PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE POSGRADO

Título

DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO A ESCALA DE UNA ZARANDA VIBRATORIA

TESIS PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAGÍSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR

LUIS ISAAC LEON PARO

ASESOR

Dr. Ing. JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

SEPTIEMBRE, 2019

RESUMEN

En el presente trabajo se diseña un módulo de una zaranda vibratoria, utilizando el principio de similitud y el teorema Pi (Π) de Buckingham, los cuales proporcionan las leyes de escalamiento de los parámetros dinámicos más importantes como: masa, rigidez, fuerza y frecuencia de excitación. Se tomó como referencia una zaranda de la marca HAVER, de la cual se conocen todos los parámetros dinámicos de manera experimental. Finalizado el diseño se realizó el análisis modal, utilizando para ello modelos conceptuales discretos (Sistemas de uno, tres y seis grados de libertad), que replican las frecuencias naturales de la zaranda como "cuerpo rígido". Adicionalmente se efectuó un análisis modal computacional utilizando el método de los elementos finitos, para evaluar las frecuencias naturales del cuerpo de la zaranda en "modo rígido" y en "modo flexible". Se comprobó que las frecuencias naturales y modos de vibración del módulo escalado proporcionan valores re-escalados cercanos a los valores experimentales. Las desviaciones en los resultados se explican ya que por cuestiones de diseño se necesitó realizar cambios en la posición del centro de gravedad, lo cual afectó fundamentalmente a las frecuencias de la zaranda como un "cuerpo rígido". Finalmente, hay una diferencia del 20% en la frecuencia torsional del cuerpo de la zaranda, debido a que no se escaló la rigidez torsional del sistema.

Dedico este trabajo a mis amados padres, por su esfuerzo y sacrificio en mi formación profesional, y a mi adorado hijo Luis Julián y esposa Jessica, por estar a mi lado en este duro camino.

AGRADECIMIENTOS

Agradecer en primer lugar a Dios y a mis padres, mi madre Juliana Paro Flores y padre Isaías León Enríquez por su apoyo incondicional y constante durante mi formación personal y profesional. También a mi tía Silvia León Vergara por su apoyo en todo momento durante mi estadía en Lima.

Agradecer al Dr. Ing. Jorge Alencastre Miranda, por su apoyo constante, valiosos consejos y observaciones durante toda la realización de esta tesis.

Al Ing. Lenin Chávez de la empresa MAKYL, por facilitarme la información y consejos necesarios para el desarrollo de la tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDO

Pág.

ÍNDICE DE TABLAS

Pág.

ÍNDICE DE FIGURAS

Pág.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos tipo letra

$[M]$: Matriz de massa [kg]

x : Desplazamiento

$\dot{x}$: Velocidad

$\ddot{x}$: Aceleración

$[C]$: Matriz de amortiguamiento

$[K]$: Matriz de rigidez

$F(t)$: Fuerza [N]

F_{Af} : Fuerza en el eje debido a la faja en V

m_e : Masa del modelo a escala [kg]

$\ddot{x}_e$: Aceleración del modelo a escala [mm/s^2]

$\dot{x}_e$: Velocidad del modelo a escala [mm/s]

x_e : Desplazamiento del modelo a escala [mm]

t_e : Tiempo en el modelo a escala [s]

t : Tiempo [s]

c_e : Coeficiente de amortiguamiento del modelo a escala

k_e : Rigidez del modelo a escala

m_r : Masa del modelo a tamaño real [kg]

$\ddot{x}_r$: Aceleración del modelo a tamaño real [mm/s^2]

$\dot{x}_r$: Velocidad del modelo a tamaño real [mm/s]

x_r : Desplazamiento del modelo a tamaño real [mm]

c_r : Coeficiente de amortiguamiento del modelo a tamaño real

k_r : Rigidez del modelo a tamaño real

F_{exc} : Fuerza de excitación

u_G : Desplazamiento del centro de gravedad

J_φ : Momento de inercia alrededor del eje φ

J_ψ : Momento de inercia alrededor del eje ψ

m : Masa desbalanceada [kg]

e : Excentricidad e [mm]

L_{dth} : Desarrollo de referencia de la correa

f_b : Frecuencia de flexión de la correa

L_{dst} : Desarrollo de referencia ISO

$S_x(f)$: Transformada de Fourier de x

$G_{xx}(f)$: Densidad espectral de potencia unilateral

$H(f)$: Función de transferencia del sistema

l : Longitud [mm]

E : Modulo de elasticidad [Mpa]

P_B : Potencia de diseño para fajas en V

c_1 : Factor de angulo para fajas en V

c_2 : Factor de carga para fajas en V

c_3 : Factor de desarrollo para fajas en V

P_N : Potencia nominal por correa trapecial

P_M : Potencia del motor

d_d : Diámetro de referencia de poleas

a : Distancia entre ejes [mm]

Símbolos Griegos

β : Ángulo de contacto para fajas en V [°]

ω_{exc} : Frecuencia de excitación [rad/s]

ω_j : Frecuencia de resonancia [rad/s]

λ_{ij} : Factor de escala

ρ : Densidad

ψ_{ir} : Forma modal

υ : Velocidad

ε_j : Factor de amortiguamiento modal

INTRODUCCIÓN

El creciente auge de la minería en nuestro país y los procesos productivos que son desarrollados por ellas, exigen equipos de gran tamaño, mejores rendimientos y mayores MTBF[1], la industria química, de la construcción y otras, también tienen estas necesidades aunque no necesariamente con grandes equipos. Estas exigencias llevan generalmente a hacer modificaciones en los equipos o alterar su régimen de trabajo normal para lograr mayor producción, sin tomar en cuenta que se podría estar alterando la naturaleza operativa de los equipos que fueron diseñados para unas condiciones de operación determinada.

Un ejemplo claro de esto es la zaranda vibratoria la cual sufre constantemente paradas inesperadas por fallas. Una variación estructural o variación en su régimen de operación (cambio de velocidad de operación, soldaduras, etc.), puede alterar seriamente su respuesta dinámica, en el caso más severo podría coincidir con alguna de sus frecuencias naturales ocasionando resonancia, y como consecuencia cargas dinámicas severas generarían fatiga en la estructura. Todo ello por la falta de conocimiento de los parámetros dinámicos que se limitan en la etapa de diseño y que se deberían conocer tanto en operación como en mantenimiento.

Esto implica que, en el diseño de una zaranda vibratoria, estén involucrados además del cálculo por resistencia un análisis dinámico de la zaranda vibratoria, en el que se obtienen los parámetros característicos de una zaranda como fuerzas de excitación, frecuencias naturales, desplazamientos, velocidades y aceleraciones. El análisis dinámico como tal, se puede hacer preliminarmente con modelos conceptuales discretos, luego con un modelamiento computacional por elementos finitos y después corroborarse con resultados experimentales, ya con un prototipo. Se suelen hacer algunas simplificaciones a los modelos para aminorar el tiempo de análisis.

---

[1] Mean Time Between Failures: tiempo medio entre fallas

Por lo general los prototipos son a escala real, pero también existen modelos a escala reducida. La fabricación de un prototipo generalmente es costosa, por lo cual una opción sería fabricar modelos a escala. Aunque no son muy usados en este tipo de equipos, sin embargo, como ya se sabe algunos fenómenos naturales pueden ser modelados a escala, este mismo principio se puede aplicar a máquinas de complejidad operativa y con condiciones de operación severas como equipos de minería (zarandas, chancadoras, fajas transportadoras, espesadores, etc.).

Un estudio realizado por [ZHANG, 2015], da una alternativa de estudio de estos equipos mediante un modelo a escala de una zaranda vibratoria, usando el principio de similitud, muy usada en aerodinámica en el modelado de prototipos a escala, en la cual se hallan relaciones adimensionales entre parámetros representativos. Se usará justamente este principio en este trabajo de tesis.

En el mercado no se cuenta con este tipo de módulos al menos no para aplicaciones educativas. Por lo que se propone el diseño de un módulo educativo a escala reducida de una zaranda vibratoria referencial, que permitirá entender mejor su comportamiento dinámico.

Objetivos General

Diseñar un módulo educativo de una zaranda vibratoria a escala.

Objetivos Específicos

- Recopilar información sobre zarandas vibratorias, principio de similitud y modelos a escala.
- Determinar las leyes de escalamiento en la zaranda vibratoria.
- Diseñar el modelo a escala reducida de una zaranda vibratoria.
- Analizar dinámicamente el modelo a escala de la zaranda vibratoria.
- Re-escalar los parámetros dinámicos característicos al prototipo de una zaranda de referencia.

Resultados esperados

Se espera tener el diseño y los planos de fabricación de un modelo a escala de una zaranda. Además, se espera encontrar las frecuencias naturales y modos de vibración del modelo a escala, luego re-escalar estos parámetros para un prototipo referencial del cual se conozcan sus parámetros dinámicos.

Impactos

Servirá como un aporte para el estudio y diseño de equipos de gran tamaño de los cuales es necesario conocer sus características dinámicas previo a su fabricación, mediante experimentaciones en un modelo a escala, dando así una confiabilidad extra a un diseño, pudiendo tener aplicaciones en equipos mineros, de la construcción e industria en general. En base a los resultados se podría recomendar alguna solución para un problema específico en diseño, en operación o en mantenimiento. Pudiendo incluso impulsar la industria nacional en este rubro. También con fines de investigación en universidades, ahondando más en el principio de similitud.

CAPÍTULO I

ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

En el presente capítulo se presenta parte de la tecnología que es usada en equipos de zarandeo en minería e industria en general, en cuanto a su principio de funcionamiento, sus partes constitutivas, tipos, movimientos, elementos aisladores, frecuencias y modos naturales representativos, también se presenta la zaranda que se usará de referencia para esta tesis.

1.1 Control de tamaño

Dentro de las etapas productivas de una mina está el control de tamaño Figura 1.1, la cual se considera como una herramienta para clasificar en tamaños diferentes el material extraído y previamente chancado, para un post procesamiento. Para el procesado de mineral grueso, son usadas las zarandas (en la práctica encima de 1-2mm), en la parte final se usa clasificadores espirales y/o hidrociclones (nidos de ciclones).

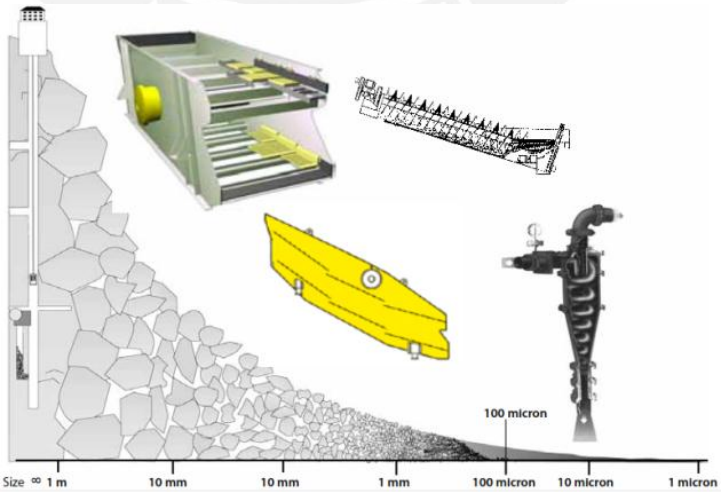


Figura 1.1: Equipos para control de tamaño en la clasificación del mineral[2]

Data-book – Conocimientos Básicos en el procesamiento de minerales - METSO[2]

1.2 Zaranda vibratoria

Las zarandas son equipos de clasificación de materiales, esto lo realiza con la ayuda de un excitador que le da movilidad para estratificar material de ingreso, el material va cayendo en una malla separando las que pueden entrar de las que no, el movimiento solo debe afectar al material mas no a la estructura base por ello se usan aisladores de vibración de tipo activo para evitar daños a la estructura o a otros equipos, en la Figura 1.2 se muestra una zaranda vibratoria lineal con sus partes más importantes usada comúnmente en minería.

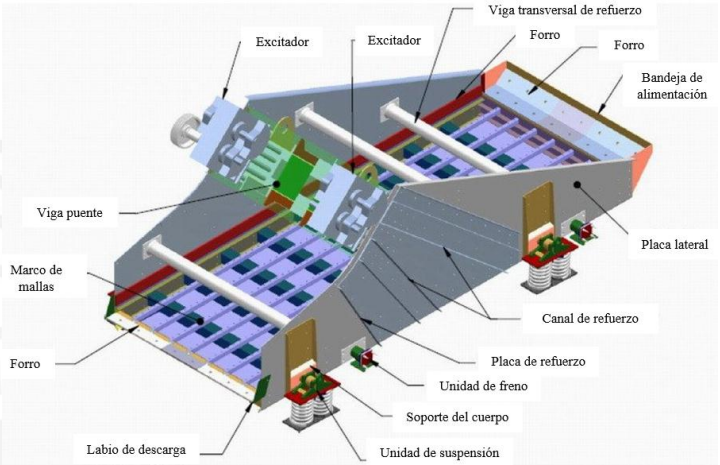


Figura 1.2: Zaranda vibratoria y sus partes principales[3]

El rendimiento de las zarandas tiene tres parámetros importantes: Movimiento, Inclinación y Medios de Zarandeo o mallas (Decks).

1.2.1 Tipos de movimientos de la zaranda

En una zaranda vibratoria se pueden presentar movimientos circulares, elípticos y en línea recta como se muestra en la Figura 1.3.

[3] HAVER & BOECKER, TYLER, TYCAN XL Technical Specifications

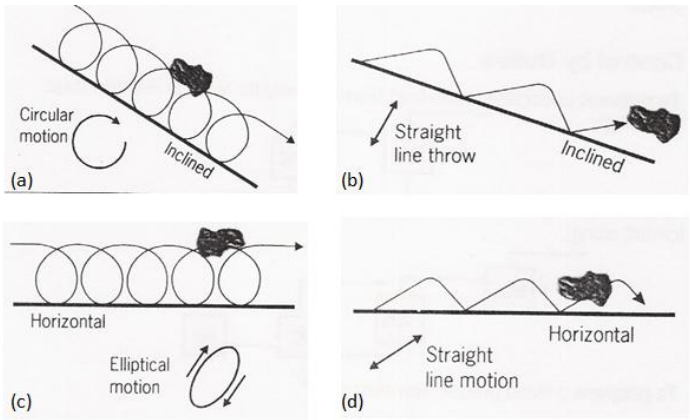


Figura 1.3: (a) Movimiento circular en una zaranda inclinada, (b) Movimiento recto en una zaranda inclinada, (c) Movimiento elíptico en una zaranda horizontal, (d) Movimiento en línea recta en una zaranda horizontal. [VSMA[4], 1998].

El movimiento circular o el elíptico (cuando el excitador esta encima de C.G.) es generalmente preferido en zarandas inclinadas convencionales, en cambio en las zarandas horizontales se prefiere el movimiento lineal, los movimientos lineales también son preferidos en zarandas tipo Banana Tabla 1.3.

1.3 Clasificación de materiales

A continuación, se describen los dos conceptos de clasificación de materiales usados en zarandas vibratorias como son la estratificación y la probabilidad.

a. Estratificación

En la Figura 1.4(a) se muestra la clasificación por estratificación, en la cual las partículas grandes suben a la superficie, mientras que las partículas pequeñas se filtran por los vacíos hasta llegar al fondo. Es necesario contar con un lecho de material para lograr una clasificación efectiva.

[4] VSMA: “Vibrating Screen Manufacturer Association”

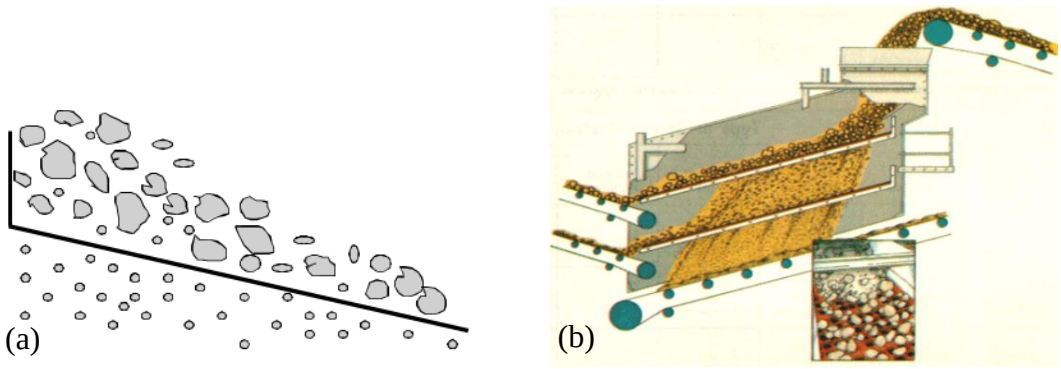


Figura 1.4: Clasificación de materiales (a) Estratificación de material, (b) Estratificación en la zaranda vibratoria[5].

La estratificación en una zaranda Figura 1.4(b), se produce debido a que el material es agitado por la zaranda, está a la vez es excitada por un desbalance de una volante o eje.

b. La probabilidad

Es el proceso a través del cual el material atraviesa la apertura de la malla, Figura 1.5. El factor de influencia es el tamaño de partícula (d) en relación a la apertura de la malla (a).

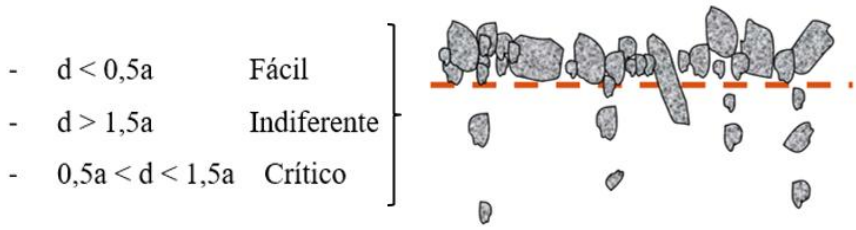


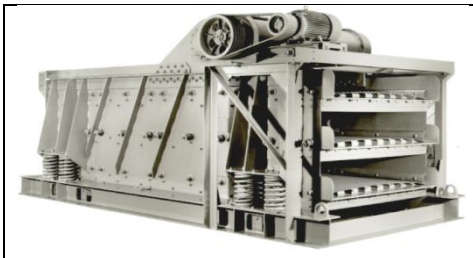
Figura 1.5: La probabilidad del zarandeo[5].

1.4 Efecto de la inclinación

La inclinación de la zaranda es muy importante para el rendimiento y la capacidad del zarandeo, normalmente el ángulo recomendado de operación varía entre -5° a 20°. La inclinación gobierna la velocidad del flujo del material, en la Tabla 1.1 se muestra el efecto de la inclinación en la zaranda.

[5] Brochure Vibrating Screens – DEISTER Machine Company, Inc

Tabla 1.1: Efecto de la inclinación[4].

	
Zaranda horizontal	Zaranda inclinada
Ángulos entre -5° a 10°	Ángulos de 15° a 20°
Capacidad baja a moderada	Alta capacidad
Alta eficiencia	Eficiencia moderada
Baja velocidad de transporte	Alta velocidad de transporte
Mayores problemas de atrapamiento	Menores problemas de atrapamiento
Recomendado en desagüe de minerales	Inadecuados para desagüe de minerales

1.5 Factores que afectan la clasificación

La clasificación del material es afectada de factores como los que se muestran en la Tabla 1.2.

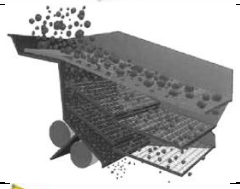
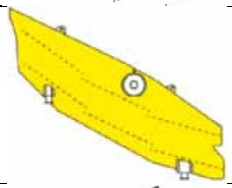
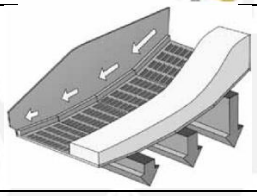
Tabla 1.2: Factores que afectan la clasificación de materiales.

Eficiencia de clasificación	Estratificación
	Probabilidad de separación
Limites mecánicos	Capacidad del transporte
	Aceleración (Fuerzas G)
	Vida de los rodamientos
Frecuencias resonantes	Pruebas de frecuencia critica

1.6 Tipos de zarandas

Existen muchos tipos de zarandas, pero se pueden reducir a los cuatro tipos mostrados en la Tabla 1.3, aproximadamente el 60% usado a nivel mundial son de inclinación simple y de zarandeo por estratificación. También existen otros tipos como de doble, triple o inclinación múltiple, donde se zarandea por estratificación y por caída libre o combinándolas para diferentes aplicaciones.

Tabla 1.3: Tipos de zaranda más comunes.

	**Simple inclinación:** zarandeo para estratificación, movimiento circular 15°, movimiento lineal 0°-5°, muy bueno para zarandeo selectivo.
	**Doble inclinación:** De caída libre, compacta, alta capacidad pero baja selectividad típica en circuitos de zarandeo.
	**Triple inclinación:** Combina la capacidad y la selectividad, típica para zarandeo controlado para fracciones de producto más exigentes.
	**Inclinación múltiple "Banana Screen":** efectivo zarandeo en camas delgadas, populares en carbón y minería metálica.

1.7 Elementos característicos

Los elementos más característicos en una zaranda vibratoria son:

1.7.1 Conjunto motriz

Es prácticamente el corazón del equipo y genera la fuerza de excitación que da el movimiento oscilatorio en la zaranda Figura 1.6. El sentido de rotación controla la dirección del flujo. En zarandas lineales está compuesto por masas desbalanceadas que giran opuestamente, para anular la componente horizontal.

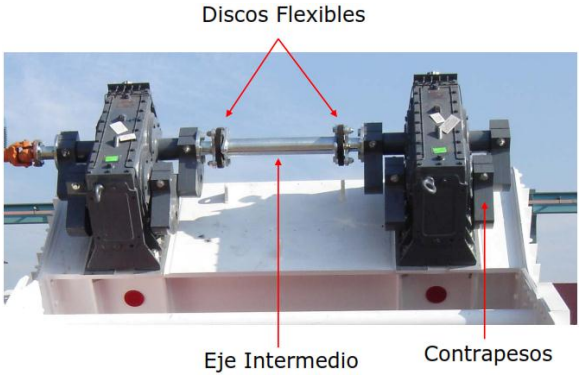


Figura 1.6: Conjunto motriz[6]

[6] http://www.donvalleyeng.com/products/screens/exciter-units/

1.7.1.1 Fuerzas que actúan en una zaranda

Las fuerzas que crean la estratificación en el material que está clasificándose, en el caso de las máquinas de accionamiento circular, son los mecanismos de desbalance, los mismos que transmiten energía al material tratado. A estas fuerzas se les llama "Fuerzas G" (aceleración de la gravedad). En una máquina de movimiento circular y lineal, las fuerzas G en la mayoría de zarandas operan con una fuerza entre 2.5 a 5 G´s. Valores mayores podrían llevar a que las partes o el equipo en general tengan importante deterioro o una eventual destrucción.

