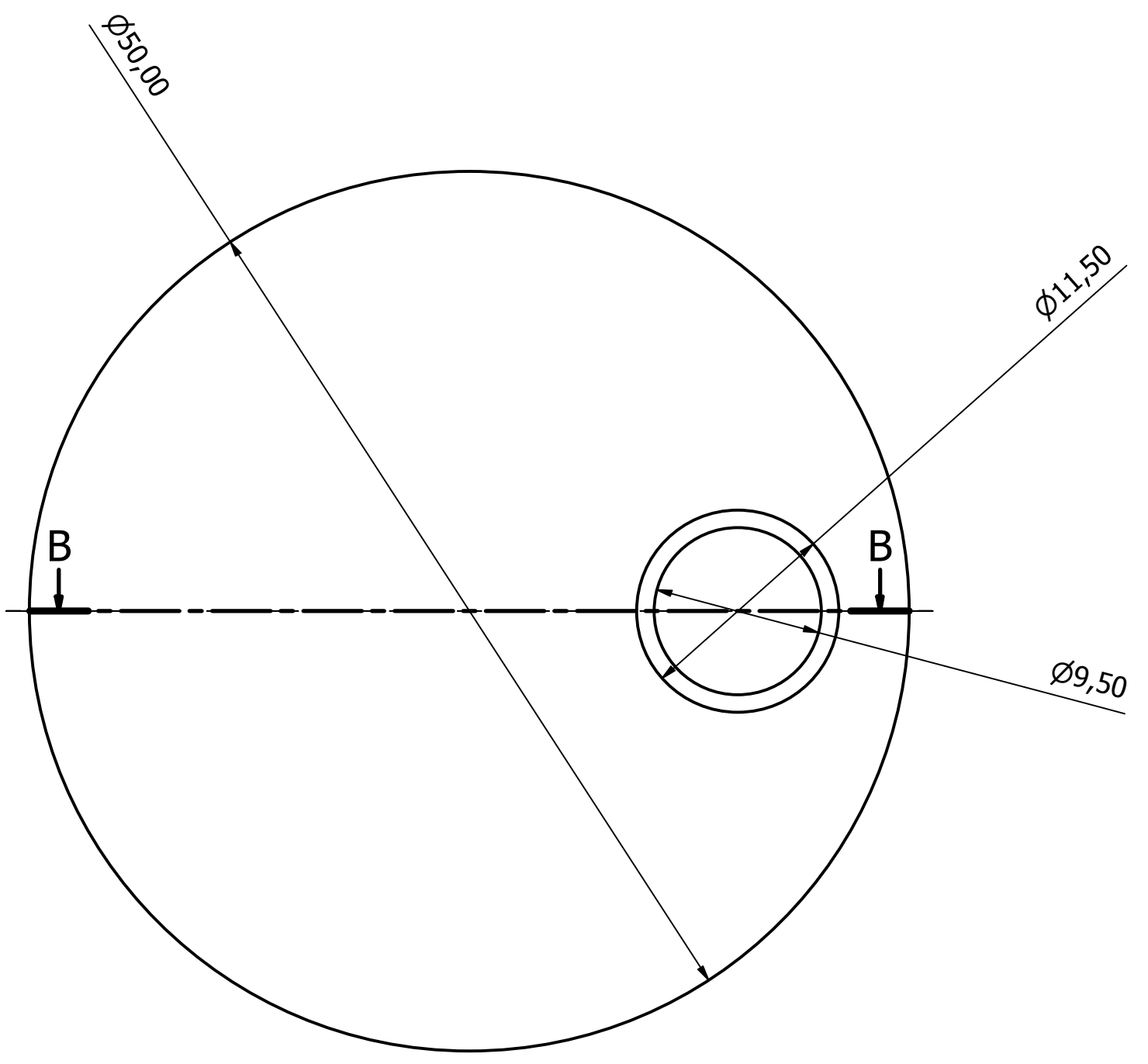
07LYJ135



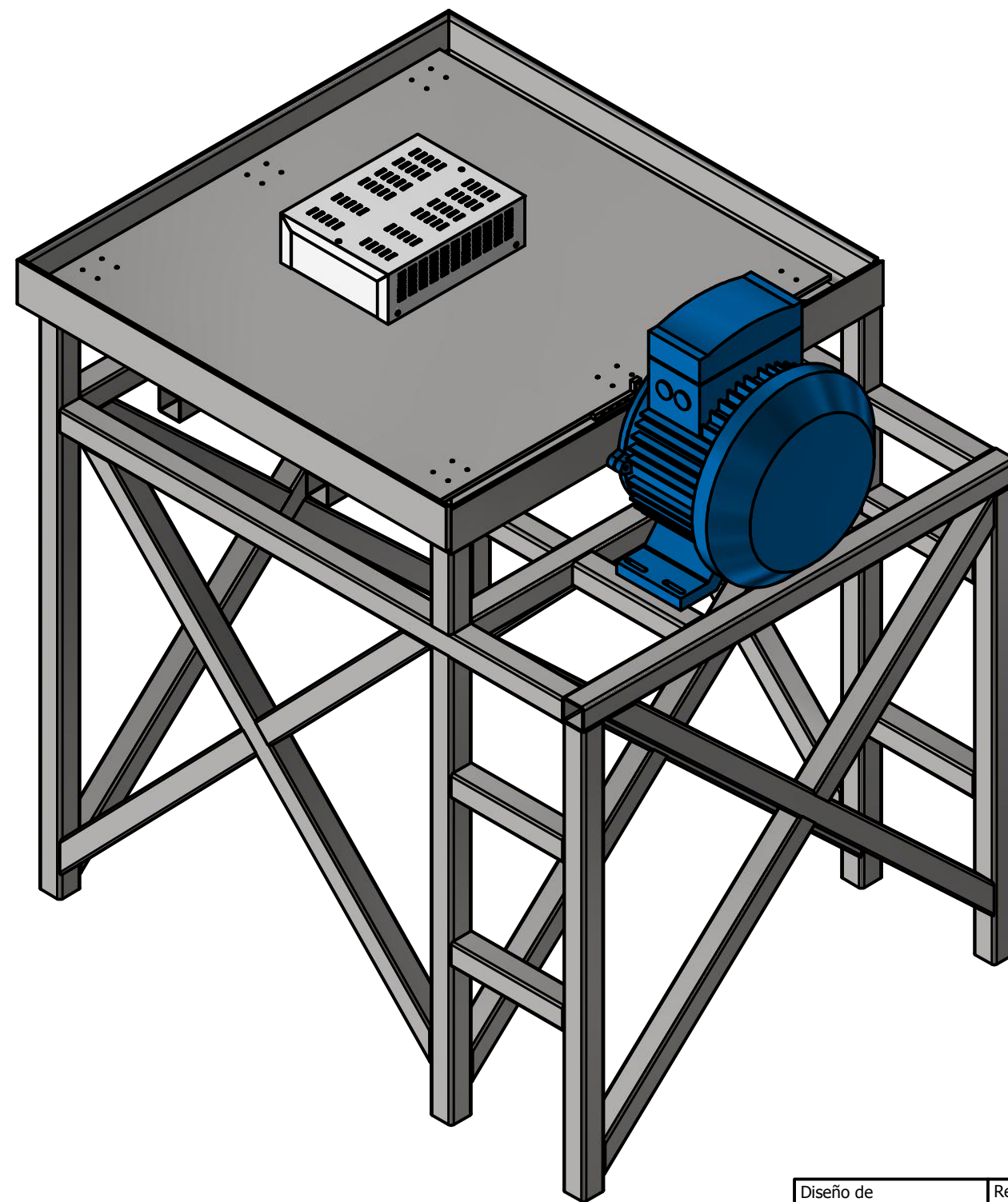
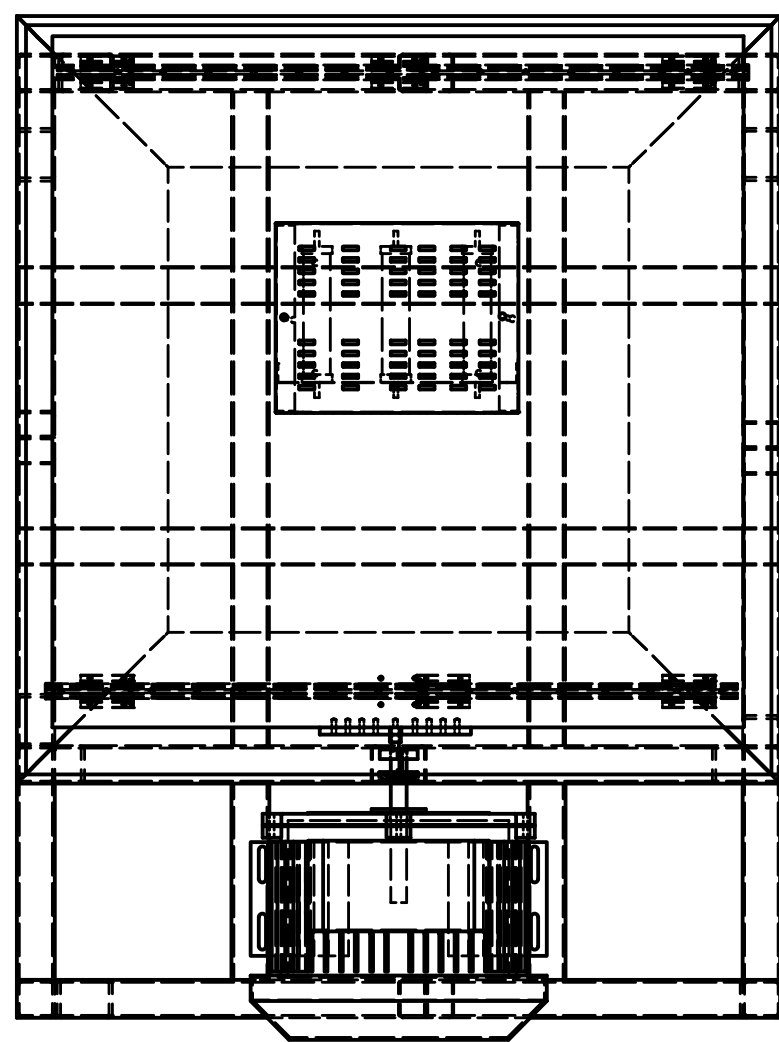
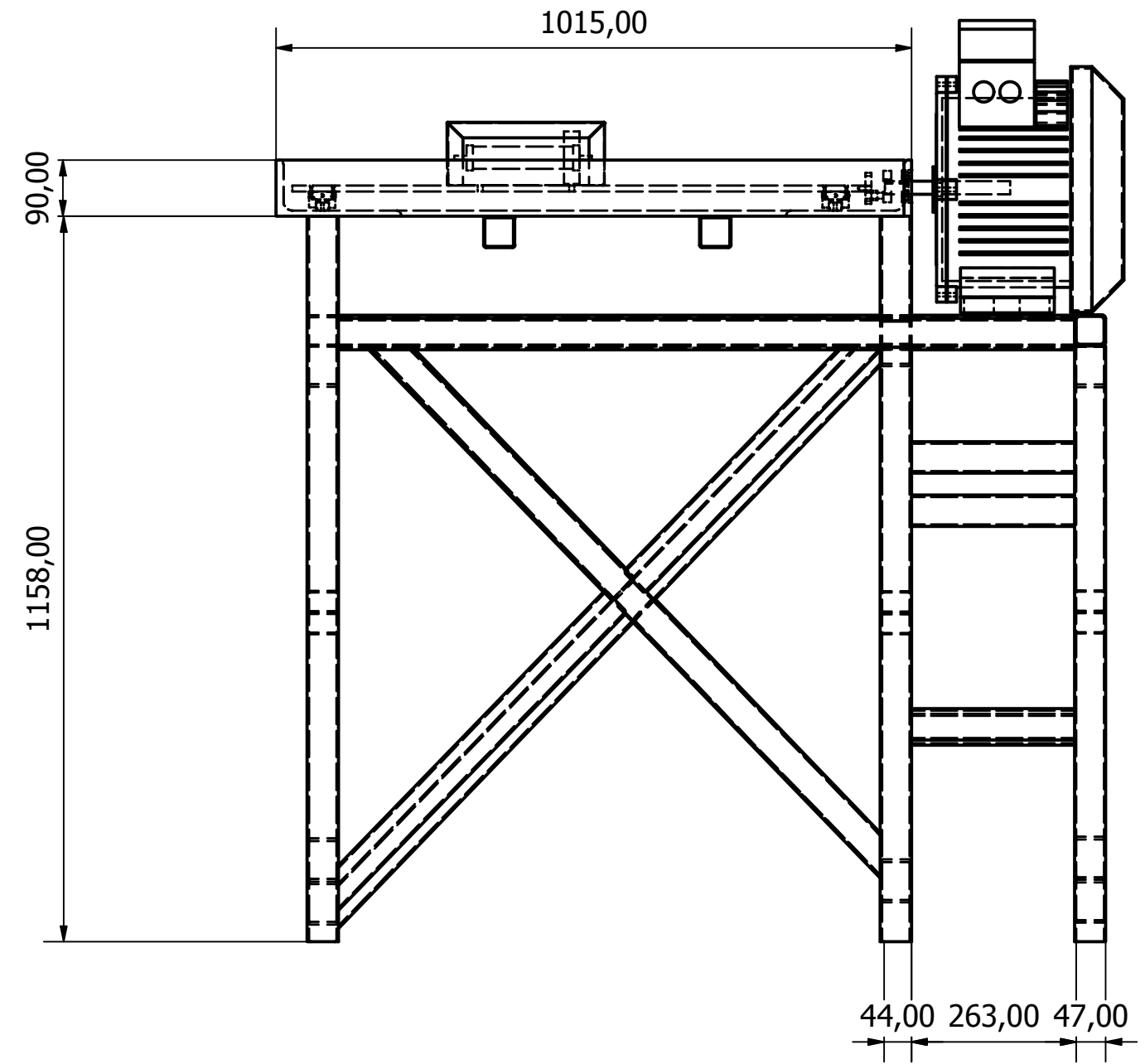