Fuerza "G"

La magnitud de la "Fuerza G" es función de la amplitud de oscilación y de las revoluciones del equipo, medidas en el eje en la Figura 1.7, se ve como varia esta fuerza. Usualmente para la clasificación de partículas mayores se emplea una amplitud mayor con menos revoluciones. Para la clasificación de partículas menores se emplea una amplitud menor con mayores revoluciones.

$$Fuerza\ G = \left[\frac{RPM}{30}\right]^2 * \frac{Radio\ de\ Carrera\ [mm]}{1000} \tag{1.1}$$

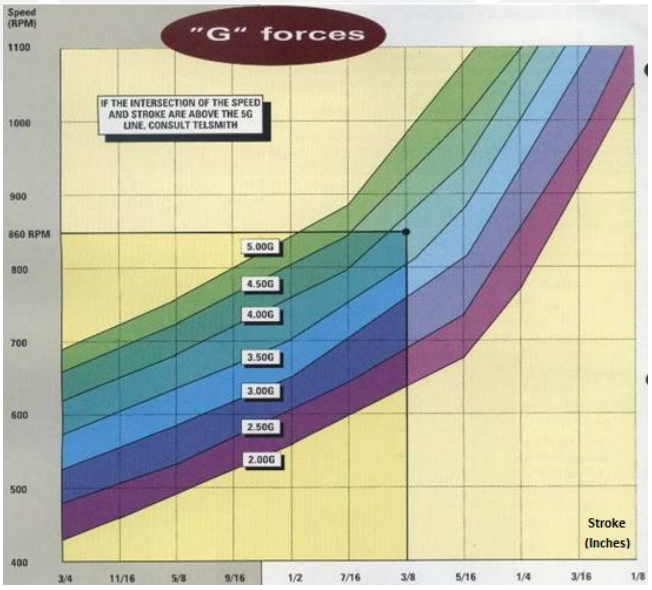


Figura 1.7: Fuerza G en función de la velocidad y la amplitud [VSMA, 1998].

1.7.1.2 Principio de vibración

En zarandas lineales, la vibración ocurre mediante la excitación causada por fuerzas centrifugas, generadas por la rotación de masas excéntricas Figura 1.8, donde las componentes horizontales se anulan y las verticales se suman en todo momento.

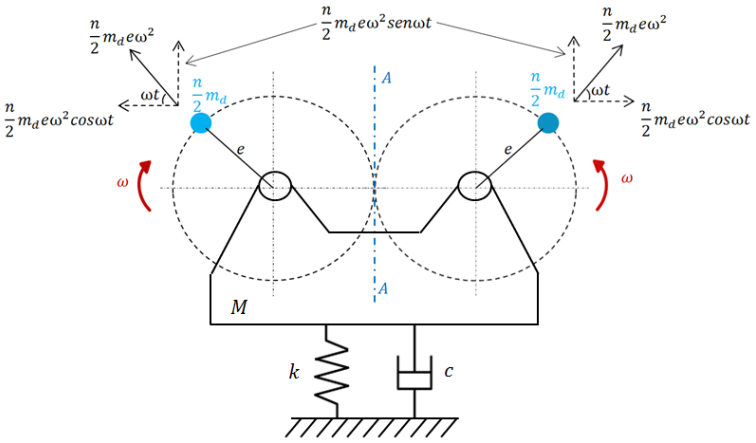


Figura 1.8: Fuerzas centrifugas de dos masas excentricas con giro contrario.

Dónde:

m : Masa desbalanceada (m_d)

e : Excentricidad

ω : Velocidad de operación

n : Número de masas desbalanceadas

M : Masa vibrante

1.7.1.3. Respuesta general en un sistema sometido a desbalance rotatorio

El principio de vibración en una zaranda vibratoria se puede describir en base al modelo de la Figura 1.8, cuya ecuación de movimiento es:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = nme\omega^2 sen\omega t \tag{1.2}$$

La cual tiene por solución completa, con $n = 1$ y $\zeta = c/c_c$:

$$x(t) = X_1 e^{-\zeta\omega_n t} sen\left(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t + \phi_1\right) + \frac{me\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} sen(\omega t - \phi) \tag{1.3}$$

De la Ecuación (1.3) se desprende la solución estacionaria reducida a su forma adimensional:

$$\frac{MX}{me} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \tag{1.4}$$

Y el ángulo de fase ϕ:

$$tan\phi = \frac{2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \tag{1.5}$$

Estas ecuaciones se presentan gráficamente en la Figura 1.9:

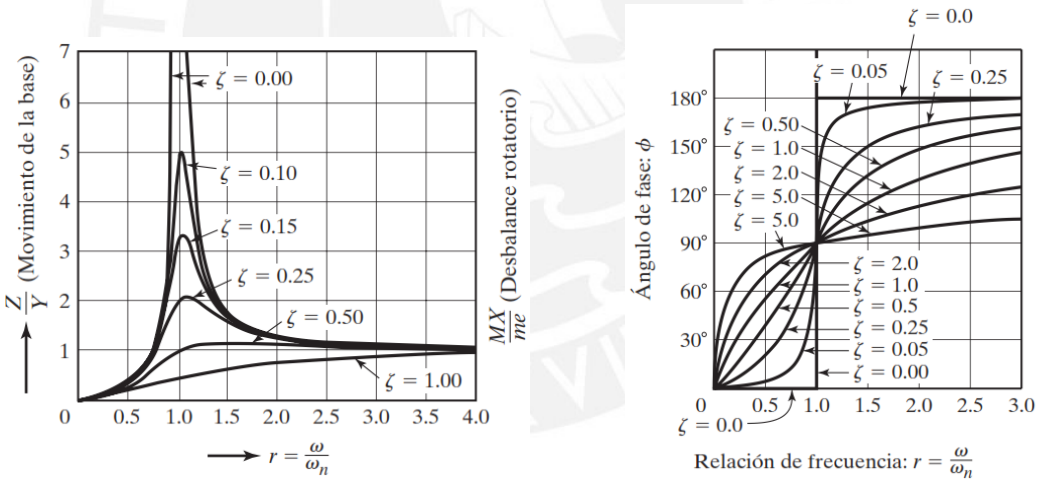


Figura 1.9: Variación de (MX/me) y ϕ con la relación $r = (\omega/\omega_n)$ [RAO, 2011]

1.7.2 Elementos aisladores

Son los encargados de evitar que las vibraciones pasen a la estructura soporte y pueden ser:

a. Resorte Helicoidal: Son los elementos más usados en zarandas vibratorias, pueden tener de uno a más por apoyo, su selección depende del grado de aislamiento

requerido y peso soportado, la Figura 1.10, muestra una zaranda de movimiento circular inclinada con dos aisladores de tipo resorte por apoyo.

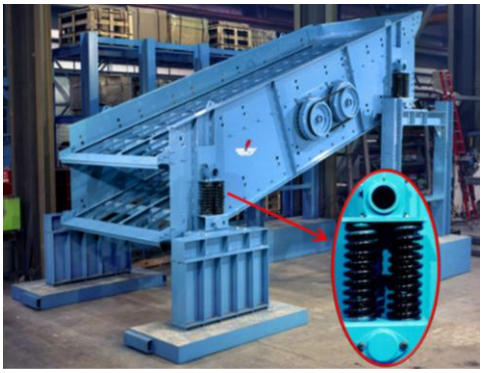


Figura 1.10: Zaranda vibratoria soportada por resortes helicoidales[7].

b. Aislador oscilante: El amortiguador oscilante de la marca ROSTA Figura 1.11, combina las funciones de muelle, amortiguador y cojinete.

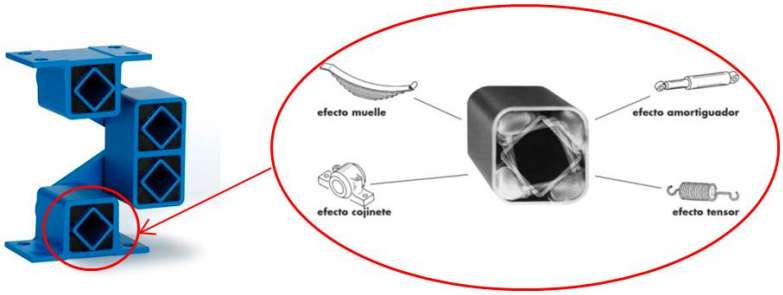


Figura 1.11: Amortiguador oscilante ROSTA.

c. Combinación de aisladores: Se puede incluir una combinación entre el resorte helicoidal convencional y el amortiguador oscilante de ROSTA como se muestra en la Figura 1.12.

Figura 1.12: Combinación de elementos aisladores.

[7] http://www.conn-weld.com/incline-vibrating-screens.html

1.8 Información general de la zaranda a escalar

La zaranda que se usó como referencia para esta tesis, es la zaranda Haver de la mina "Las Bambas", de la etapa de molienda, cuya ubicación y características generales se detallan a continuación.

1.8.1 Proceso productivo de la mina "Las Bambas"

El proceso productivo de la mina "Las Bambas" tiene básicamente 3 etapas.

a. Chancado y manejo de material: El proceso productivo se inicia con la extracción del mineral de Ferrobamba. Luego el mineral es reducido a -150mm por las chancadoras primarias de tipo giratorio, después pasa a la faja de sacrificio, que las deposita en las fajas Overland[8] de 5km de recorrido hasta la pila de almacenamiento de mineral grueso de 105 000 ton vivas de capacidad.

b. Molienda: Luego es trasladado por ocho alimentadores de placas, hasta dos fajas transportadoras cuatro por línea, las cuales alimentan a los molinos SAG[9] N° 1 y 2, las cuales a su vez descargan a las zarandas de clasificación, dejando pasar partículas de -13mm, hacia el nido de ciclones ya como pulpa.

c. Flotación y remolienda: Aquí la pulpa se separa en concentrado y los relaves en las filas de flotación Rafer y Refer-Scavenger, después de proceso de flotación y limpieza es enviado al proceso de espesamiento de concentrado Bulk[10] de cobre-molibdeno hasta un 62% de sólidos. Después pasa a la planta de molibdeno, donde se separan el cobre y el molibdeno.

Seguidamente a una etapa de limpieza y filtración el mineral de cobre se apila, para su posterior traslado al puerto de Matarani-Arequipa. Todo este proceso se resume en la Figura 1.13.

---

[8] Faja transportadora de gran recorrido apoyada directamente sobre el terreno.
[9] Molino semiautógeno usado para moler rocas en la industria minera.
[10] Concentrado que contiene más de un metal con valor comercial.

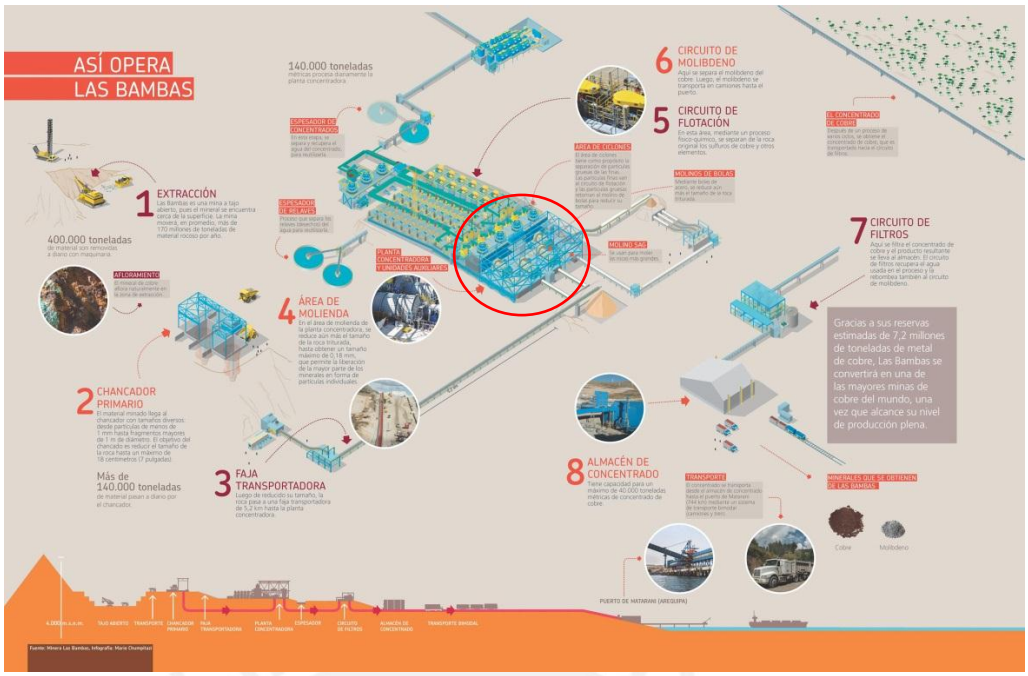


Figura 1.13: Proceso productivo de Las Bambas[11]

1.8.2 Zaranda vibratoria HAVER

La zaranda vibratoria que se estudia en esta tesis, recibe el mineral de los molinos SAG, se le agrega agua de proceso para mejorar la separación del mineral de cobre Figura 1.14.

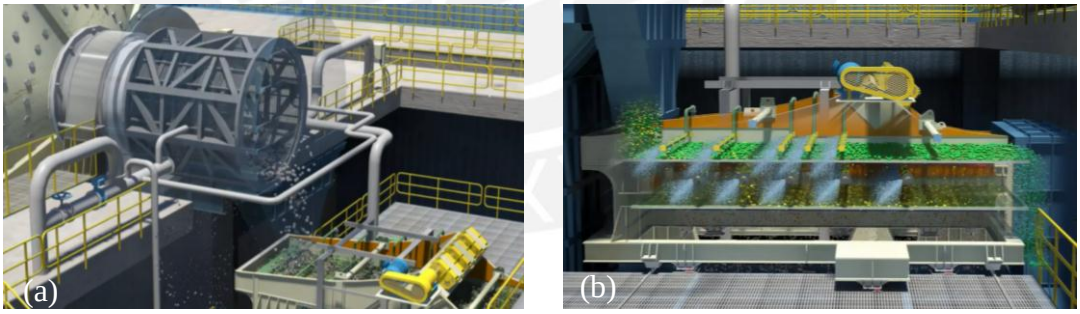


Figura 1.14: (a) Recepción de mineral del molino SAG en la zaranda y (b) Clasificación del mineral de cobre[12]

Esta zaranda es una zaranda horizontal de movimiento lineal Figura 1.15, con tres excitadores con masas desbalanceadas, apoyadas sobre una viga puente de tipo viga cajón, compuesta su vez por dos perfiles I, unidos con soldadura, posee además dos

[11] http://www.lasbambas.com/excelencia-operativa

Decks, y está apoyada sobre 24 resortes helicoidales de compresión como elementos aisladores de la vibración, todo soportado por una estructura conocida como Trolley.

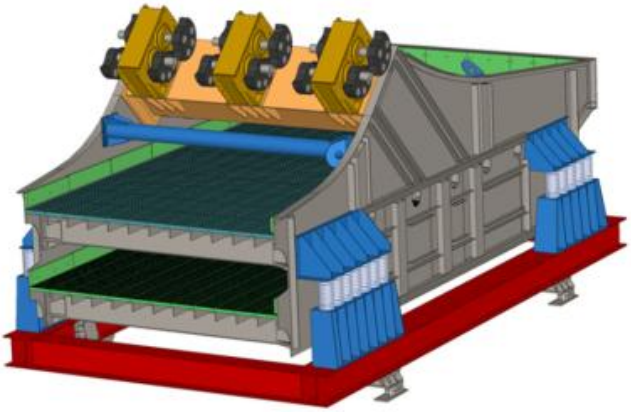


Figura 1.15: Vista 3D de la zaranda vibratoria Haver & Boeker R-MD 3660X7320

Además, cuenta con un motor eléctrico con una reducción por fajas en V que transmite el movimiento a los excitadores, los cuales a su vez excitan la zaranda vibratoria, separando el mineral de cobre en dos tamices de 55mm y 13mm respectivamente. En la Figura 1.16 se muestra la zaranda de la marca Haver (prototipo real a escalar) y sus partes principales, la cual se usó como referencia en esta tesis. Las especificaciones técnicas principales de la zaranda se listan en el ANEXO A.1.

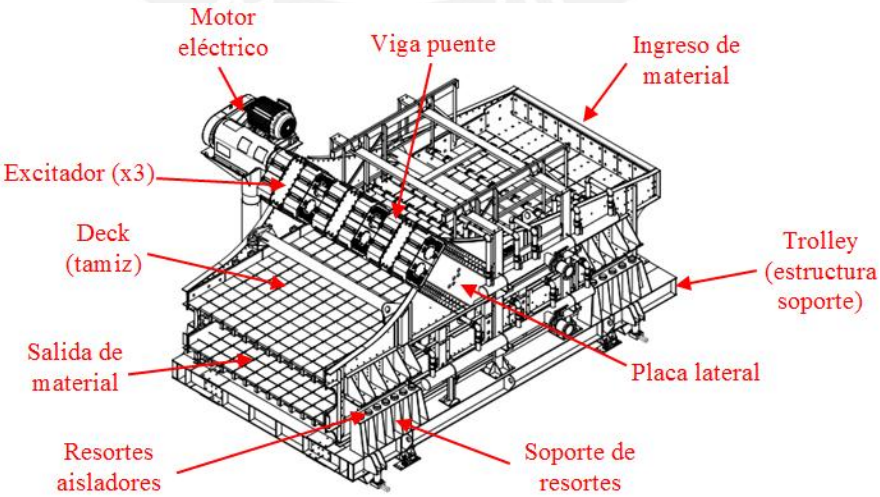


Figura 1.16: Partes principales de la zaranda horizontal Haver R-MD 3660X7320

1.9 Análisis modal y modelamiento

Una forma de representar la dinámica de una zaranda vibratoria es con un sólido rígido mediante modelo discreto de 6 grados de libertad (tres desplazamientos y 3 giros), como se ve en la Figura 1.17, para hallar de manera analítica su comportamiento dinámico como cuerpo rígido.

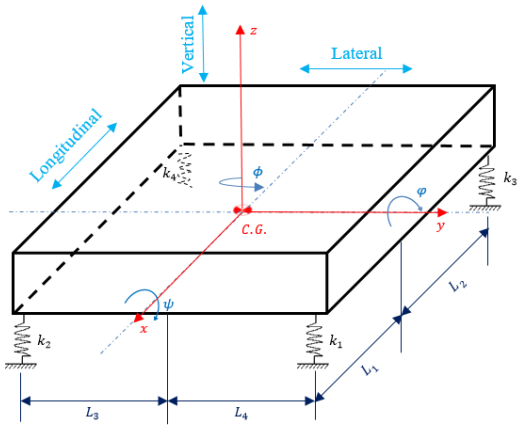


Figura 1.17: Modelo de 6gdl de un cuerpo rígido

Las frecuencias resonantes en los diferentes tamaños y tipos de zaranda, describen por lo general modos, límites similares y un rango de operación óptimo, en la Figura 1.18, se puede ver las tres frecuencias más críticas de una zaranda. La frecuencia crítica de los resortes, la frecuencia critica torsional y la frecuencia critica de flexión de las placas laterales.

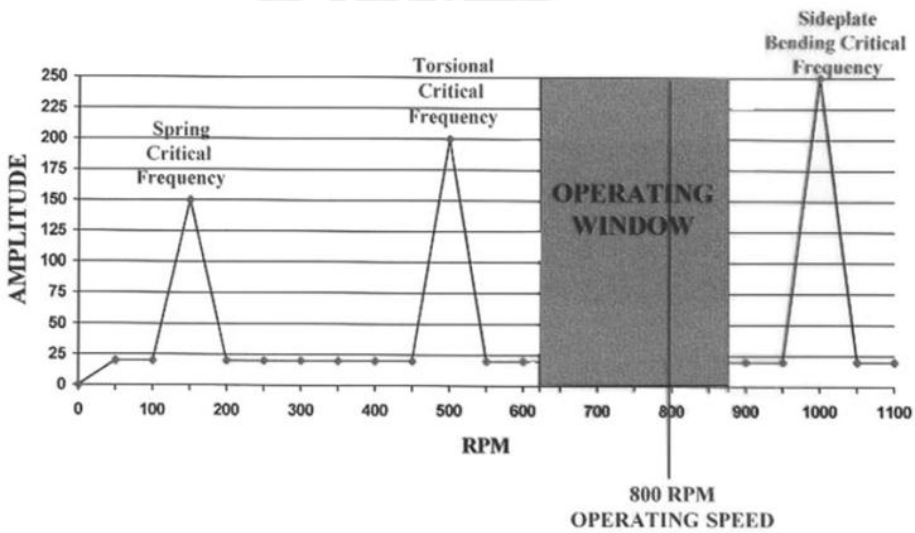
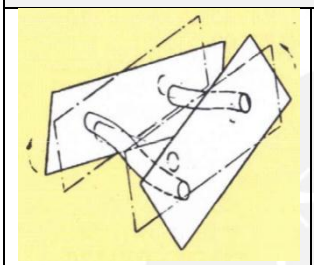
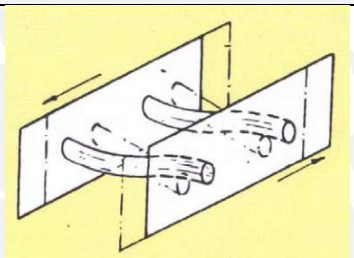
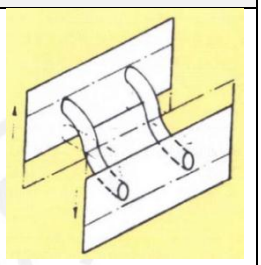
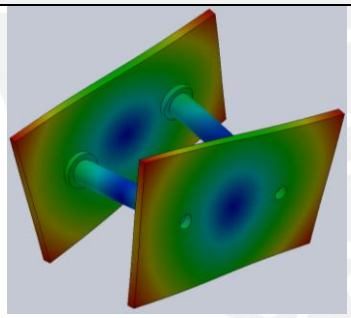
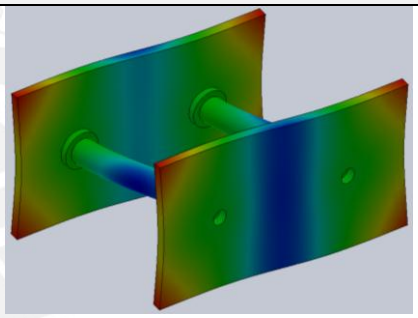
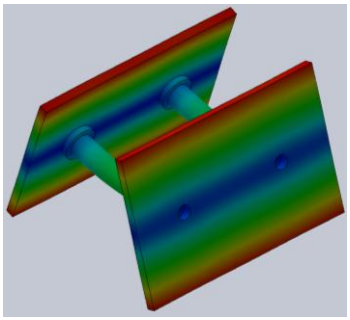
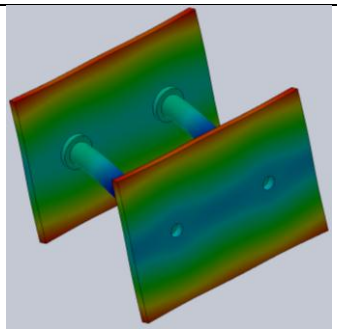


Figura 1.18: Frecuencias naturales típicas en una zaranda vibratoria [VSMA, 1998].

Con el fin de estar fuera de los puntos de resonancia, la velocidad de operación de una zaranda vibratoria, según recomendación de proveedores debe ser en promedio menor a 1200rpm[2].

En cuanto a los modos de vibración de la zaranda, lo que es el comportamiento del cuerpo de la zaranda, se puede hacer una idealización preliminar como en la Tabla 1.4 donde se muestra un modelo representativo de una zaranda con sus respectivos modos en la cual se observa las solicitaciones a las que estaría expuesto el modelo.

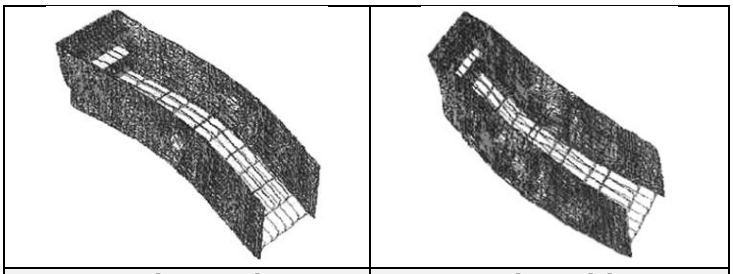
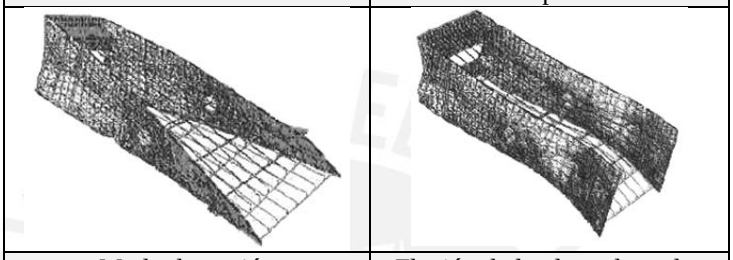
Tabla 1.4: Idealización de modos de una zaranda vibratoria

Solicitaciones criticas del modelo conceptual		
		
Torsional	Corte longitudinal	Corte vertical[12]
Modos en orden de ocurrencia		
		
Primer Modo: Torsional	Segundo Modo: Flexión de placas	
		
Tercer Modo: Flexión de vigas	Cuarto Modo: Corte vertical	

[12] Capacitación en Harneros Metso, METSO Minerals Industries, Inc.

En la Tabla 1.5 se muestra los modos más representativos de una zaranda vibratoria real.

Tabla 1.5: Modos de vibración más representativos. [VSMA, 1998].

	
Modo vertical	Modo paralelo
	
Modo de torsión	Flexión de la placas laterales

De llegar la frecuencia de operación de la zaranda a coincidir o estar cerca de alguna de las frecuencias resonantes podría presentarse algunos de los siguientes síntomas:

- Stroke[13] desigual en una esquina (las magnitudes de los strokes suelen ser diferentes en la parte frontal y en la posterior pero deberían ser iguales en ambos extremos).
- El flujo del material no se da en el medio de los Decks (mallas).
- Aparecen grietas en los Descks, en las placas laterales, viga puente, etc.

Una forma de realizar el análisis dinámico de las zarandas vibratorias es por elementos finitos. Donde se pueden ver claramente los modos de cuerpo rígido y flexible. Se puede hacer una corroboración analítica con modelos simplificados de la zaranda como el de la Figura 1.17, pero estos solo para los modos de cuerpo rígido, para los modos de cuerpo flexible es necesario usar los elementos finitos. En la Figura 1.19, se muestra uno de los modos más críticos, el de tipo torsional, el cual está cerca de la frecuencia de operación.

[13] Stroke: amplitud de oscilación de pico a pico en un soporte de la zaranda en la dirección de la fuerza de excitación.

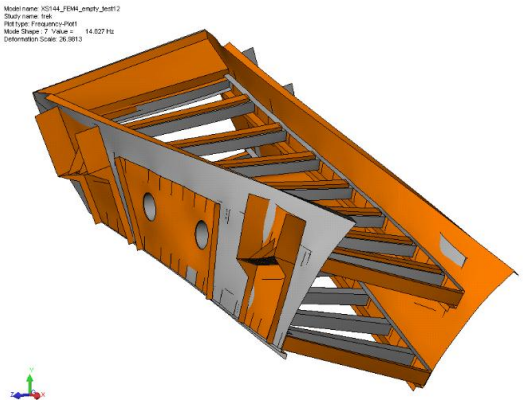


Figura 1.19: Modo torsional de una zaranda a 14.83Hz[14]

En la Figura 1.20 se ve un modo de vibración captado por un software FEM, para la Zaranda HAVER de la mina “Las Bambas”. En los ANEXOS A.2 y A.3, se ven las frecuencias y los modos de vibración de la zaranda HAVER obtenidos de manera analítica y experimental por la empresa MAKYL [CHAVEZ, 2015].

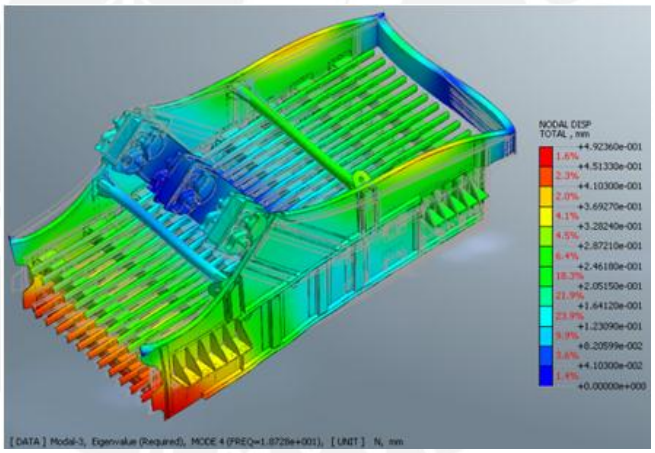


Figura 1.20: Ejemplo de modo de vibración por elementos finitos [ALENCASTRE, 2017].

Una vez obtenidos resultados analíticos y por modelamiento computacional con FEM, le seguiría análisis experimental (OMA[15]).

En esta tesis se intenta obtener los valores obtenidos en [CHAVEZ, 2015] mediante modelos analíticos y modelamiento computacional de un modelo a escala de dicha zaranda.

---

[14] Zarandas Vibratorias, www.sandvik.com
[15] Operation Modal Analysis

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE ESCALAMIENTO DE LA ZARANDA VIBRATORIA

En esta parte se presenta el análisis de escalamiento de la zaranda, partiendo de los principios que rigen esta teoría como son el análisis dimensional y el principio de similitud, seguidamente se realiza en análisis de escalado como tal a la zaranda vibratoria HAVER y luego se obtendrán los factores de escala para módulo de la zaranda vibratoria, finalmente se hará una evaluación para obtener la escala adecuada que se usara.

2.1 Análisis dimensional en el escalamiento de modelos

El análisis dimensional es una herramienta para encontrar o verificar relaciones entre cantidades físicas usando sus dimensiones (ley física independiente de sus dimensiones). Provee una manera de planear y llevar a cabo experimentos y permite re-escalar resultados de un modelo a un prototipo (tamaño real). El objetivo del análisis de escalamiento es dar un método sistematizado para adimensionalizar ecuaciones que describen un fenómeno, el análisis dimensional mediante el Teorema Pi (Π) de Buckingham es una forma de lograrlo. En un sistema con muchas variables se puede construir una serie de números que no tienen dimensiones, esto inherentemente dice algo acerca de la invariancia en la escala.

El teorema Pi (Π) de Buckingham puede encontrar el conjunto de parámetros adimensionales los cuales caracterizan la dinámica de un sistema. El teorema Pi (Π) establece que dada una ecuación $\{u_1 = f(u_2, u_3, \dots, u_k)\}$ que tiene k variables, dimensionalmente homogéneas, se puede reducir a una cantidad de $k - r$ relaciones adimensionales $\{\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_{k-r})\}$, donde r es el mínimo número de dimensiones fundamentales requeridas para describir las variables.

En el contexto de escalado de sistemas, el teorema Pi (Π) de Buckingham permite la derivación de las leyes de escalado del diseño, las cuales son relaciones matemáticas

que relacionan las variables del diseño del sistema original (prototipo) y del modelo escalado.

2.2 Modelamiento y similitud

Un modelo es una representación de un sistema físico que puede ser usado para predecir el comportamiento de un sistema en algún aspecto deseado. La similitud es un concepto usado en experimentación de modelos a escala. Los modelos de ingeniería son usados comúnmente para estudiar problemas aerodinámicos complejos complementados con cálculos analíticos y las simulaciones por computador, como se hace en la industria naval y aeronáutica, Figura 2.1, por ejemplo, en submarinos nucleares, barcos, aviones de combate, incluso presas y rascacielos.

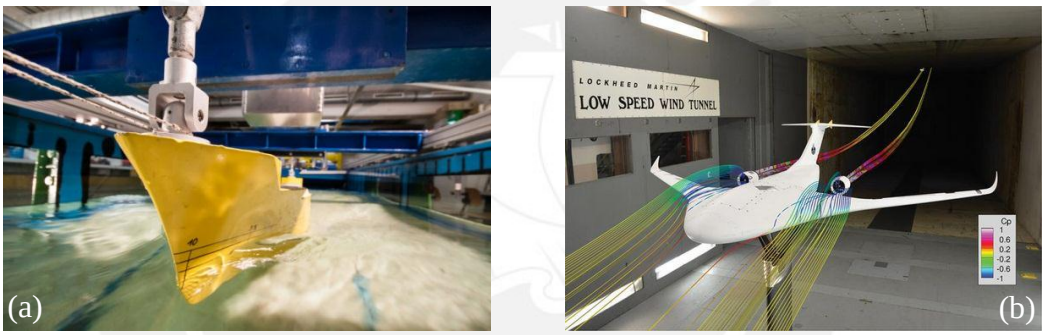


Figura 2.1: (a) Modelo a escala de un barco, (b) Aeronave a escala en un túnel de viento[16]

La fabricación de un modelo a escala, debe estar acompañada de un análisis para determinar bajo qué condiciones se experimentará. Mientras escalar una geometría puede ser relativamente sencillo, otros parámetros como fuerza, velocidad o temperatura podrían necesitar ser alterados.

2.2.1 Teoría de modelos

Aplicando el teorema Pi (Π) de Buckingham en la determinación de los parámetros Pi, para un problema dado se puede deducir que el único requisito es el conocimiento de la naturaleza física del fenómeno y las variables con las que cuenta, esto implica que cualquier sistema que este gobernado por las mismas variables, y se describen con los términos Pi, entonces una relación similar se puede escribir para un sistema dado y para un modelo como:

---

[16] *http://www.isa-propulsion.com/services/scale-model-testing*

$$\Pi_1 = \phi(\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_n); \qquad \Pi_{1m} = \phi(\Pi_{2m}, \Pi_{3m}, \dots, \Pi_{nm}) \tag{2.1}$$

Entonces si un modelo es diseñado y operado bajo las siguientes condiciones:

$$\begin{aligned} \Pi_{2m} &= \Pi_2 \\ \Pi_{3m} &= \Pi_3 \\ &\dots \\ \Pi_{nm} &= \Pi_n \end{aligned} \tag{2.2}$$

Bajo la asunción que la función ϕ es la misma para el modelo y el prototipo, se desprende que:

$$\Pi_{1m} = \Pi_1 \tag{2.3}$$

La ecuación anterior es la ecuación de predicción deseada e indica que los valores medidos de Π_{1m} obtenidos del modelo serán iguales al correspondiente Π_1 para el prototipo, siempre y cuando los demás términos Pi sean iguales. Estos son comúnmente llamados requisitos de similitud o leyes de modelamiento. En general la ecuación de predicción, se formula dividiendo la ecuación general del prototipo por la ecuación general del modelo.

$$\frac{Prototipo}{Modelo} = \frac{\Pi_1}{\Pi_{1m}} = \frac{\phi(\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_n)}{\phi(\Pi_{2m}, \Pi_{3m}, \dots, \Pi_{nm})} \tag{2.4}$$

Si todas las condiciones de diseño se satisfacen ($\Pi_{im} = \Pi_i$), el modelo se puede considerar como un modelo "verdadero" que dará información precisa del comportamiento del prototipo, en la Figura 2.2, se ve el proceso de modelamiento simplificado.

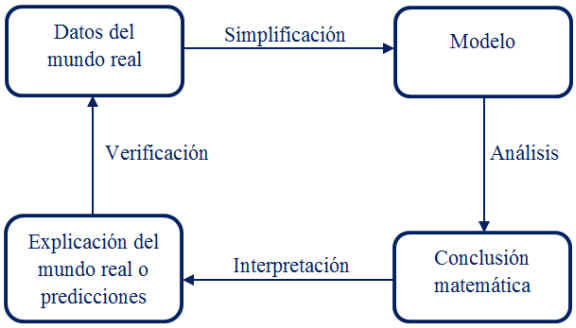


Figura 2.2: El proceso de modelado como un sistema cerrado

Un factor de escala es un número, el cual escala, o multiplica, una cantidad, un ejemplo simple podría ser si se duplica una distancia, entonces el factor de escala seria $\lambda = 2$. En general el escalado es una técnica para relacionar las variables de un prototipo y un modelo en puntos correspondientes. Aunque los factores de escala puedan eclipsar las bases de la similitud, ambos son usados comúnmente en el diseño e interpretación de modelos a escala.

2.2.2 Principio de Similitud

El conjunto de principios sobre los cuales un modelo se puede relacionar con el prototipo para predecir su comportamiento se llama similitud. La similitud se aplica a todos modelos matemáticos, modelo escalado y prototipo.

2.2.2.1 Tipos de similitud

a. Similitud Geométrica: relación entre dimensiones, implica similitud en forma, es decir la relación entre dimensiones en un sistema con los de otro sistema es la misma en todo lugar. Esta relación es usualmente conocida como factor de escala. El modelo no es necesariamente más pequeño que el prototipo.

b. Similitud Cinemática: similitud cinemática se refiere a similitud de movimientos, como los movimientos se describen por distancia y tiempo, esto implica similitud de dimensiones (similitud geométrica) y adicionalmente similitud en intervalos de tiempo. Si el factor de escala para dimensiones es λ_l, y el correspondiente para el tiempo es λ_t, luego el factor de escala para la velocidad será $\lambda_l/\lambda_t = \lambda_v$ y similarmente para la aceleración $\lambda_l/\lambda_t^2 = \lambda_a$. Por consiguiente, la similitud geométrica es una condición necesaria para lograr la similitud cinemática, pero no es suficiente.

c. Similitud Dinámica: la similitud dinámica es la similitud de fuerzas, requiere previamente que se cumpla la similitud geométrica y cinemática. Las fuerzas en el modelo y en el prototipo difieren solo por un factor de escala constante.

De lo anterior se deduce que un modelo tiene similitud con una aplicación real si los dos comparten similitud geométrica, similitud cinemática y similitud dinámica, esto

se conoce como similitud completa Figura 2.3. Por lo general se le conoce al sistema a escala real como prototipo y como modelo al sistema escalado. En esta tesis se requiere la similitud completa entre el modelo a escala y el modelo a escala real.

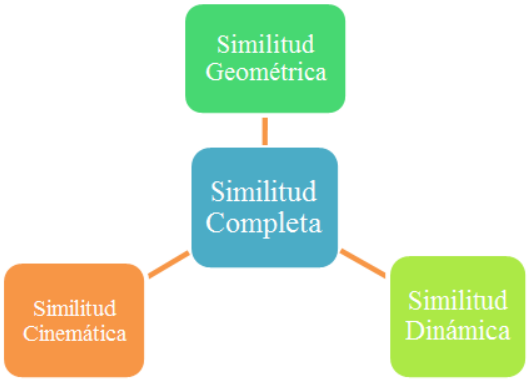


Figura 2.3: Esquema de la similitud completa

La literatura en ingeniería [ZOHURI, 2013] reconoce ampliamente que es difícil lograr la similitud estrictamente durante el modelamiento y la experimentación de un modelo. Mientras más grande sea la desviación en las condiciones de operación de la aplicación, más difícil será lograr la similitud. En estos casos, algunos aspectos de la similitud podrían despreciarse, enfocándose solo en los parámetros más importantes. Esto conlleva necesariamente a hablar de una similitud aproximada.

2.3 Revisión del teorema Pi (Π) de Buckingham para derivar las leyes de escalamiento

La idea general de escalar un sistema como tal comprende la aplicación de un procedimiento como el que usa el Teorema Pi , este procedimiento se puede abstraer mediante una caja negra Figura 2.4, en la que entran directamente las variables y parámetros del sistema dinámico y dan como salida los factores de escala λ para el sistema dinámico escalado.

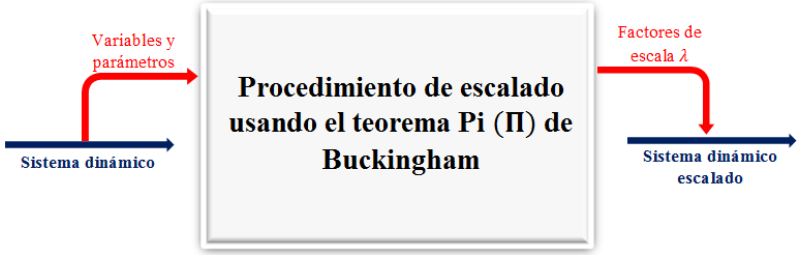


Figura 2.4: Abstracción en una caja negra del procedimiento de escalado

A continuación se describe el procedimiento como tal, para obtener las leyes de escalamiento mediante el teorema Pi (Π) de Buckingham según propone [BURIT, 2008]:

(i) **Identificar las leyes físicas gobernantes del sistema de interés:** se asume que se tiene un conocimiento previo de las leyes físicas gobernantes (o ecuaciones).

(ii) **Identificar las variables y parámetros que aparecen en las ecuaciones gobernantes e identificar sus unidades fundamentales:** en la mecánica Newtoniana por ejemplo existen tres unidades fundamentales (M: masa, L: longitud y T: tiempo).

(iii) **Identificar la formula dimensional asociada con cada variable (o parámetro):** es una relación que muestra las unidades fundamentales para cualquier cantidad elevado a exponentes apropiados y encerrados por corchetes, por ejemplo la formula dimensional para el esfuerzo $\sigma = F/A$, es $[ML^{-1}T^{2}]$.

(iv) **Determinar el número de parámetros adimensionales Pi:** si existen M cantidades físicas definidas en términos de N unidades fundamentales independientes, existen $M - N$ parámetros adimensionales independientes.

(v) **Derivar los parámetros Pi:** se forman $M - N$ grupos de productos, seguidamente se asume exponentes arbitrarios para cada variable en cada grupo de productos. Por requisito cada grupo de productos debe ser adimensional, luego es posible resolver los exponentes arbitrarios y obtener los parámetros Pi.

(vi) **Derivar las leyes de escalamiento:** se define $\lambda_Q = Q_{prototipo}/Q_{escalado}$, como el factor de escala correspondiente a cualquier variable o parámetro Q. Luego por el principio de similitud, las características dinámicas del prototipo original se mantendrán, haciendo invariantes los parámetros adimensionales Pi del prototipo original y del sistema escalado.

En la Figura 2.5 se muestra este procedimiento de forma resumida con un drigrama de flujo.

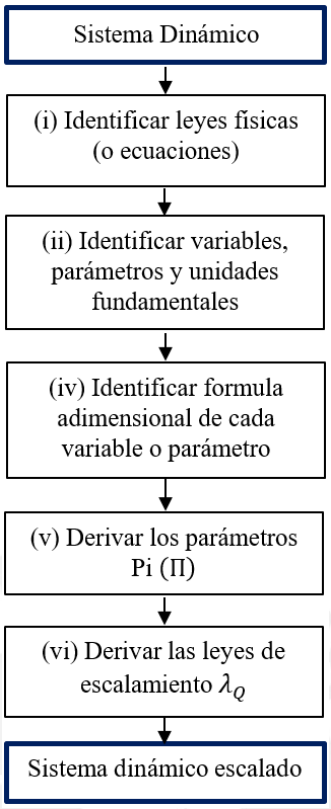


Figura 2.5: Resumen del procedimiento para escalar un sistema dinámico

La mejor de las situaciones es conseguir que todas las variables adimensionales (Grupos Pi) tanto de un modelo como de un prototipo sean iguales, entonces toda la similitud es preservada, sin embargo, como ya se dijo algunas veces es difícil conseguir eso del todo.

2.3.1 Aplicación a un sistema masa-resorte-amortiguador de 1GDL

Se aplica el procedimiento descrito anteriormente para derivar las leyes de escalamiento de un sistema de un grado de libertad (1GDL), masa-resorte-amortiguador Figura 2.6, en vibración forzada.