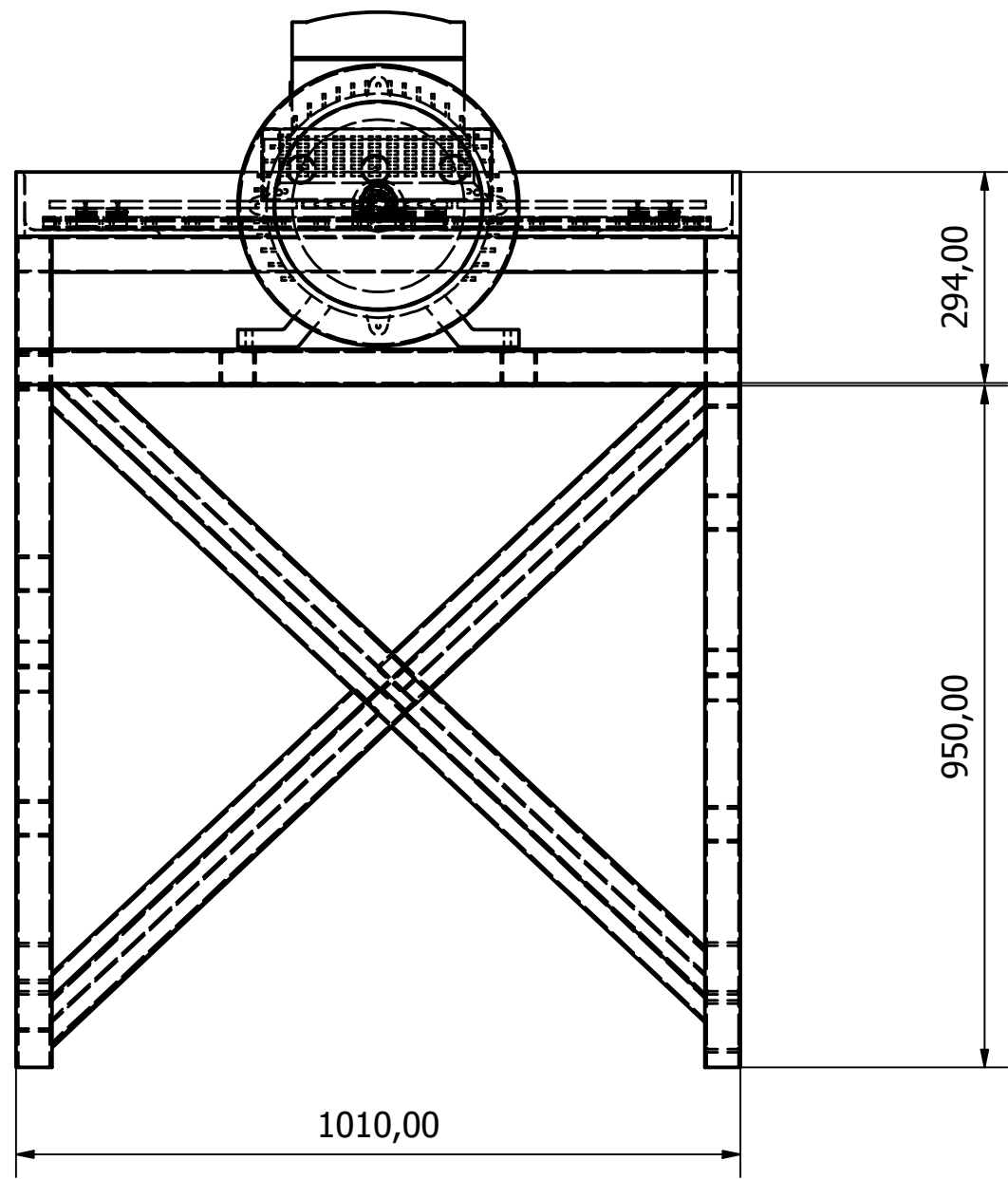
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
ING. GMRM	GMRM	DR. JMC	14-04-2019	14-04-2019	
SEPI ESIME ZAC.			MESA VIBRATORIA		
			PIEZA 2 BASE MOVIBLE	ESCALA	COTA
			1:4	mm	



Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
ING. GMRM	GMRM	DR. JMC	14-04-2019	14-04-2019	
SEPI ESIME ZAC.			MESA VIBRATORIA		
			PIEZA 3 CRUZ	ESCALA	COTA
			1:1	mm	



Diseño de ING. GMRM	Revisado por GMRM	Aprobado por DR. JMC	Fecha 14-04-2019	Fecha 14-04-2019	
SEPI ESIME ZAC.		MESA VIBRATORIA			
PIEZA 1 DISCO			ESCALA 1:1	COTA mm	



Diseño de ING. GMRM	Revisado por GMRM	Aprobado por DR. JMC	Fecha 14-04-2019	Fecha 14-04-2019
SEPI ESIME ZAC.		MESA VIBRATORIA		
		MESA VIBRATORIA	ESCALA 1:4	COTA mm