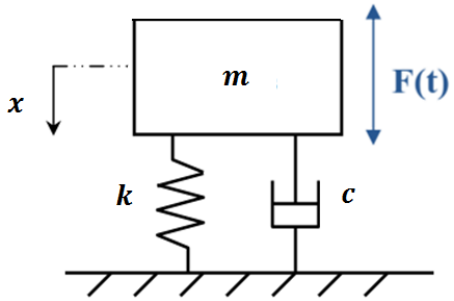


Figura 2.6: Modelo de 1GDL en vibración forzada

Donde m es la masa, k es la rigidez del resorte, c el coeficiente de amortiguamiento, x es el desplazamiento vertical de la masa y $F(t)$ la fuerza aplicada al sistema. La respuesta de interés es generalmente el desplazamiento de la masa. La ecuación que gobierna el sistema es:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \tag{2.5}$$

Por simplicidad se asume que tanto el resorte como el amortiguamiento en el sistema tienen características lineales. Se empieza con el análisis dimensional identificando las variables relevantes de la Ecuación (2.5) como sigue:

$$\{m, k, c, F, x, t\}, Número\ de\ variables = 6 \tag{2.6}$$

Seguidamente se encuentran las formulas dimensionales de las variables basadas en las unidades fundamentales, la formula dimensional para cada cantidad es:

$$\begin{gathered} m = [M], \quad k = [MT^{-2}], \quad c = [MT^{-1}] \\ F = [MLT^{-2}], \quad x = [L], \quad t = [T] \end{gathered} \tag{2.7}$$

Se ve que el número de unidades fundamentales en este problema es tres, seguidamente por el teorema Pi (Π) de Buckingham:

$$Número\ de\ grupos\ adimensinales\ \Pi = 6 - 3 = 3 \tag{2.8}$$

Estos grupos Pi se derivan primeramente seleccionando un grupo principal que consiste en $N = 3$ variables, luego se forma un conjunto de grupos de productos, asumiendo exponentes arbitrarios para cada variable, estos exponentes arbitrarios se encuentran, de la premisa que cada grupo de productos tiene que ser adimensional. En este caso se selecciona $x, m\ y\ k$ como variables en el grupo principal. Esto resulta en el siguiente grupo de productos:

$$\begin{gathered} \pi_1 = x^{\alpha_1} m^{\alpha_2} k^{\alpha_3} c \\ \pi_2 = x^{\alpha_4} m^{\alpha_5} k^{\alpha_6} F \\ \pi_3 = x^{\alpha_7} m^{\alpha_8} k^{\alpha_9} t \end{gathered} \tag{2.9}$$

Por ejemplo, se considera el primer grupo Pi, y sustituyendo las variables con sus fórmulas dimensionales, se tiene:

$$M^0L^0T^0 = (L)^{\alpha_1}(M)^{\alpha_2}(MT^{-2})^{\alpha_3}(MT^{-1})^1 \tag{2.10}$$

Igualando los exponentes en ambos lados resulta en el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{gathered} 0 = \alpha_2 + \alpha_3 + 1 \\ 0 = \alpha_1 \\ 0 = -2\alpha_3 - 1 \end{gathered} \tag{2.11}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores resulta en: $\alpha_1 = 0$, $\alpha_2 = -1/2$, $\alpha_3 = -1/2$, por consiguiente, el primer grupo Pi es: $\Pi_1 = c/(m^{1/2}k^{1/2})$. Se repite el mismo procedimiento para obtener los demás grupos Pi, entonces:

$$\Pi_1 = \frac{c}{m^{1/2}k^{1/2}}, \quad \Pi_2 = \frac{F}{kx}, \quad \Pi_3 = \frac{k^{1/2}t}{m^{1/2}} \tag{2.12}$$

Se debe notar que estos grupos no son únicos ya que depende de la selección del grupo de variables principales, sin embargo, cualquier otra elección resultara en el mismo conjunto de factores de escala.

Finalmente sigue la derivación de los factores de escala, para esto se debe cumplir el principio de similitud el cual requiere que los valores de los grupos Pi del sistema original (prototipo) y el escalado deban ser idénticos, Luego ordenando con la definición de factor de escala se tiene las siguientes leyes de escalamiento.

$$\begin{gathered} \lambda_m^{1/2}\lambda_k^{1/2} = \lambda_c \\ \lambda_t\lambda_k^{1/2} = \lambda_m^{1/2} \\ \lambda_x\lambda_k = \lambda_F \end{gathered} \tag{2.13}$$

El primer grupo de leyes de escalamiento está asociado con los parámetros del sistema, mientras el segundo grupo con las entradas y salidas del sistema de 1GDL. Estas leyes de escalamiento se pueden asociar a ecuaciones ya conocidas como se muestra en la Tabla 2.1, esto nos dice intrínsecamente que una ecuación que describe

el comportamiento de un sistema no variara para el sistema escalado, ya que debe existir una ecuación para el prototipo y una para el modelo a escala y estas deben cumplir con el principio de similitud. Esto es la base para proceder con el análisis de escalado de la zaranda vibratoria de la cual se conoce su ecuación de movimiento.

Tabla 2.1: Ecuaciones asociadas a las leyes de escalamiento

Leyes de escalamiento	Formula asociada
$\lambda_m^{1/2}\lambda_k^{1/2} = \lambda_c$	$c_c = 2\sqrt{km}$ (1)
$\lambda_t\lambda_k^{1/2} = \lambda_m^{1/2}$	$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$
$\lambda_x\lambda_k = \lambda_F$	$F = kx$

(1) Amortiguamiento crítico se define como el valor constante del amortiguamiento.

2.4 Análisis de escalado de la zaranda vibratoria

Esta aplicación específica tiene cinco variables para un sistema discreto en vibración libre y seis para un sistema discreto en vibración forzada. Todas estas variables se describen con tres unidades fundamentales (M, L y T), para una zaranda vibratoria se conoce la ecuación que gobierna su funcionamiento como modelo discreto, por lo que se procede directamente aplicando el principio de similitud como propone [ZHANG, 2015].

2.4.1 Análisis de similitud de los parámetros modales

A continuación, se analiza los parámetros modales entre el modelo a escala y el prototipo (escala real). La ecuación del modelo a escala y del prototipo (escala real) de la zaranda vibratoria, puede ser descrita, con la ayuda de matrices para organizar todas las ecuaciones de movimiento que describen el comportamiento del sistema en vibración libre, con la Ecuación (2.14).

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \tag{2.14}$$

Donde $[M]$, $[C]$ y $[K]$ son las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez respectivamente. Definimos la ecuación de movimiento para vibración libre con 1GDL, para el modelo a escala.

$$m_e\ddot{x}_e + c_e\dot{x}_e + k_e x_e = 0 \tag{2.15}$$

Desarrollando la Ecuación (2.15) para el análisis modal.

$$m_e \frac{d^2 x_{ie}}{dt_e^2} + c_{ie} \frac{dx_{ie}}{dt_e} + k_e x_{ie} = 0 \tag{2.16}$$

El subíndice i, se refiere a un modo para una respectiva frecuencia natural ω_i. Se desprecia el amortiguamiento, por ser este de tipo estructural. Por consiguiente, para el modelo a escala la ecuación gobernante en vibración libre, será:

$$m_e \frac{d^2 x_{ie}}{dt_e^2} + k_e x_{ie} = 0 \tag{2.17}$$

Análogamente para el prototipo (escala real) la ecuación gobernante en vibración libre será:

$$m_r \frac{d^2 x_{ir}}{dt_r^2} + k_r x_{ir} = 0 \tag{2.18}$$

Los subíndices r y e representan al modelo real y al modelo a escala respectivamente. Entonces se tiene los factores de escala de similitud (λ_{ix}), los cuales se definen como los parámetros físicos del modelo a escala y el prototipo (escala real), como se muestra en la Tabla 2.2, con las respectivas relaciones que los forman.

Tabla 2.2: Factores de escala entre el modelo a escala y prototipo real

Factor	Relación	Descripción
λ_m	$\frac{m_e}{m_r}$	masa
λ_ρ	$\frac{\rho_e}{\rho_r}$	densidad
λ_l	$\frac{l_e}{l_r}$	longitud
λ_x	$\frac{x_e}{x_r}$	desplazamiento
λ_t	$\frac{t_e}{t_r}$	tiempo
λ_E	$\frac{E_e}{E_r}$	módulo de elasticidad

Sustituyendo los factores de escala de la Tabla 2.2 en la Ecuación (2.17), se tiene:

$$\lambda_m m_r \frac{d^2(\lambda_x x_{ir})}{d(\lambda_t t_r)^2} + \lambda_k k_r \lambda_x x_{ir} = 0 \tag{2.19}$$

Reordenando la Ecuación (2.19):

$$\left(\frac{\lambda_m \lambda_x}{\lambda_t^2}\right) m_r \frac{d^2 x_{ir}}{dt_r^2} + (\lambda_k \lambda_x) k_r x_{ir} = 0 \tag{2.20}$$

Como las Ecuaciones (2.20) y (2.17) son equivalentes, entonces los términos entre paréntesis de la Ecuación (2.20) son iguales entre sí.

$$\frac{\lambda_m \lambda_x}{\lambda_t^2} = \lambda_k \lambda_x \tag{2.21}$$

Estas son las leyes de escalado entre el modelo a escala reducida y el prototipo a escala real. Además de ser la relación requerida para la similitud dinámica entre ellos. Ahora, el factor de escala de similitud de la frecuencia natural se puede obtener como una relación entre la longitud l, la densidad ρ y el módulo de elasticidad E.

$$\lambda_f = \frac{f_e}{f_r} = \frac{l_r}{l_e}\left(\frac{\rho_r}{\rho_e}\right)^{1/2}\left(\frac{E_r}{E_e}\right)^{-1/2} \tag{2.22}$$

Se considera que el modelo a escala será del mismo material que el prototipo real acero estructural ASTM-A36, con $\frac{\rho_e}{\rho_r} = 1$ y $\frac{E_e}{E_r} = 1$, entonces:

$$\lambda_f = \frac{f_e}{f_r} = \frac{l_r}{l_e} \tag{2.23}$$

También se puede deducir el factor de escala de la función de respuesta en frecuencia (FRF).

$$\lambda_{H_{ij}} = \frac{(H_{ij})_e}{(H_{ij})_r} = \frac{(X_i/F_j)_e}{(X_i/F_j)_r} = \frac{\lambda_x}{\lambda_F} = \frac{1}{\lambda_l \lambda_E} \tag{2.24}$$

El factor de similitud de la forma modal es:

$$\frac{(\psi_{ir})_e}{(\psi_{ir})_r} \propto \frac{(H_{ij})_e}{(H_{ij})_r} = \frac{1}{\lambda_l \lambda_E} \tag{2.25}$$

Como se ve la forma modal tiene una proporción constante, pero solo si son del mismo material. Además, como la forma modal es la proporción de amplitud de cada punto, si cada una de las formas modales del prototipo y el modelo a escala son estandarizados en la misma locación.

$$\{\psi_{ir}\}_e = \{\psi_{ir}\}_r \tag{2.26}$$

Esto obviamente significa que los modos de vibración del modelo a escala y el prototipo a escala real deben ser similares. De acuerdo con la expresión de la función de respuesta en frecuencia (FRF).

$$H_{ij} = \sum_{m=1}^{N} H_{ij} = \sum_{m=1}^{N} \frac{\varphi_{im}\varphi_{jm}}{k_m - \omega^2 m_m + j\omega c_m} \tag{2.27}$$

Cuando $\omega \gg \omega_m$:

$$H_{ij}^{m} = \frac{\varphi_{im}\varphi_{jm}}{-\omega^2 m_m} \tag{2.28}$$

Así podemos obtener:

$$\left(\frac{\varphi_{im}\varphi_{jm}}{-\omega^2 m_m}\right)_e : \left(\frac{\varphi_{im}\varphi_{jm}}{-\omega^2 m_m}\right)_r = (H_{ij})_e : (H_{ij})_r \tag{2.29}$$

Entonces se puede obtener el factor de escala de la masa modal, que es la masa que participa en un determinado modo.

$$\lambda_{m_m} = \frac{(m_m)_e}{(m_m)_r} = \frac{\omega_r^2 (H_{ij}^{m})_r}{\omega_e^2 (H_{ij}^{m})_e} = \frac{1}{\lambda_f^2 \lambda_{H_{ij}}} = (\lambda_l)^3 \lambda_\rho \tag{2.30}$$

También podemos obtener el factor de escala de la rigidez modal, análogamente es la rigidez en un determinado modo.

$$\lambda_{k_m} = \frac{(k_m)_e}{(k_m)_r} = \frac{(\omega_m^2 m_m)_e}{(\omega_m^2 m_m)_r} = \lambda_f \lambda_{m_m} = \lambda_l \lambda_E \tag{2.31}$$

Además de acuerdo a la teórica de amortiguamiento viscoso, la fuerza amortiguada es:

$$F = cv = c\dot{x}(t) = c\frac{dx}{dt} \tag{2.32}$$

Con el principio de similitud, afectando con factores de escala a la Ecuación (2.32) puede reescribirse para el prototipo como:

$$\lambda_F F_r = \lambda_c c_r \frac{d(\lambda_x x_r)}{d(\lambda_t t_r)} \tag{2.33}$$

La cual es igual a la ecuación para el prototipo a escala real. Entonces el factor de escala para el coeficiente de amortiguamiento modal se deriva como:

$$\lambda_{c_m} = \frac{\lambda_F \lambda_t}{\lambda_x} = \lambda_l^2 (\lambda_\rho \lambda_E)^{1/2} \tag{2.34}$$

2.4.2 Análisis de similitud para condiciones de operación

En condiciones de operación la zaranda es excitada por una fuerza armónica y su ecuación diferencial puede ser descrita con:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \tag{2.35}$$

Se sustituye los factores de escala de forma similar como en el apartado anterior.

$$\lambda_m m_r \frac{d^2(\lambda_x x_r)}{d(\lambda_t t_r)^2} + \lambda_c c \frac{d(\lambda_x x_r)}{d(\lambda_t t_r)} + \lambda_k k_r \lambda_x x_r = \lambda_F F_r(t) \tag{2.36}$$

De acuerdo con el principio de similitud, se puede deducir el factor de escala de la fuerza de la Ecuación (2.36) y además con $\lambda_m = \lambda_\rho \lambda_l^3$:

$$\frac{\lambda_\rho \lambda_l^3 \lambda_x}{\lambda_t^2} = \frac{\lambda_c \lambda_x}{\lambda_t} = \lambda_E \lambda_l \lambda_x = \lambda_F \tag{2.37}$$

De la Ecuación (2.37) se extraen las siguientes relaciones:

Tiempo: $\lambda_t = \lambda_l \sqrt{\frac{\lambda_\rho}{\lambda_E}}$

Coeficiente de amortiguamiento: $\lambda_c = \lambda_E \lambda_t \lambda_l$ (2.38)

Fuerza: $\lambda_F = \lambda_E \lambda_x \lambda_l$

Adicionalmente, se escriben otros factores de escala:

Tabla 2.3: Factores de escala adicionales

Magnitud	Factor
Esfuerzo	$\lambda_\sigma = \lambda_E$
Desplazamiento	$\lambda_x = \lambda_l$
Velocidad	$\lambda_v = \sqrt{\frac{\lambda_E}{\lambda_\rho}}$
Aceleración	$\lambda_a = \frac{\lambda_E}{\lambda_\rho \lambda_l}$
Rigidez	$\lambda_k = \lambda_E \lambda_l$
Deformación	$\lambda_\varepsilon = 1$

2.4.3 Elección de la escala del modelo

Si bien es cierto la escala puede ser reducida cuanto se quiera, surge un problema con tres variables especificas la masa M, la fuerza de excitación F_{exc}, la frecuencia de excitación ω_{exc}. Como se muestra el análisis de similitud la masa y la fuerza de excitación disminuyen al disminuir las dimensiones del modelo a escala, sin embargo, la frecuencia de excitación aumenta.

Por consiguiente, se deberá escoger una escala que cumpla con el análisis de similitud, que sea funcional y que sus elementos constitutivos puedan encontrarse en el medio. Como se explica con más detalle en la etapa de cálculos y selección de componentes. En la Tabla 2.4 se muestra una comparación entre las escalas posibles para el módulo de la zaranda.

Tabla 2.4: Comparación de posibles escalas del modelo

Escala	Longitud [mm]	Ancho [mm]	Masa Vibrante [kg]	Rigidez [N/m]	Fuerza Excitación [N]	Frecuencia de excitación [rpm]
1/8	1100.13	457.50	57.18	450000.00	19492.47	6400
1/7	1257.29	522.86	85.35	514285.71	25459.55	5600
1/6	1466.83	610.00	135.53	600000.00	34653.28	4800
1/5	1760.20	732.00	234.20	720000.00	49900.72	4000

Se ve que la escala que mejor se adapta a esta solicitación, aunque con un margen holgado, es la escala 1/6, Figura 2.7; la cual se usara en esta tesis.

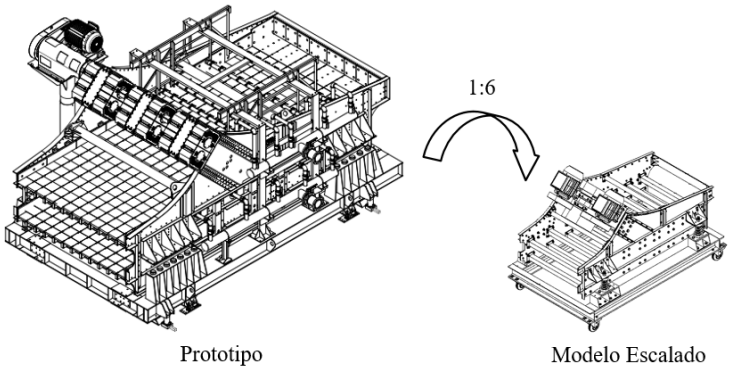


Figura 2.7: Representación del modelo a escala reducida

De acuerdo con los factores de escala (similitud), de los parámetros modales, se tiene el siguiente resumen que se muestra en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5: Factores de escala de parámetros modales de la zaranda vibratoria

Frecuencia Natural	Forma modal	Masa modal	Rigidez modal	Amortiguamiento modal
$\lambda_f = \frac{f_e}{f_r}$	$\lambda_{\psi_{im}} = \frac{(\psi_{im})_e}{(\psi_{im})_r}$	$\lambda_{m_m} = \frac{(m_m)_e}{(m_m)_r}$	$\lambda_{k_m} = \frac{(k_m)_e}{(k_m)_r}$	$\lambda_{c_m} = \frac{(c_m)_e}{(c_m)_r}$
6	1	1/216	1/6	1/36

De igual forma los factores de escala para las condiciones de operación se describen en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6: Factores de escala para condiciones de operación

Factor de Tiempo	Factor de Fuerza Excitación	Factor de Esfuerzo dinámico	Factor de Desplazamiento	Factor de Velocidad	Factor de Aceleración	Factor de Rigidez	Factor de Deformación dinámica
λ_t	λ_F	λ_σ	λ_x	λ_v	λ_a	λ_k	λ_ε
1/6	1/36	1	1/6	1	6	1/6	1

Notar que, aunque el modelo a escala es más pequeño, la frecuencia de excitación debe incrementarse para la experimentación. Estos factores de escala se usarán en el siguiente apartado de diseño.

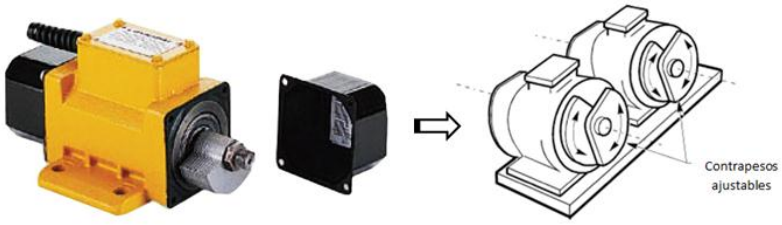
CAPÍTULO III

DISEÑO DEL MÓDULO A ESCALA REDUCIDA DE LA ZARANDA VIBRATORIA

En esta parte se presenta el diseño del módulo a escala de la zaranda vibratoria, partiendo de los factores de escala que se obtuvieron en el capítulo anterior, en este capítulo se hará el diseño y selección de los elementos constituyentes del módulo, como son el sistema de excitación, sistema aislador, placas laterales, rigidizadores y estructura soporte y demás elementos.

3.1 Selección preliminar del sistema de excitación

Para el sistema de excitación se propone primeramente seleccionar dos motor-vibradores que giren a $n_{exc} = 4800rpm$ y generen una fuerza de $F_{exc} = 34653.28/2 \approx 17kN$ cada uno, por consiguiente se trata de motor-vibradores de alta frecuencia, se selecciona un motor-vibrador ER507B Atlas Copco Figura 3.1, según se especifica en el ANEXO A.15.



Modelo ER507B	
Velocidad	6000rpm
Fuerza Centrífuga máxima	16kN

Figura 3.1: Motor-vibrador Atlas Copco ER507B

Sin embargo aún no se llega a la fuerza requerida y además la velocidad debe variarse a n_{exc}, por lo tanto se trabaja con la Ecuación (3.1) para obtener de desbalance que se requiere.

$$F_0 = n.m.e.\omega^2 \tag{3.1}$$

Dónde:

n : Número de masas desbalanceadas

m : Masa desbalanceada, [kg]

e : Excentricidad, [mm]

ω : Frecuencia de excitación, $\omega = 4800 * 2 * \pi/60 = 502.65$rad/seg

F_0 : Fuerza de excitación total (requerida), [N]; $F_0 = 34653.28N$

Entonces el desbalance que se requiere, para cada excitador, considerando dos motor-vibradores es:

$$m.e = \frac{F_0}{n.\omega^2} = \frac{34653.28 * 10^3}{2 * 502.65^2} = 68.58\ kg.mm \tag{3.1a}$$

Ahora el motor-vibrador (MV) tendrá un desbalance $m.e._{MV}$, en cual para nuestra velocidad de operación es:

$$m.e_{MV} = \left(\frac{F_0}{\omega^2}\right)_{MV} = \frac{16000 * 10^3}{502.65^2} = 63.33\ kg.mm \tag{3.1b}$$

Como se puede ver hay una diferencia de 5.25kg.mm, los cuales tendrían que ser agregados (Modificación) a cada moto-vibrador para cumplir con los requerimientos del diseño. Por otro lado, el precio de estos motor-vibradores es muy elevado para un módulo de laboratorio pudiendo llegar hasta los $1700.00.

Por consiguiente, el sistema de excitación se tiene que diseñar según los requerimientos de similitud, para lo cual se usa la Metodología del Diseño [BARRIGA, 1985].

3.2 Diseño del sistema de excitación

A continuación, se presenta las consideraciones tomadas para el diseño, así como la descripción detallada de sus características y funciones. Se utiliza la metodología antes mencionada, la cual está basada en el VDI 2221.

3.2.1 Lista de exigencias

En cuanto a las exigencias que debe tener el sistema de excitación, Tabla 3.1, estas se basan en que debe cumplir con los requisitos de operación propias del modelo a escala, como ya se analizó en el Capítulo II.

Tabla 3.1: Lista de exigencias del sistema de excitación

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 2 Edición: Rev. 1
PROYECTO:		"DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO A ESCALA DE UNA ZARANDA VIBRATORIA"	Fecha: 24/11/17 Revisado: J.H.A.M.
SUB-SISTEMA:		SISTEMA DE EXCITACIÓN	SUB-SIST-EXC
CLIENTE:		PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Elaborado: L.I.L.P.
Fecha (cambios)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
24/11/2017	E	FUNCIÓN PRINCIPAL: - Reproducir el fenómeno de zarandeo escalado, mediante el diseño del sistema de excitación de una zaranda vibratoria. - Debe cumplir con el criterio de similitud.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	GEOMETRÍA: Deberá estar contenido en las dimensiones de la viga puente, HEB140 de 598.2 mm de largo, donde se apoyara.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	ENERGIA: Deberá ser accionada por un motor eléctrico con fuente de 220V, 60Hz, trifásica. La cual accionara a su vez las masas desbalanceadas debidamente orientadas, produciendo el fenómeno de zarandeo.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	VELOCIDAD: la velocidad de operación, según el análisis de escalamiento debe ser 4800rpm, la cual debe ser lograda progresivamente.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	FUERZA: la fuerza total de excitación es 34653.3N, distribuidos en masas desbalanceadas que giren opuestamente y así solo debe tener la fuerza en una dirección.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	SEÑALES: Deberá tener señales de encendido y apagado.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	SEGURIDAD: el sistema de excitación y la máquina en sí, no deberán poner en riesgo la integridad de los operarios, deberá contar con una parada de emergencia, guardas y demás medidas para controlar los riesgos de accidente.	L.I.L.P.
24/11/2017	D	COSTOS: Los costos de manufactura no deberán ser mayores a $1700, los costos de diseño no deben ser mayores a $2000.	L.I.L.P.
24/11/2017	D	FABRICACIÓN: el sistema de excitación se podrá fabricar en los talleres locales y los materiales, repuestos deberán ser de fácil adquisición en el medio.	L.I.L.P.
24/11/2017	E	MONTAJE: el sistema de excitación, deberá ser de fácil montaje e instalación en la viga puente.	LILP
24/11/2017	E	ERGONOMIA: La disposición del sistema de excitación y de los elementos de accionamiento estarán en posiciones lo más cómodas y accesibles posibles para la experimentación.	L.I.L.P.
24/11/2017	D	MANTENIMIENTO: fácil acceso hacia las partes para hacer labores de lubricación, limpieza y/o cambio de partes. Uso de pintura anticorrosiva.	L.I.L.P.
24/11/2017	D	TRASNPORTE: El peso del sistema de excitación no será excesivo, el peso del sistema de excitación se podrá transportar por mínimo 4 personas adultas.	L.I.L.P.

3.2.2 Estructura de Funciones

Ya con la lista de exigencias, se establece las funciones que deberá tener el sistema de excitación, abordando aspectos de diseño y funcionales.

a. Caja Negra

La Figura 3.2, muestra la estructura de funciones simplificada mediante una caja negra, en la cual entran los valores deseados de masa y velocidad para que se obtenga la vibración de la zaranda.

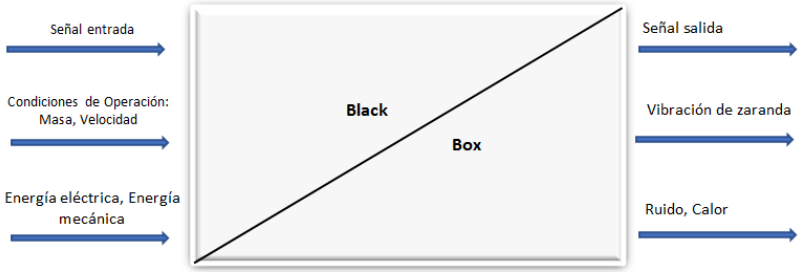


Figura 3.2: Caja negra del sistema de excitación

Analizando en detalle se establece el proceso técnico y se puede entonces establecer sus fases.

b. Proceso técnico

1) Preparación

- Revisión general del equipo.
- Asegurar guardas y dispositivos de seguridad.
- Mandar señal de inicio.

2) Ejecución

- Accionar el sistema de excitación.
- Variación de velocidad.
- Transmitir la excitación a las masas desbalanceadas.
- Excitación de la zaranda por masas desbalanceadas.

3) Control

- Verificación de la transmisión
- Verificación del módulo en funcionamiento
- Controlar la velocidad.

4) Fase final

- Apagar equipo.
- Reiniciar la secuencia de operaciones.
- Activa parada de emergencia.

Insertando estas fases del proceso técnico en una estructura de funciones, se tiene la estructura de función del sistema de excitación, Figura 3.3.

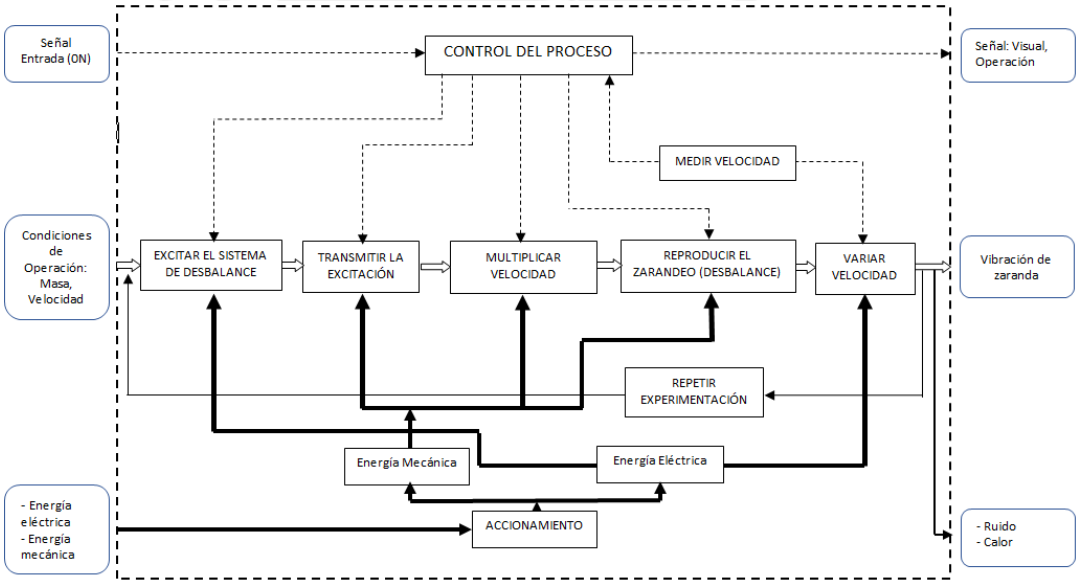


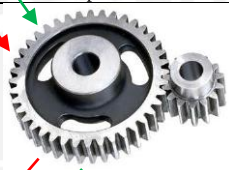
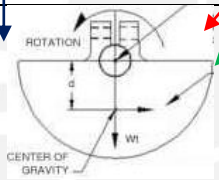
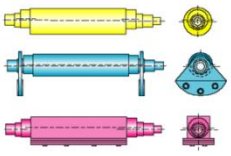
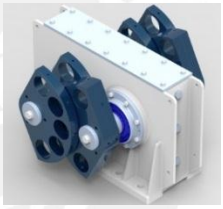
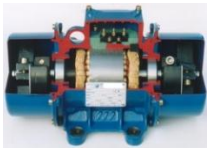
Figura 3.3: Estructura de funciones del sistema de excitación

3.2.3. Matriz Morfológica

En la Tabla 3.2, se evalúan las soluciones posibles mediante una matriz morfológica de Zwicky[17], como se ve a continuación.

[17] Erfinden, Forschen im Morfologischen Weltwild, Zwicky, Fritz

Tabla 3.2: Matriz morfológica del sistema de excitación

FUNCIONES		ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
F1	Excitar el sistema de desbalance	 Motor Eléctrico	 Motor de combustión interna	 Manual-manivela	
F2	Transmitir la excitación	 Junta cardanica	 Acople Elastico	 Acople paralelo con fajas	
F3	Multiplicar velocidad	 Multiplicación por Fajas	 Multiplicación por engranes	 Multiplicación por cadenas	
F4	Reproducir el zarandeo (desbalance)	 Masa Desbalanceada	 Rotor desbalanceado	 Excitador compacto	
F5	Variar velocidad	 Variador de frecuencia	 Variador de frecuencia + PLC	 Variador de frecuencia + Monitor (HMI)	
SOLUCIONES		**S1**	**S2**	**S3 (S4)**	**S5**

De la matriz morfológica, se desprenden cinco conceptos soluciones preliminares, considerando que el concepto “S4” se desprende de “S3”, esto basado en equipos y configuraciones existentes y con algunas simplificaciones, que requiere el sistema de excitación. La solución “S5” sería la ideal si cumpliera con los requerimientos de similitud.

a. Concepto solución S1: Este concepto que se muestra en la Figura 3.4, comprende un motor eléctrico apoyado en una estructura exterior, el motor transmite el movimiento mediante un eje cardan a un multiplicador por engranes hasta 4800rpm, el cual excita a su vez las masas desbalanceadas. Se requiere adicionalmente una masa opuesta a la multiplicación de engranajes para balancear las cargas.

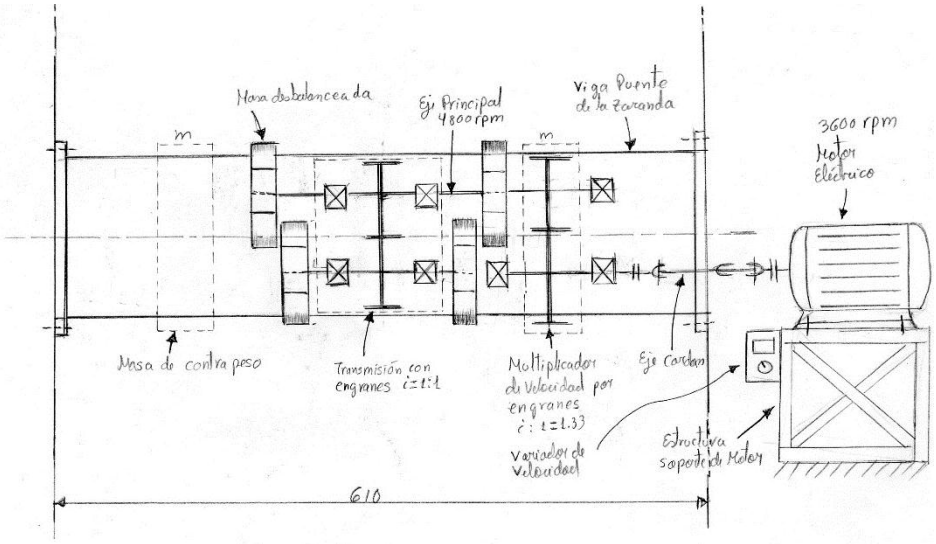


Figura 3.4: Concepto Solución S1

b. Concepto Solución S2: Este concepto que se muestra en la Figura 3.5, comprende un motor eléctrico apoyado en una estructura exterior, la velocidad del motor se multiplica antes de acoplarse al eje cardan que gira a 4800rpm, seguidamente excita las masas desbalanceadas directamente. No se requiere masa adicional en la viga.

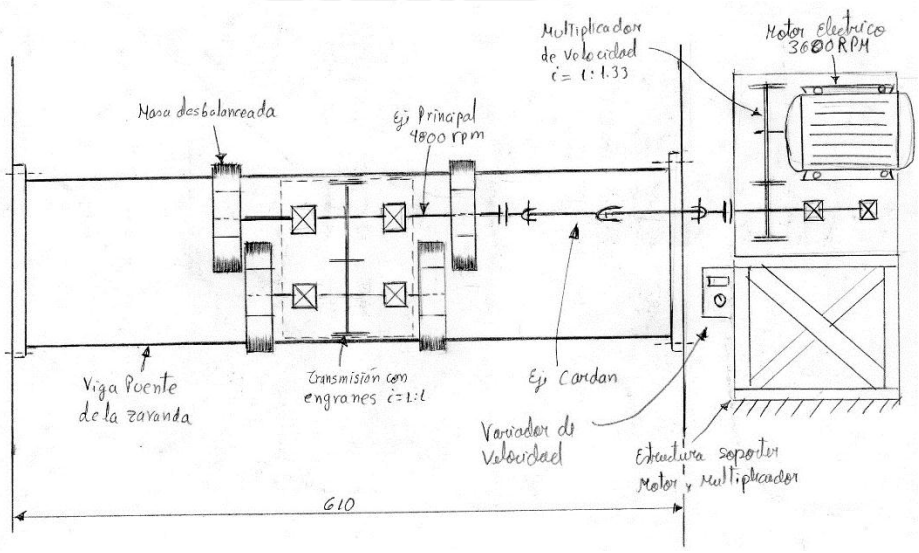


Figura 3.5: Concepto Solución S2

c. Concepto Solución S3: Este concepto que se muestra en la Figura 3.6, comprende dos motores eléctricos, apoyados directamente en la viga puente, sobre una plancha, cada motor excita un rotor con dos masas desbalanceadas, con una velocidad previamente multiplicada mediante una faja y estos rotores giran en sentidos opuestos.

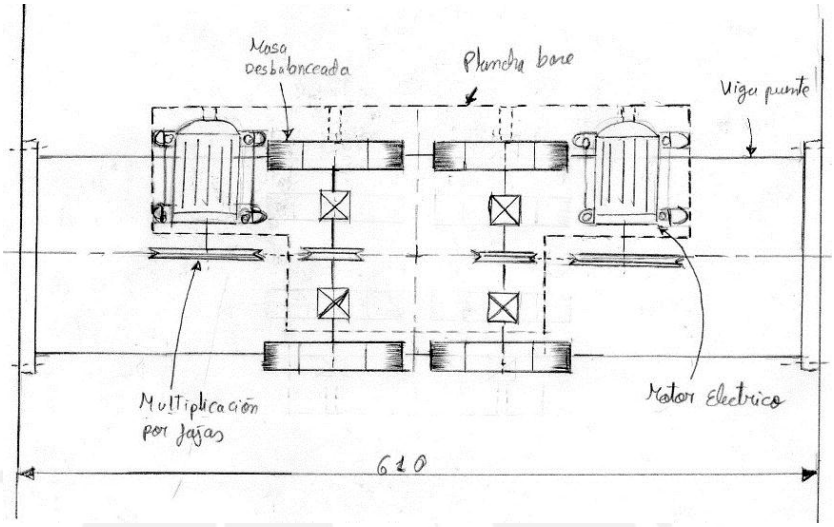


Figura 3.6: Concepto Solución S3

d. Concepto Solución S4: Este concepto es una simplificación del concepto solución S3, comprende un motor eléctrico, apoyado directamente en viga, sobre una plancha, el motor excita a los dos ejes con masas desbalanceadas a una velocidad previamente multiplicada por una transmisión de faja, como se ve en la Figura 3.7.

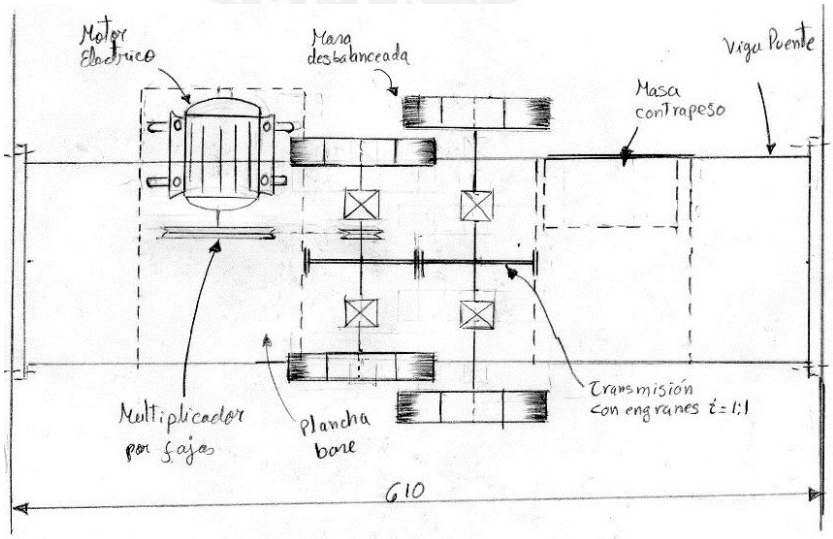


Figura 3.7: Concepto Solución S4

3.2.4 Evaluación técnica-económica

A continuación, se evalúa técnica y económicamente los conceptos solución S1, S2, S3 y S4, pero ya como proyectos preliminares. En las Tablas 3.3 y 3.4 se presenta la evaluación técnica y económica respectivamente, donde "g" es el peso ponderado que está en función de los criterios de evaluación, se toma valores de (1 a 6) y "p" el puntaje (de 0 a 4) según la escala de valores del VDI 2225 (0 = No satisface, 1 = Aceptable holgadamente, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien o ideal).

Tabla 3.3: Evaluación técnica

Variantes de Concepto / Proyecto		Peso Ponderado	Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		IDEAL	
			S1		S2		S3		S4		S5	
N°	Criterio de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Uso de la Energía	5	3	15	3	15	2	10	3	15	4	20
2	Funcionalidad	6	3	18	3	18	3	18	3	15	4	24
3	Seguridad	5	3	15	3	15	3	15	3	15	4	20
4	Montaje	4	2	8	2	8	3	12	3	15	4	16
5	Estabilidad	3	4	12	3	9	4	12	3	15	4	12
6	Complejidad	5	2	10	2	10	3	15	4	20	4	20
7	Automatización	3	3	9	3	9	3	9	3	15	4	12
8	Fabricación	5	3	15	3	15	4	20	4	20	4	20
9	Mantenimiento	4	3	12	3	12	3	12	3	15	4	16
10	Ergonomía	3	4	12	4	12	3	9	3	15	4	12
11	Transporte	2	3	6	3	6	4	8	4	20	4	8
12	Facilidad de manejo	3	3	9	3	9	3	9	3	15	4	12
13	Diseño	5	2	10	2	10	3	15	3	15	4	20
14	Tamaño	3	3	9	3	9	4	12	4	20	4	12
Puntaje Máximo ∑p ó ∑gp			41	160	40	157	45	176	46	230	56	224
Valor técnico Xi			0.73		0.71		0.80		0.82		1.00	

Tabla 3.4: Evaluación Económica

Variantes de Concepto / Proyecto		Peso Ponderado	Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		IDEAL	
			S1		S2		S3		S4		S5	
N°	Criterio de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de Tecnología	6	3	18	3	18	3	18	4	24	4	24
2	Costos de Fabricación	6	3	18	3	18	4	24	4	24	4	24
3	Costo de operación	3	4	12	4	12	3	9	4	24	4	12
4	Costos mantenimiento	5	4	20	4	20	3	15	3	18	4	20
5	Uso energía	4	3	12	3	12	2	8	3	18	4	16
6	Fácil adquisición materiales	6	3	18	3	18	3	18	3	18	4	24
7	Influencia del medio ambiente	2	3	6	3	6	3	6	3	18	4	8
8	Montaje	4	3	12	3	12	4	16	4	24	4	16
Puntaje Máximo ∑p ó ∑gp			26	116	26	116	25	114	28	168	32	144
Valor Económico Yi			0.81		0.81		0.78		0.88		1.00	

Según el diagrama de la Figura 3.8, se ve que existen dos soluciones que podrían tomarse para el sistema de excitación. Para esta tesis se tomará la solución S3.

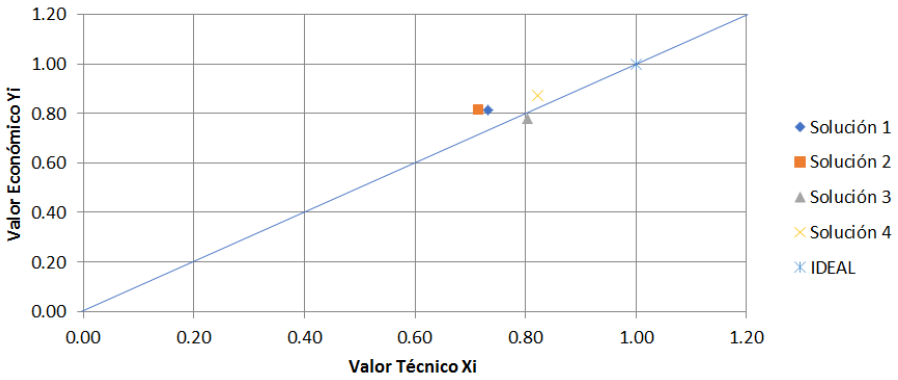


Figura 3.8: Diagrama de evaluación según VDI 2225

Con cálculos simples previos, revisando la bibliografía y ubicando los elementos en la viga puente con dimensiones aproximadas, se puede obtener ya un proyecto óptimo como se muestra en la Figura 3.9.

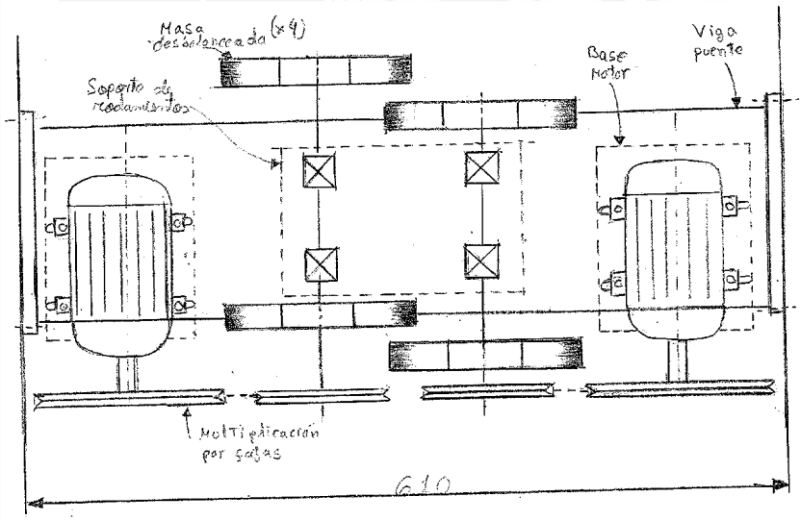


Figura 3.9: Proyecto optimo

Se debe tener en cuenta que la fuerza de excitación ($F_{exc} = 34.65kN$) varia de forma sinusoidal en una revolución, Figura 3.10, y esto se incluye en los cálculos como una carga de tipo alternarte puro.

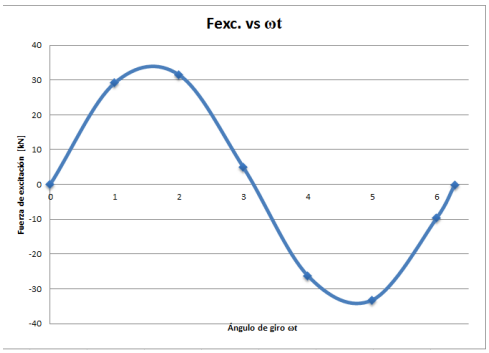


Figura 3.10: Variación de la fuerza de excitación

3.2.5 Diseño de las masas desbalanceadas

Se nota que para el diseño de la masa desbalanceada solo se considera la masa desbalanceada como tal y no el cubo de la misma Figura 3.12, obviamente los centros de masa no coinciden en ambas geometrías, en consecuencia, se toma la excentricidad solo de la masa de desbalance Figura 3.12 (b). El cubo se dimensiona de acuerdo a medidas estándar de ejes y con el tamaño suficiente para una chaveta. Primeramente se establece una geometría preliminar con R: radio mayor, r1: radio del cubo, r2: radio del alojamiento del eje Figura 3.11, con lo que se puede hallar el área total de la geometría A_T, con medio circulo de radio R y de radio r1.

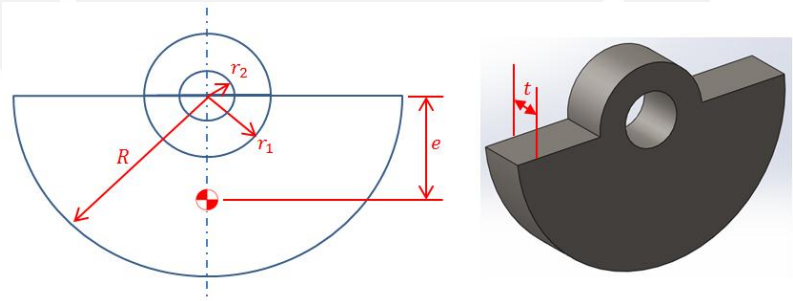


Figura 3.11: Dimensiones generales de la masa desbalanceada

Luego se calcula el área de la masa desbalanceada con el cubo para el eje A_{MDC}, seguidamente se calcula el área solo del desbalance A_{MD}, se selecciona un espesor comercial t, con lo que se halla el volumen del desbalance y considerando material de acero con densidad $\rho = 7850 kg/m^3$. De la Ecuación (3.1a) se puede hallar la masa del desbalance requerida $m.e$, para las cuatro masas que se propone ($m.e = 68.58/2 = 34.29 kg.mm$), se varía la geometría de la masa desbalanceada hasta obtener un desbalance similar al requerido, como se muestra en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: Valores de prueba para la geometría de masas desbalanceadas

Radio Mayor R [mm]	Radio Cubo r1 [mm]	Radio Eje r2 [mm]	Área Geometría Total [mm2] A_T	Área Desbalance con Cubo [mm2] A_{MDC}	Área Solo Desbalance A_{MD}	Espesor Seleccionado t [mm]	Volumen Desbalance [mm3]	Excentricidad Desbalance e [mm]	Masa Desbalance m [kg]	Desbalance m.e [Kg.mm]	Desbalance Solicitado m.e [Kg.mm]
40	30	15	3926.990817	3220.13247	1099.55743	25	27488.9357	22.43	0.21578815	4.8401281	34.29000
45	30	15	4594.579256	3887.720909	1767.14587	25	44178.6467	24.19	0.34680238	8.38914949	34.29000
50	30	15	5340.707511	4633.849164	2513.27412	25	62831.8531	26	0.49323005	12.8239812	34.29000
55	30	15	6165.375583	5458.517236	3337.94219	25	83448.5549	27.84	0.65507116	18.237181	34.29000
60	30	15	7068.583471	6361.725124	4241.15008	25	106028.752	29.71	0.8323257	24.7283967	34.29000
66.1	30	15	8276.855713	7569.997366	5449.42232	25	136235.558	32.03	1.06944913	**34.254456**	34.29000
70	30	15	9110.618695	8403.760348	6283.18531	25	157079.633	33.53	1.23307512	41.3450087	34.29000
75	30	15	10249.44603	9542.587685	7422.01264	25	185550.316	35.47	1.45656998	51.6645372	34.29000
80	30	15	11466.81319	10759.95484	8639.3798	25	215984.495	37.43	1.69547829	63.4617522	34.29000

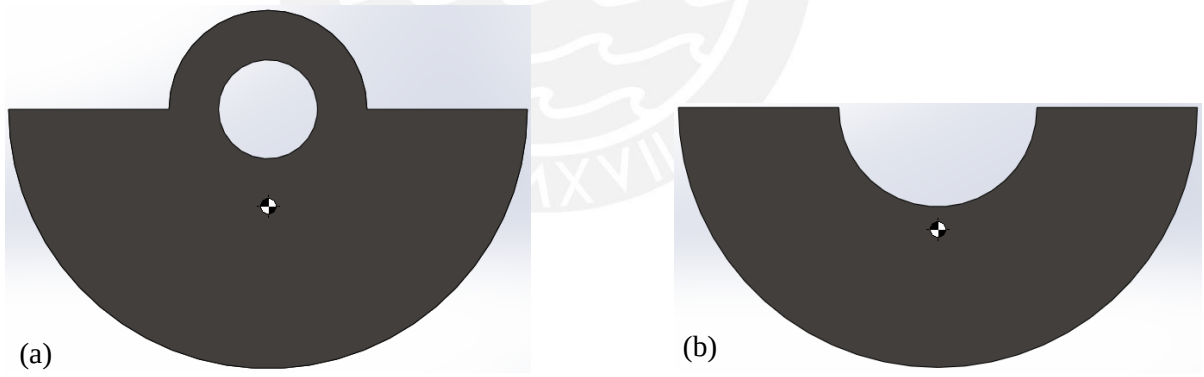


Figura 3.12: Masa desbalanceada: (a) Desbalance con cubo, (b) Desbalance solo.

3.2.5.1 Verificación por resistencia

Se pueden presentar cuatro casos de falla como se muestra en la Figura 3.13, para la primera condición de esfuerzo normal se considera un área $A_n = 25 * (15 + 15) = 750mm^2$ y para el esfuerzo de corte en el aro un área que resiste el corte de $A_c = 25 * (11.7) = 292.5mm^2$. La fuerza que resiste cada masa desbalanceada es $F_{exc}/4 = 34kN = 8.5kN$, en la Tabla 3.6 se presentan los esfuerzos máximos.

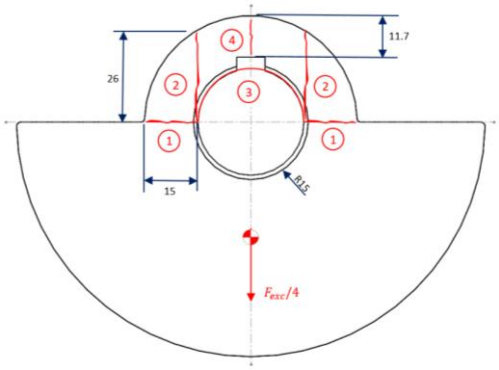


Figura 3.13: Modos de fallo de la masa desbalanceada

Tabla 3.6: Esfuerzos máximos en cuatro modos de falla de la masa desbalanceada

Modo	Descripción	Esfuerzo [N/mm2]	
1	Esfuerzo normal área neta	σ_{1n}	11.33
2	Esfuerzo de corte dos planos	τ_{2c}	6.54
3	Esfuerzo de aplastamiento	σ_{3apl}	11.33
4	Esfuerzo corte en el aro	τ_{4c}	29.06

a) Verificación estática

En la verificación estática se considera las máximas cargas que soporta la masa desbalanceada debido a la carga normal y de corte.

$$\sigma_n = 11.33N/mm^2$$
$$\tau_c = 29.06N/mm^2 \tag{3.2}$$

Considerando esfuerzo permisibles a carga normal $\sigma_{perm} = 200N/mm^2$ y de corte $\tau_{perm} = 150N/mm^2$, se tiene los factores de seguridad $F.S._n = 17.7$ y $F.S._c = 5.16$.

b) Verificación dinámica

En esta verificación se considera los modos de falla del caso 1 y 4, ambos en carga alternante pura, se los analiza por separado como efectos independientes Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Factores que afectan la fatiga a carga axial y corte para la masa desbalanceada

Axial		Corte	
k_n	2.42	k_c	1
C_t	1	C_t	1
C_{temp}	1	C_{temp}	1
C_s	0.8	C_s	0.8
C_{carga}	0.85	C_{carga}	0.58
C_c	1	C_c	1

Ahora se puede calcular los esfuerzos modificados y seguidamente los equivalentes en la Tabla 3.8 se muestra el resumen.

$$\begin{gathered}
\sigma'_{an1} = \left(\frac{k_n}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c}\right)\sigma_{an1} = 40.32 N/mm^2 \\
\sigma'_{aeq1} = \sqrt{(\sigma'_{an})^2 + 3\tau'^2_{va}} = 40.32 N/mm^2 \\
\tau'_{ac4} = \left(\frac{k_c}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c}\right)\tau_{ac4} = 62.63 N/mm^2 \\
\sigma'_{aeq4} = \sqrt{(\sigma'_{an})^2 + 3\tau'^2_{va}} = 108.5 N/mm^2
\end{gathered} \tag{3.3}$$

Tabla 3.8: Resumen de esfuerzos normales y cortantes en masa desbalanceada [N/mm^2]

Caso	Esfuerzo superior – Inferior [N/mm^2]		Esfuerzo alternante – medio [N/mm^2]		Esfuerzo alternante modificado [N/mm^2]		Esfuerzos equivalentes [N/mm^2]	
1	σ_{nsup1}	11.33	σ_{na1}	11.33	σ'_{an1}	40.32	σ'_{aeq1}	40.32
	σ_{ninf1}	-11.33	σ_{nm1}	0				
4	τ_{vsup4}	29.06	τ_{va4}	29.06	τ'_{ac4}	62.63	σ'_{aeq4}	108.5
	τ_{vinf4}	-29.06	τ_{vm4}	0				

Se calcula el factor de seguridad a fatiga para los casos 1 y 4, considerando el límite a fatiga $\sigma_{fAlt} = 200 N/mm^2$ y $\sigma_B = 400 N/mm^2$:

$$\frac{1}{F.S._{fat}} = \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} \rightarrow F.S._{fat1} = 4.96; \quad F.S._{fat4} = 1.84 \quad OK! \tag{3.4}$$

3.2.6 Selección del motor

La selección del motor se basa en la potencia necesaria para mover las masas desbalanceadas, viene dado por la Ecuación (3.5).

$$P = \frac{Mv_M}{75} \; [CV] \tag{3.5}$$

Dónde:

M : Masas desbalanceadas a ser movidas, [kg]

v_M : Velocidad tangencial, [m/s]

La masa total de cada desbalance con su cubo es $M = 1.5 * 2 = 3kg$, la velocidad tangencial máxima de las masas desbalanceadas v_M, se obtiene con la velocidad máxima de operación de $n_{op} = 4800rpm = 502.65rad/seg$, además las masas de desbalance están a 32.03mm del centro de rotación, entonces $v_M = 16.1\, m/seg$, considerando perdidas en la transmisión y fricción de rodamientos, se toma $\eta = 0.8$, por consiguiente la potencia será: $P = 0.805CV \approx 600.3W = 0.805hp$.

Entonces se selecciona un motor de $P_M = 1HP = 745.7W$, 3600rpm (2 polos), 60Hz, trifásico será suficiente para excitar el sistema, se elige un motor Siemens, sus especificaciones se muestran en el ANEXO A.16.

3.2.6.1 Comprobación de la selección del motor

La potencia para vencer la inercia en el momento de arranque será: $P_I = T_M.\omega_M$, con el torque necesario $T_M = I_0\alpha$, considerando el tiempo para llegar a la velocidad nominal de 3seg. $\alpha = (3600 * 2 * \pi/60)/3 = 125.7rad/seg^2$, considerando además la inercia de las poleas como la de un disco delgado uniforme (de aluminio, $\rho_{Al} = 2700kg/m^3$): $I_P = 1/2\, m_P.R_P^2$, con $m_P \approx 0.297kg$ y $R_P = 50mm$, entonces $I_P \approx 0.00037125kg.m^2$, la inercia de la masa desbalanceada, se toma de la geometría definida en la Figura 3.12(a), $I_{MD} = 0.00304997kg.m^2$. Se debe referir

el momento de inercia de las masas desbalanceadas y la polea conducida al eje del motor eléctrico, mediante la Ecuación (3.6)[18].

$$I_{referido} = (I_{P2} + 2 * I_{MD}) \left(\frac{n_{MD}}{n_{mot}}\right)^2 \tag{3.6}$$

$$I_{referido} = 0.0115043 kg.m^2 \tag{3.6a}$$

Con $n_{MD} = 4800rpm$ y $n_{mot} = 3600rpm$. Ahora el momento de inercia total I_0, será:

$$I_0 = I_{P1} + I_{referido} = 0.0118756 kg.m^2 \tag{3.7}$$

Se sabe que: $\omega_M = 3600rpm = 377rad/seg$, entonces $P_I = 562.8W \approx 0.75HP$. Entonces $P_M > P_I$, por consiguiente, el motor se seleccionó correctamente.

3.2.7 Diseño del multiplicador

Se usa un sistema de transmisión de fajas para multiplicar la velocidad de 3600rpm a 4800rpm para ello se usa como referencia el catálogo [OPTIBELT, 2008]. Del cual se selecciona una correa trapezoidal clásica Z 32, con longitud desarrollada estándar $L_{dst} = 752mm$. En el ANEXO A.4, se detallan los cálculos.

3.2.8 Diseño de ejes

Previo al diseño de los ejes, se da la distribución del sistema de excitación Figura 3.13, se asignan las fuerzas a las que está sometido cada eje y se procede con el cálculo convencional.

[18] Catálogo general de motores SIEMENS SD03 2007

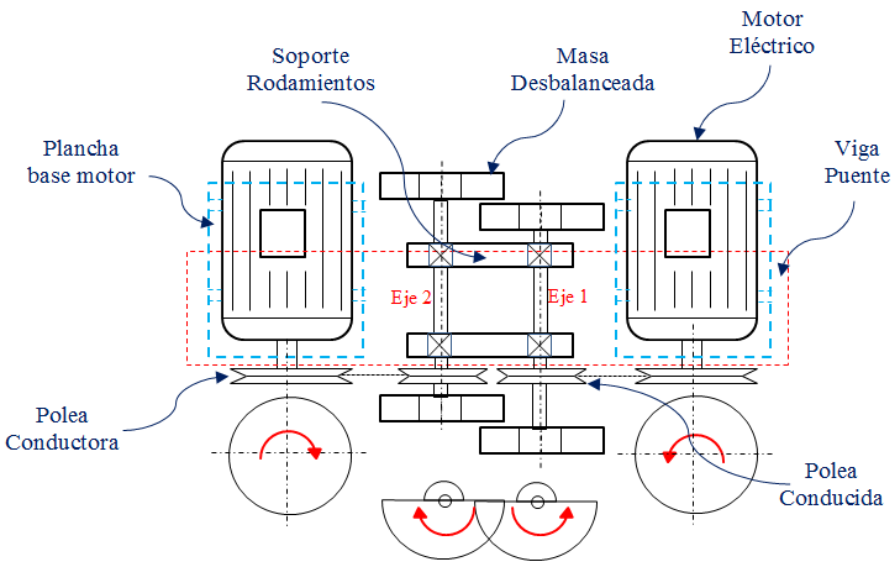


Figura 3.14: Disposición del sistema de excitación en la viga puente.

Se concluye de los cálculos detallados en el ANEXO A.5, que las dimensiones del eje que mejor se adecuan a la aplicación, es uno con diámetro nominal $d = 40\ mm$ en material AISI 4135. En la Figura 3.15 se muestra las geometrías finales de los ejes 1 y 2.

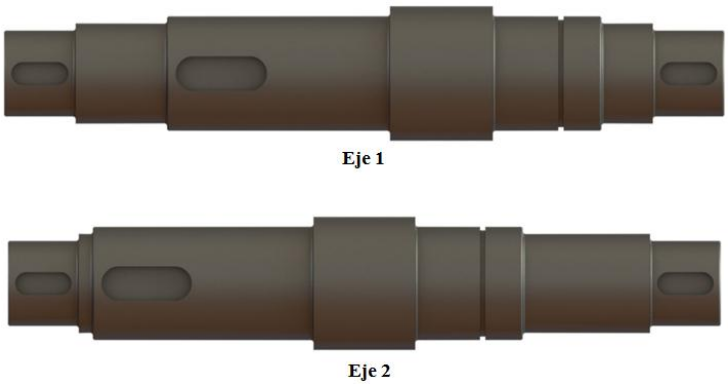


Figura 3.15: Geometrías finales de los ejes 1 y 2.

También se realizó la verificación dinámica de los ejes, considerando un modelo discreto de 3GDL, como se ve en la Figura 3.16.

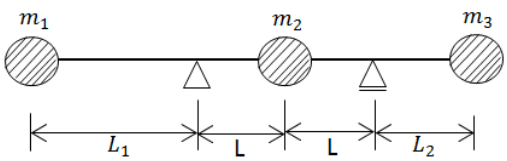
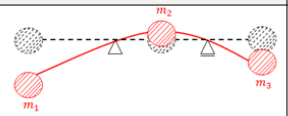
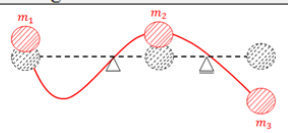
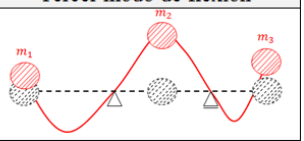


Figura 3.16: Modelo conceptual para ambos ejes

Usando el método de la flexibilidad se encuentran las frecuencias y modos de vibración que se muestran en la Tabla 3.9, los cálculos se detallan el ANEXO A.5.

Tabla 3.9: Frecuencias naturales de los ejes con el método de flexibilidad

Modo	Primer modo de flexión	Segundo modo de flexión	Tercer modo de flexión
Representación modal			
Eje 1	825.07Hz	1693.01Hz	19181.8Hz
Eje 2	985Hz	1262.08Hz	19020.15Hz

3.2.9 Selección de rodamientos

Para seleccionar los rodamientos en los dos ejes, se debe considerar las cargas que las masas desbalanceadas excitan en los soportes. En aplicaciones de zarandas vibratorias los rodamientos están expuestos a cargas severas y de impacto variables, y tienen generalmente una tolerancia C3 o C4. Para los cálculos de selección se usó el catálogo de rodamientos FAG [SHAEFFLER, 2006], que considera las cargas en los rodamientos según la Figura 3.17, que esquematiza la aplicación de la zaranda lineal para este caso.

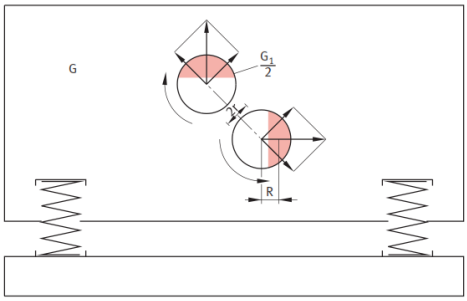


Figura 3.17: Esquema de zaranda de movimiento lineal con dos arreglos de rodamientos

Fuerza en el rodamiento mínima en la dirección de la vibración $[kN]$:

$$F_{rmin} = \frac{1}{z}.\frac{m}{10^3}.r.\omega^2 = \frac{1}{z}.\frac{G}{g}.r.\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2 = \frac{1}{z}.\frac{G_1}{g}.(R-r).\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2 \tag{3.8}$$

$$F_{rmin} = 2.24kN$$

Dónde:

r : Amplitud de la vibración lineal [m], $r = 0.0012m$

R : Distancia entre el C.G. del excitador y el eje [m], $R = e = 0.03203m$

G : Peso de la caja de la zaranda [kN], $G = 1{,}35kN$

G_1 : Peso del excitador [kN], $G_1 = 0{,}0113kN$

z : Numero de rodamientos, $z = 4$

g : Aceleración de la gravedad [9.81m/s^2]

n : Velocidad [rpm], $n = 4800rpm$

Fuerzan en el rodamiento máxima perpendicular en la dirección de vibración $[kN]$:

$$F_{rmax} = \frac{1}{z}.\frac{G_1}{g}.R.\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2$$
$$F_{rmax} = 2.33kN \tag{3.9}$$

La carga en el rodamiento $[kN]$, se calcula como sigue:

$$F_r = 0{,}68.F_{rmax} + 0{,}32.F_{rmin}$$
$$F_r = 2.3kN \tag{3.10}$$

Según, [SHAEFFLER, 2006], se considera un factor de seguridad de 1,2 para la carga radial en el rodamiento equivalente.

$$P_r = 1{,}2.F_r = 2.76kN \tag{3.11}$$

Se usara la capacidad de carga dinámica "C", para una duración nominal de 10^6 revoluciones. Expresada en horas de servicio:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n}.L_{10m} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P_r}\right)^p \Rightarrow C = P_r\sqrt[p]{\frac{60 * n * L_{10h}}{10^6}} = 37.07kN \tag{3.12}$$

Dónde:

L_{10h} : Duración en horas de servicio, $L_{10h} = 20\ 000\ hrs$ [SHAEFFLER, 2006].

C : Capacidad de carga dinámica, [N].

P_r : Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, $P_r = 2.76kN$

p : Exponente de fórmula de duración, $p = 3$ para rodamientos de bola, $p = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

Por consiguiente, del catálogo de SKF se selecciona un rodamiento de rodillos a rotula, ANEXO A.18, se prefiere estos rodamientos debido a las cargas de rotativas de desbalance presentes en el eje, que provoca una deflexión rotativa en el eje Figura 3.18.

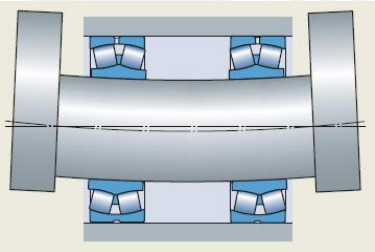
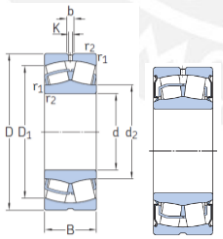
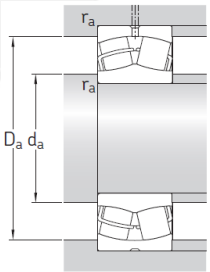


Figura 3.18: Deflexión rotativa en el eje de una zaranda [SKF, 2018]

En la Tabla 3.10 se muestran las dimensiones principales:

Tabla 3.10: Especificaciones generales de los rodamientos [SKF, 2018].

	Rodamiento N° BS2-2208-2RS/VT143	
	d = 40 mm	
	D = 80 mm	
	B = 23 mm	
	C = 98.5 kN	
	Peso = 0.57 kg	
	d_{amin} = 47 mm	
	$r_{amáx}$ = 1 mm	

Se debe prestar especial atención en las tolerancias del eje y alojamiento en zarandas vibratorias, las cargas excéntricas que causan el movimiento de vibración fuerza al anillo exterior a rotar en el alojamiento, por consiguiente, se debe seleccionar un ajuste apretado entre el anillo exterior y su alojamiento como el P6, y para el caso del anillo interior y el eje un ajuste holgado como el g6 o f6 [SKF, 2018].

Lubricación

Para la lubricación de los rodamientos se usará grasa, la cual será suministrada por unas graseras (M8x1.25 DIN 71412B) ANEXO A.19, ubicadas en la parte superior del soporte de rodamientos para cada rodamiento. El intervalo y la cantidad se detallan a continuación.

Intervalos de lubricación

Después de una número de horas adecuado se debe renovar o reponer grasa, tomando como referencia el manual [SKF, 2018], el intervalo de re-lubricación t_f, se halla con el diagrama del ANEXO A.18. Se define un factor de velocidad A, en función de las revoluciones n $[rpm]$ y el diámetro medio $d_m = (D + d)/2$.

$$A = n.d_m = 288000\ mm/min \tag{3.13}$$

Ahora también del ANEXO A.18, se escoge un factor de rodamiento $b_f = 2$, con la relación de carga $C/P \geq 15$. Entonces se tiene:

$$t_f \approx 1000hrs \tag{3.14}$$

La cantidad adecuada de grasa G_p para reposición a través del aro exterior o interior está en función del diámetro exterior D y el ancho del rodamiento B.

$$G_p = 0{,}002 * D * B = 3.68gr \tag{3.15}$$

De grasa LGMT 2

3.3 Diseño de la viga puente

Se considera el DCL en la viga puente Figura 3.19, la cual es una viga doblemente empotrada, bajo a la acción de su propio peso, el peso de los excitadores, además de las fuerzas máximas generadas por las masas desbalanceadas.

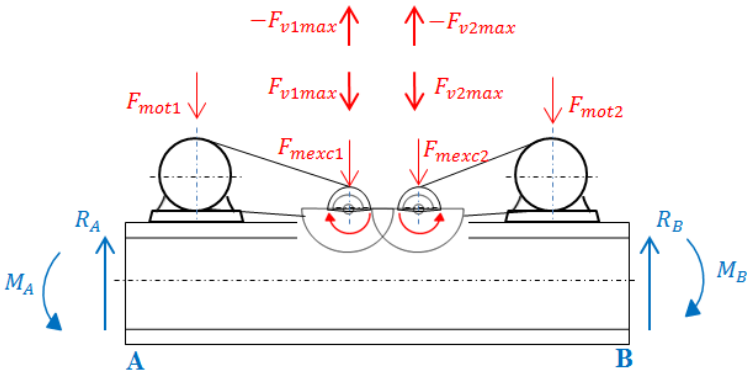
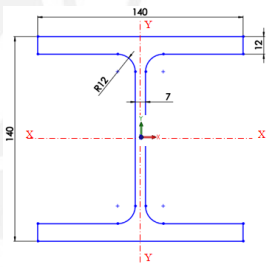


Figura 3.19: DCL de la viga puente

A continuación, se muestran las propiedades del perfil seleccionado Tabla 3.11 para la viga puente de la zaranda, el perfil de tipo H, ANEXO A.20, se destaca por su gran rigidez a flexión y torsión, por lo que podrá resistir carga torsional cuando la zaranda pase por su modo torsional.

Tabla 3.11: Propiedades del perfil HEB140

A [mm^2]	4295.61	M [Kg]	20.17
Ixx [mm^4]	15092308.8	Fv [N]	201.7
Iyy [mm^4]	5496663.11	E[N/mm^2]	210000
Io [mm^4]	20588971.9	σ_F [mm^2]	250
L [mm]	598.2	σ_B [mm^2]	400
L1[mm]	135	L2[mm]	78.2



La viga está afectada por las fuerzas descritas en la Tabla 3.12:

Tabla 3.12: Fuerzas sobre el modelo escalado

Fuerzas Estáticas	
Wo [N/m]	330.6
Fmexc1 [N]	55
Fmexc2 [N]	55
Fmot1 [N]	85
Fmot2 [N]	85
Fuerzas Variables	
Fv1 máx. [N]	17327
Fv2 máx [N]	17327

Al ser la fuerza de los excitadores una fuerza que varía en el tiempo, se analiza dos casos, uno adicionando las cargas estáticas y otro caso restándolas, como se ve en la Figura 3.20 para cada caso.

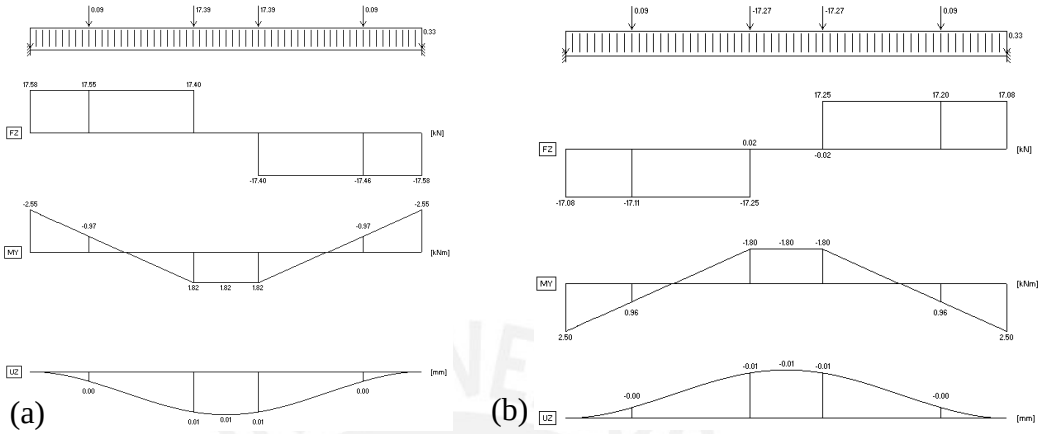


Figura 3.20: Diagrama de cortante, momentos y desplazamiento de la viga puente: (a) para el caso 1, (b) para el caso 2

En resumen, de la Figura 3.20, se nota que la sección más crítica está en los extremos, en la Tabla 3.13 se muestra el resumen de las cargas máximas.

Tabla 3.13: Resumen de cargas máximas en los extremos de la viga puente

Momento flector [kN.m]		Fuerza cortante [kN]	
M_{fsup}	2.50	V_{Csup}	17.58
M_{finf}	-2.55	V_{Cinf}	-17.08

a. comprobación por resistencia

Los esfuerzos en la viga son:

$$\sigma_{fsup} = \frac{M_{fsup}.h/2}{I_{xx}} = \frac{2.50 * 10^6 * 70}{15092308.8} = 11.6N/mm^2 \tag{3.16}$$

En la Tabla 3.14 se muestra el resumen de esfuerzos, análogamente se calcula el esfuerzo inferior y para el esfuerzo cortante se considera una distribución promedio de los esfuerzos.

Tabla 3.14 Esfuerzos superiores e inferiores en la viga puente

Flexión N/mm^2		Corte N/mm^2	
σ_{fsup}	11.6	τ_{vsup}	4.1
σ_{finf}	-11.83	τ_{vinf}	-3.98

Los factores modificadores de flexión y corte se toman del ANEXO A.10 y se muestran en la Tabla 3.15:

Tabla 3.15: Factores que afectan la fatiga a flexión para la viga puente

Flexión		Corte	
β_{fv}	2.1	β_{fv}	1
C_t	0.59	C_t	0.59
C_{temp}	1	C_{temp}	1
C_s	0.7	C_s	0.7
C_{carga}	1	C_{carga}	0.58
C_c	1	C_c	1

Ahora podemos calcular los esfuerzos modificados y seguidamente los equivalentes. En la Tabla 3.16, se muestra el resumen de los esfuerzos en la viga puente.

$$\begin{aligned}
\sigma'_{fa} &= \left(\frac{\beta_{fv}}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c}\right)\sigma_{fa} = 28.38 N/mm^2 \\
\tau'_{va} &= \left(\frac{\beta_{\tau v}}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c}\right)\tau_{va} = 16.87 N/mm^2 \\
\sigma'_{aeq} &= \sqrt{(\sigma'_{fa})^2 + 3\tau'^2_{va}} = 40.73 N/mm^2 \\
\sigma_{meq} &= \sqrt{(\sigma_{fm})^2 + 3\tau_{vm}^2} = 0.155 N/mm^2
\end{aligned} \tag{3.17}$$

Tabla 3.16: Resumen de esfuerzos en la viga puente [N/mm2]

Esfuerzo superior – Inferior [N/mm^2]		Esfuerzo alternante – medio [N/mm^2]		Esfuerzo alternante modificado [N/mm^2]		Esfuerzos equivalentes [N/mm^2]	
σ_{fsup}	11.6	σ_{fa}	11.72	σ'_{fa}	28.38	σ'_{aeq}	40.73
σ_{finf}	-11.83	σ_{fm}	-0.115				
τ_{vsup}	4.1	τ_{va}	4.04	τ'_{va}	16.87	σ_{meq}	0.155
τ_{vinf}	-3.98	τ_{vm}	0.06				

El factor de seguridad para fatiga, considerando el límite a fatiga $\sigma_{fAlt} = 200N/mm^2$ y $\sigma_B = 400N/mm^2$:

$$\frac{1}{F.S._{fat}} = \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} \rightarrow F.S._{fat} = 4.9 \quad OK! \tag{3.18}$$

Finalmente hacemos la verificación por fluencia, con $\sigma_{s\,eq} = \sqrt{\sigma_{fsup}^2 + 3\tau_{vsup}^2} = 13.6\ N/mm^2$.

$$F.S._{flu} = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{s\,eq}} = \frac{250}{11.44} = 18.4 \quad OK! \tag{3.19}$$

b. comprobación de la deflexión

La deflexión máxima en vigas se puede limitar a cierto valores [MCCROMAC, 2012], el más usado es $L/360$ de la longitud del claro, $L/2000$ para soportar maquinaria delicada y de precisión o $L/800$ para cargas vivas o impacto (AASHTO 2010). En este caso en particular la deflexión máxima de nuestra viga puente es $\delta \approx 0.01mm$, lo cual no llega a superar el más crítico que es de $L/2000 = 598.2/2000 \approx 0.3mm$. por consiguiente cumpliría la recomendación de [MCCORMAC, 2012].

c. comprobación del cortante máximo

El cortante máximo de una viga en I se da en el alma de esta, y se puede asumir que el alma soporta toda la carga cortante entre el 90% y 98% [GERE, 2012], el esfuerzo cortante en el alma de la viga viene dado por $\tau = VQ/I_c t_w$, donde t_w es el espesor del alma y el primer momento de área del alma del viga en I es: $Q = \frac{h}{8}(h^2 - h_w^2) + \frac{t_w}{8}(h_w^2 - 4y_1^2)$, el máximo esfuerzo cortante se da en ($y_1 = 0$), con la altura del alma $h_w = 116mm$, $V = 17.58kN$ y $h = b = 140mm$ altura de la viga y ancho del patín. Ordenando se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{V}{8I_c t_w}(bh^2 - bh_w^2 + t_w h_w^2) = 19.85N/mm^2 \tag{3.20}$$

El esfuerzo cortante admisible para el acero ASTM A-36, se considera $\tau_{adm} = \sigma_F/\sqrt{3} \approx 139N/mm^2$ [MCCOMAC, 2013], por lo que se tendría un factor de seguridad al cortante de $F.S._C = 7$.

d. Verificación de los rigidizadores centrales

Con el objetivo de reforzar el alma de la viga puente, y también para hacer trabajar las dos alas se opta por incluir rigidizadores, en la Figura 3.21, se ve los cortes transversales en la viga puente donde se ubican. Se hace una verificación a pandeo y tensión normal producida por la fuerza normal en la cartela $F_{ncar} = 8.5kN$. En cuanto al pandeo el esfuerzo critico según el ANEXO A.11, seria $\sigma_{cr} = 1659N/mm^2$, por lo que se verifica a compresión, el área resistente es $A_{res} = 6 * 52 = 312mm^2$, lo que da un esfuerzo $\sigma_c = 27.2N/mm^2$, considerando $\sigma_F = 240N/mm^2$, se tiene un factor de seguridad $F.S. = 8.8$.

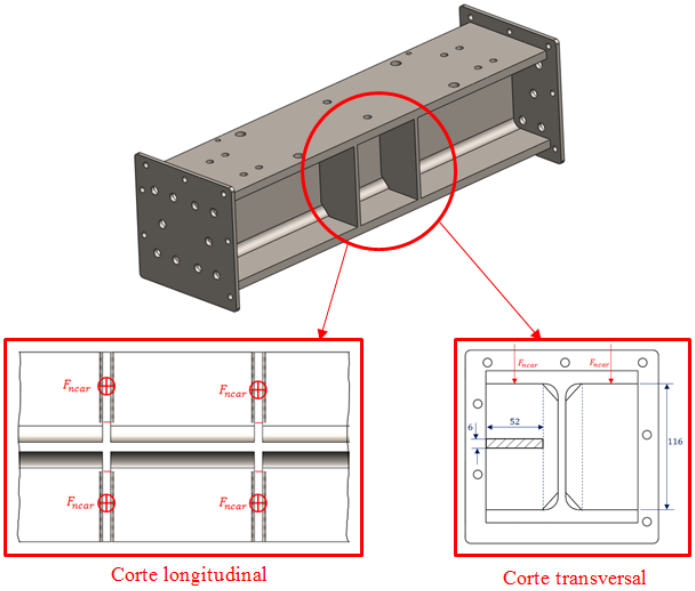


Figura 3.21: Rigidizadores de la viga puente

Se realizó también la comprobación de la frecuencia naturales fundamentales en la viga puente. Para este desarrollo se planeta modelos conceptuales y por elementos finitos como se detalla en el ANEXO A.6. Del este análisis se obtuvo una frecuencia natural menor de 573.24Hz.

3.4 Diseño del sistema aislador

A continuación, se seleccionan los aisladores, se consideran dos alternativas, resortes helicoidales convencionales y aisladores oscilantes ROSTA.

3.4.1 Selección de resortes aisladores

Para la selección de los elementos aisladores se debe tener en cuenta las leyes de escalado. Se requiere una rigidez total $K_T = 600\,000 N/m \approx 60 kg/mm$, pero la rigidez tanto en la parte frontal, como en la parte posterior de la zaranda son diferentes. Partiendo del hecho que cada resorte tiene una rigidez de 150 000 N/m, se determina la rigidez en cada esquina de la zaranda Tabla 3.17.

Tabla 3.17: Valores de rigideces de la zaranda a escala

Posición	Rigidez sin Escalar [N/m]	Rigidez Escalada [N/m]	Rigidez Escalada en cada esquina [kg/mm]
Frontal	2100000	350000	17.5 (175000N/m)
Posterior	1500000	250000	12.5 (125000N/m)

En el ANEXO A.21, se muestra la tabla de resortes de la marca MASON y los más próximos según los requerimientos son:

Tabla 3.18: Rigideces resortes MASON para el módulo

Posición	Designación	Rigidez		Color
		[kg/mm]	[N/m]	
Frontal	SLFH-B-1000	18.16	178149.6	azul
Posterior	SLFH-B-750	12.14	119093.4	blanco

3.4.2 Selección de aisladores ROSTA

La selección de estos aisladores se basa en la masa vibrante, incluyendo los excitadores esta masa será $M_{VT} = 204.8 kg$, esto dividido entre 6 soportes nos da la masa que soporta cada aislador $M_{sar} = 34.13 kg$, por lo que según el ANEXO A.22, se selecciona un aislador oscilante N° 07 051 057 – AB18, Figura 3.22, de los cuales se podrán cuatro en la parte frontal y dos en la parte posterior.

Figura 3.22: Aislador oscilante ROSTA

Se debe tener en cuenta que las rigideces de estos aisladores no coinciden con lo que se requiere por similitud, y una mejor selección sería un aislador oscilante N° 07 051 059 – AB38 con tres de estos en la parte frontal y dos en la parte posterior (en cada esquina). Sin embargo, la selección se basa en la similitud del grado de aislamiento. En la Tabla 3.19, se ve las diferencias principales entre estos aisladores.

Tabla 3.19: Opciones de aisladores ROSTA

N° de Articulo	Capacidad de carga [N]	Frecuencia Natural [Hz]	Valor dinámico del resorte [N/mm]	
			Vertical	Horizontal
07051057 AB18	120 - 350	3.7 – 2.6	20	14
07051059 AB38	600 - 1600	3.0 – 2.4	60	30

3.4.2.1 Comprobación del grado de aislamiento

Según el ANEXO A.22, se da una expresión para verificar el grado de aislamiento de las vibraciones Ecuación (3.21).

$$W = 100 - \frac{100}{\left(\frac{f_{exc}}{f_a}\right)^2 - 1} \tag{3.21}$$

$$W = 99.786 - 99.894\ \% \tag{3.21a}$$

Dónde:

W : Rendimiento del aislamiento, [%]

f_{exc} : Frecuencia de excitación [Hz], $f_{exc} = 4800rpm = 80Hz$

f_a : Frecuencia natural del aislador [Hz], $f_a = 3.7 - 2.6\ Hz$

Lo que también se comprueba en la Figura 3.23, para altas velocidades se tiene un mejor aislamiento de las vibraciones.

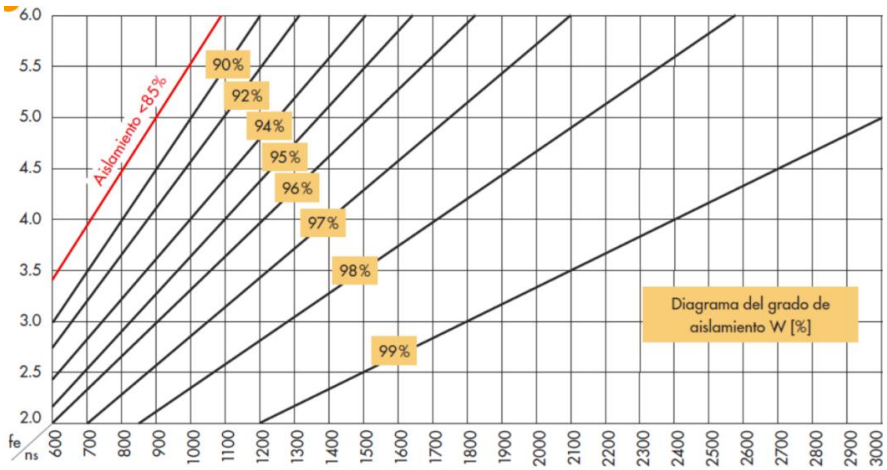


Figura 3.23: Diagrama de aislamiento de vibraciones ROSTA.

En una gráfica de transmisibilidad de vibración el equipo estaría en el rango de aislamiento óptimo Figura 3.24.

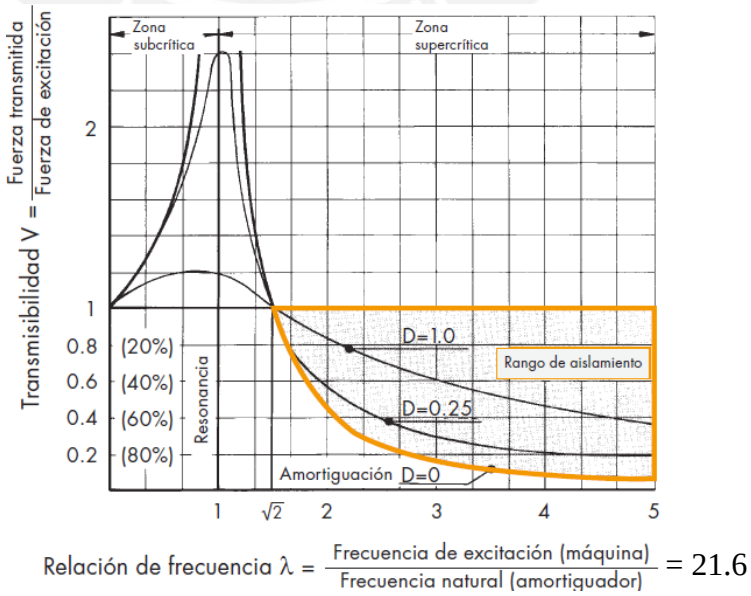


Figura 3.24: Grafica de transmisibilidad de vibración

3.5 Diseño del tensor de la faja

Como se seleccionó una transmisión por fajas, para accionar los excitadores. Es necesario acoplarlo a un sistema de tensado, para hacer el mantenimiento o cambio cuando se requiera. Con el fin de tener un diseño compacto y sencillo del sistema de excitación se diseña una base especial para el motor eléctrico, la cual tendrá unos canales para tensar la faja cuando se requiera, Figura 3.25, el cual consta de una plancha doblada en U soldada a una base plana con canales. Este soporte de motor con ranuras para tensado de la correa es diferente tanto para el lado izquierdo como para el derecho, esto por condiciones geométricas en el ensamble del sistema de excitación.

Figura 3.25: Base soporte del motor con canales para el tensado de faja.

3.6 Selección de las placas laterales

La selección de las placas laterales, se basa principalmente en la teoría de similitud, usando un espesor comercial. El espesor de la zaranda real es $t_{zr} = 1" = 25.4mm$. Por consiguiente usando el factor de escala, el espesor de la placa para el modulo será $t_{ze} = 4.23mm$, entonces se escoge un espesor comercial, en plancha de acero LAC, ASTM A36, $t_{zestd} = 4.5mm$, ANEXO A.23, En la Figura 3.26 se ve la placa lateral con sus perforaciones necesarias para fijar los elementos rigidizadores.

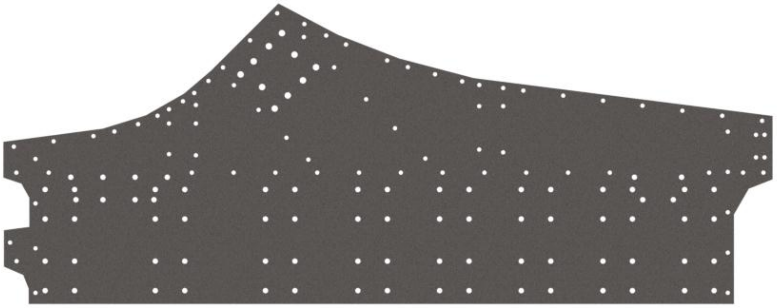


Figura 3.26: Placa lateral

3.6.1 Verificación del espesor de las placas laterales

Es necesario verificar el espesor de las placas laterales contra pandeo, para lo cual se asume una simplificación de la placa como se ve en la Figura 3.27, caracterizada por las dimensiones a y b. Con verificaciones en tres tramos.

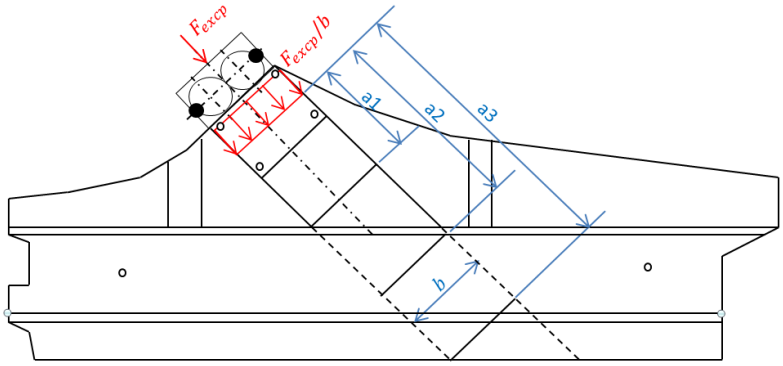


Figura 3.27: Simplificación de la placa lateral para verificación por pandeo

Según [YOUNG, 2002], la estabilidad de las placas está restringida por un esfuerzo crítico, Ecuación (3.22), el cual a su vez depende de un factor K que está en función del tipo de apoyo de los lados de las placas, en el ANEXO A.11, se muestra cinco posibles casos.

$$\sigma_{cr} = K\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2 \tag{3.22}$$

Dónde:

K : Factor que depende del tipo de soporte de los lados de la placa

E : Módulo de elasticidad, $E = 210 * 10^3 MPa$

ν : Relación de Poisson, $\nu = 0.3$

t : Espesor de la placa, $t = 4.5mm$

b : Ancho de la placa, $b = 177.5mm$

Como no se tiene certeza del tipo de apoyo de las placas simplificadas se hace una verificación para los cinco casos y para los tres tramos del modelo simplificado, según se detalla en la Tabla 3.20.

Tabla 3.20: Verificación del esfuerzo critico de pandeo bajo diferentes tipos de soportes

Tipo de Soporte	a/b		K		$\sigma_{cr}\,[N/mm^2]$	
Todos los bordes simplemente apoyados	$\left(\frac{a_1}{b}\right)_1$	1	K_1	3.29	σ_{cr1}	488.0
	$\left(\frac{a_2}{b}\right)_2$	1.97	K_2	3.29	σ_{cr2}	488.0
	$\left(\frac{a_3}{b}\right)_3$	4.5	K_3	3.29	σ_{cr3}	488.0
Todos los bordes empotrados	$\left(\frac{a_1}{b}\right)_1$	1	K_1	7.7	σ_{cr1}	1142.1
	$\left(\frac{a_2}{b}\right)_2$	1.97	K_2	6.7	σ_{cr2}	993.8
	$\left(\frac{a_3}{b}\right)_3$	4.5	K_3	5.73	σ_{cr3}	849.9
Los bordes b simplemente apoyados, los bordes "a" empotrados	$\left(\frac{a_1}{b}\right)_1$	1	K_1	6.32	σ_{cr1}	937.4
	$\left(\frac{a_2}{b}\right)_2$	1.97	K_2	5.8	σ_{cr2}	860.3
	$\left(\frac{a_3}{b}\right)_3$	4.5	K_3	5.73	σ_{cr3}	849.9
Bordes "b" simplemente soportados, un borde "a" simplemente soportado y otro borde "a" libre	$\left(\frac{a_1}{b}\right)_1$	1	K_1	1.18	σ_{cr1}	175.0
	$\left(\frac{a_2}{b}\right)_2$	1.97	K_2	0.574	σ_{cr2}	85.1
	$\left(\frac{a_3}{b}\right)_3$	4.5	K_3	0.42	σ_{cr3}	62.3
Bordes "b" simplemente soportados, un borde "a" empotrado y otro borde "a" libre	$\left(\frac{a_1}{b}\right)_1$	1	K_1	1.4	σ_{cr1}	207.7
	$\left(\frac{a_2}{b}\right)_2$	1.97	K_2	1.14	σ_{cr2}	169.1
	$\left(\frac{a_3}{b}\right)_3$	4.5	K_3	-	σ_{cr3}	-

El esfuerzo de compresión para una placa lateral es $\sigma_c = F_{excp}/A_s = 21.7N/mm^2$, con la fuerza de compresión en cada placa $F_{excp} = 17327N$ y con el área transversal simplificada de la placa $A_s = b * t = 798.75mm^2$, ($b = 177.5mm$, de la geometría escalada de la placa y $t = 4.5$ espesor comercial), con lo que se puede ver que tendría un factor de seguridad a pandeo $F.S._p = 2.9$ para la menor carga critica de la Tabla 3.20.

3.7 Diseño del soporte de rodamientos

Se diseña una estructura soporte compacta para los rodamientos, esta disposición se prefiere antes que las chumaceras convencionales, por la disponibilidad del espacio en la viga puente. En el análisis por resistencia se pueden presentar cuatro casos de falla como se muestra en la Figura 3.28, del ANEXO A.23 se toma un espesor e=38mm, para la primera condición de esfuerzo normal se considera un área $A_{n1/2} = 38(29 + 7) = 1368mm^2$ y para el esfuerzo de corte en el aro un área que

resiste el corte de $A_{c1/2} = 38(22.5) = 855mm^2$. La fuerza que resiste cada alojamiento de rodamiento es $F_{exc}/4 = 34kN = 8.5kN$.

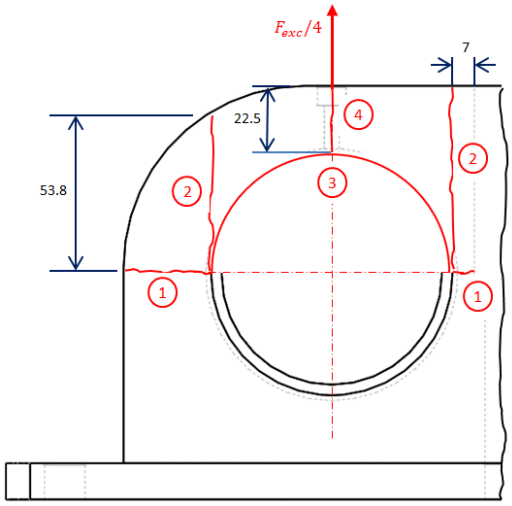


Figura 3.28: Modos de fallo del soporte de rodamientos

En la Tabla 3.21 se presentan los esfuerzos máximos.

Tabla 3.21: Esfuerzos máximos en cuatro modos de falla del soporte de rodamientos

Modo	Descripción	Esfuerzo [N/mm2]	
1	Esfuerzo normal área neta	σ_{1n}	6.21
2	Esfuerzo de corte dos planos	τ_{2c}	2.08
3	Esfuerzo de aplastamiento	σ_{3apl}	2.8
4	Esfuerzo corte en el aro	τ_{4c}	9.94

a) Verificación estática

En la verificación estática se considera las máximas cargas que soporta el soporte de rodamientos debido a la carga normal y de corte.

$$\sigma_n = 6.21N/mm^2$$
$$\tau_c = 9.94N/mm^2 \tag{3.23}$$

Considerando esfuerzo permisibles a carga normal $\sigma_{perm} = 200N/mm^2$ y de corte $\tau_{perm} = 150N/mm^2$, se tiene los factores de seguridad $F.S._n = 32.2$ y $F.S._c = 15.1$.

b) Verificación dinámica

En esta verificación se considera los modos de falla del caso 1 y 4, ambos en carga alternante pura, se los analiza por separado como efectos independientes.

Tabla 3.22: Factores que afectan la fatiga a carga axial y corte para el soporte de rodamientos

Solo Axial		Solo Corte	
k_n	2.1	k_c	1
C_t	1	C_t	1
C_{temp}	1	C_{temp}	1
C_s	0.8	C_s	0.8
C_{carga}	0.85	C_{carga}	0.58
C_c	1	C_c	1

Ahora se puede calcular los esfuerzos modificados y seguidamente los equivalentes, en la Tabla 3.23 se muestra el resumen.

$$\begin{aligned} \sigma'_{an1} &= \left(\frac{k_n}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c}\right)\sigma_{an1} = 19.18 N/mm^2 \\ \sigma'_{aeq1} &= \sqrt{(\sigma'_{an})^2 + 3\tau'^2_{va}} = 19.18 N/mm^2 \\ \tau'_{ac4} &= \left(\frac{k_c}{C_s C_t C_{temp} C_{carg} C_c}\right)\tau_{ac4} = 21.42 N/mm^2 \\ \sigma'_{aeq4} &= \sqrt{(\sigma'_{an})^2 + 3\tau'^2_{va}} = 37.1 N/mm^2 \end{aligned} \tag{3.24}$$

Tabla 3.23: Resumen de esfuerzos normales y cortantes en el soporte de rodamientos

Caso	Esfuerzo superior – Inferior [N/mm^2]		Esfuerzo alternante – medio [N/mm^2]		Esfuerzo alternante modificado [N/mm^2]		Esfuerzos equivalentes [N/mm^2]	
1	σ_{nsup1}	6.21	σ_{na1}	6.21	σ'_{an1}	19.18	σ'_{aeq1}	19.18
	σ_{ninf1}	-6.21	σ_{nm1}	0				
4	τ_{vsup4}	9.94	τ_{va4}	9.94	τ'_{ac4}	21.42	σ'_{aeq4}	37.1
	τ_{vinf4}	-9.94	τ_{vm4}	0				

Se calcula el factor de seguridad a fatiga para los casos 1 y 4, considerando el límite a fatiga $\sigma_{fAlt} = 200 N/mm^2$ y $\sigma_B = 400 N/mm^2$:

$$\frac{1}{F.S._{fat}} = \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{fAlt}} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} \rightarrow F.S._{fat1} = 10.43; \quad F.S._{fat4} = 5.4 \quad OK! \tag{3.25}$$

En la Figura 3.29 se ve una isometría del soporte de rodamientos en el cual se le incluyen orificios roscados para la lubricación de los rodamientos, además cuenta con dos perforaciones centrales las cuales tienen el objetivo de fijar la parte central a la viga puente.

Figura 3.29: Soporte de rodamientos

3.8 Diseño del soporte de los resortes

En el caso de soportar y trasmitir correctamente las vibraciones de la zaranda, los soportes de los resortes tienen el objetivo de separar y uniformizar las cargas en la estructura. Se tienen dos tipos uno que va unido a la placa lateral y otro unido a la estructura soporte (Trolley), Figura 3.30 y 3.31. Se hace una verificación en la geometría más desfavorable para cada caso.

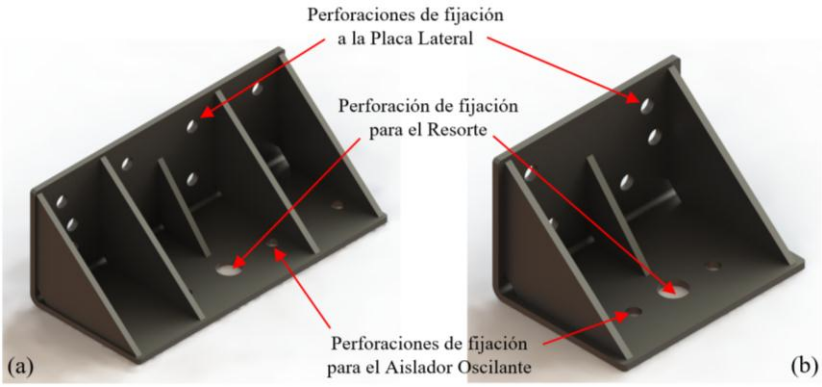


Figura 3.30: Soporte de resortes-plancha (a) Frontal, (b) Posterior

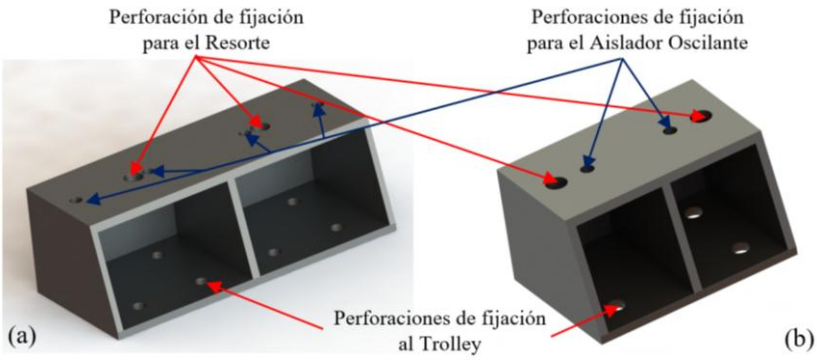


Figura 3.31: Soporte de resortes-trolley (a) Frontal, (b) Posterior

a. Soporte de Resortes-Placa lateral: aquí se analiza el soporte posterior como el más crítico, del cual se hace una verificación en un plano perpendicular a la hipotenusa de la cartela, como se ve en la Figura 3.32. Se verifica pandeo, tensión normal y corte, con $F_{exc}/4 = 8.5kN$, se tiene $F_{nsop} = 5.65kN, F_{csop} = 6.35kN$, este elemento tiene una sección $A_{n-n} = 182.7mm^2$, teniendo en cuenta que son dos de estas secciones. En cuanto al pandeo el esfuerzo crítico según el ANEXO A.11, seria $\sigma_{cr} = 3345N/mm^2$ para la condición más desfavorable, por lo que solo se verifica a compresión y corte, los esfuerzos de compresión y corte son: $\sigma_{nc} = 15.5N/mm^2$ y $\tau_c = 17.4N/mm^2$, los cuales son esfuerzos ligeramente inferiores a las comprobaciones realizadas anteriormente, por consiguiente la geometría escogida queda verificada por resistencia.

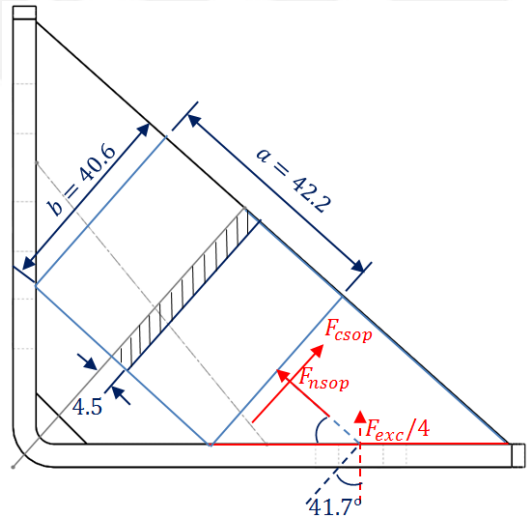


Figura 3.32: DCL en cartela del soporte de resortes posterior

b. Soporte de Resortes-Trolley: aquí se analiza el soporte posterior como el más crítico, se considera la geometría de la Figura 3.33 por facilidades en la fabricación y montaje. Se hace una verificación en un plano perpendicular a la aplicación de la carga, se considera que estos soportes están expuestos solo al peso de la masa vibrante y al 2% de transmisibilidad (análisis dinámico del capítulo IV), lo que sumados dan una carga por apoyo de $F_{nsop} = 700N$. Se verifica tensión normal, este plano tiene una sección $A_{n-n} = 2154mm^2$, su esfuerzo de tensión en compresión $\sigma_{nc} = 0.32N/mm^2$.

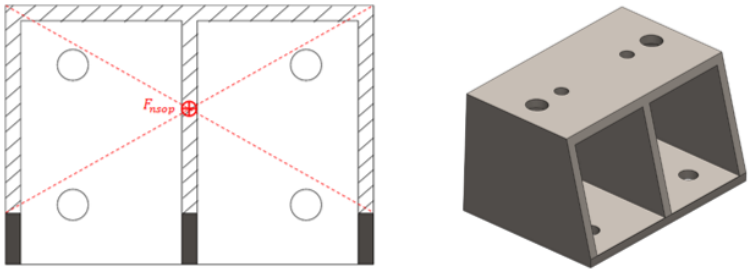


Figura 3.33: Corte de la sección mínima del soporte de resortes-trolley posterior

3.9 Diseño de la estructura soporte (Trolley)

En el caso de la estructura soporte o bastidor (conocida como Trolley), su diseño se basa en las dimensiones necesarias para soportar el peso de la masa vibrante $M_v = 189.8kg$ como se ve en la Figura 3.34, asumiendo que el peso se distribuye de manera uniforme en los cuatro apoyos de los resortes, entonces cada soporte tiene una carga de $F_{mv} = 189.8 * 9.81/4 = 465.48N$, además del análisis dinámico del Capítulo IV, se toma una transmisibilidad de 2%, luego distribuyendo esta fuerza en los apoyos $F_{ta} = 2\% * 34653.3/4 = 173.3N$, como una carga dinámica.

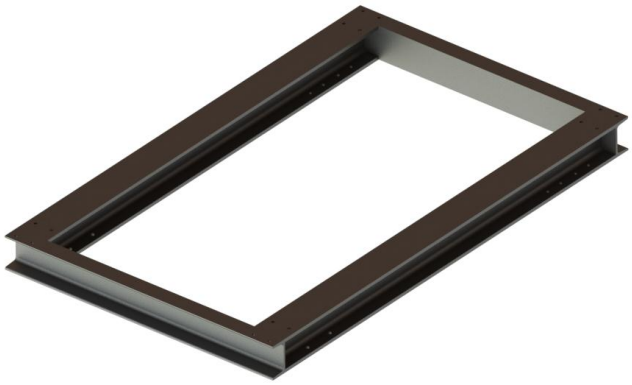
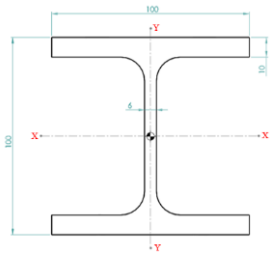


Figura 3.34: Estructura soporte (Trolley)

A continuación, se muestran las propiedades del perfil seleccionado Tabla 3.24, extracto del ANEXO A.20, para la viga principal del Trolley.

Tabla 3.24: Propiedades del perfil HEB100

A [mm^2]	2603.61	M [Kg]	20.17	
Ixx [mm^4]	4495451.41	Fvmáx [N]	638.78	
Iyy [mm^4]	1672721.05	E[N/mm^2]	210000	
Io [mm^4]	6168172.45	σ_F [mm^2]	250	
L [mm]	1335	σ_B [mm^2]	400	
L1[mm]	165.8	L2[mm]	163.8	

La viga está afectada por las fuerzas descritas en la Tabla 3.25:

Tabla 3.25: Fuerzas sobre el modelo escalado

Fuerzas Estáticas	
Fmv [N]	465.48
Fuerzas Variables	
Fta [N]	173.3

Se analiza dos casos, uno adicionando las cargas estáticas (Caso 1) y otro caso restándolas (Caso 2), como se ve en la Figura 3.35 para cada caso.

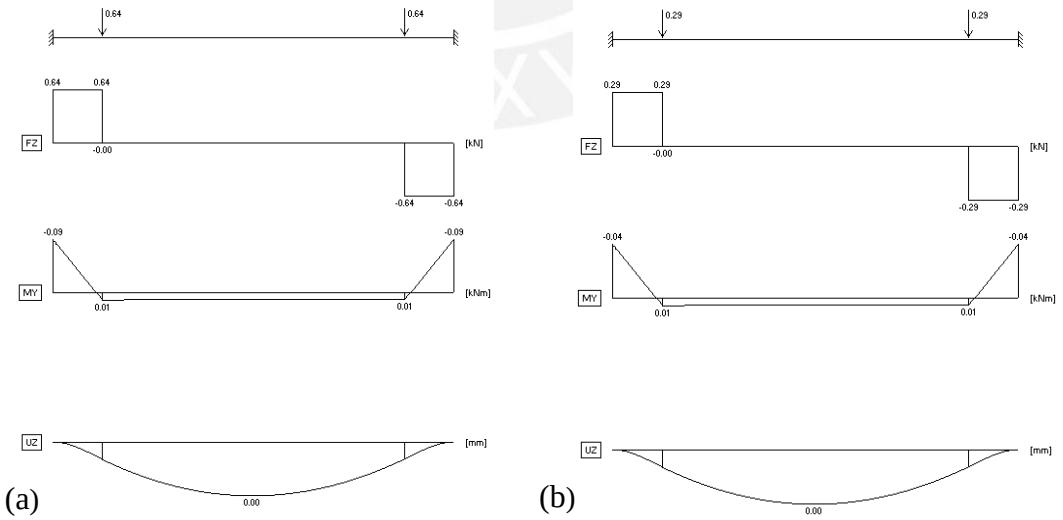


Figura 3.35: Diagrama de cortante, momentos y desplazamiento del Trolley: (a) Para el caso 1, (b) Para el caso 2

En resumen, de la Figura 3.35, se nota que la sección más crítica está en los extremos, con ello se muestra la Tabla 3.26 resumen de las cargas máximas.

Tabla 3.26: Resumen de cargas máximas en los extremos de la viga puente

Momento flector [kN.m]		Fuerza cortante [kN]	
M_{fsup}	0.09	V_{Csup}	0.64
M_{finf}	0.04	V_{Cinf}	0.29

Se realiza una comprobación tanto estática como dinámica en la estructura se nota que los esfuerzos equivalentes no son superiores a $2N/mm^2$. La selección de esta geometría se debe a requisitos de similitud geométrica, adicionalmente con el fin de tener un elemento rígido que se pueda desplazar y que sea de fácil fabricación.

3.10 Selección de las barras Rigidizadoras

La selección de la barra rigidizadora se basa en condiciones geométricas de similitud, considerando que no está expuesta a ninguna carga significativa, por lo tanto, se busca una barra comercial que en realidad será un perfil tubular tanto para el rigidizador frontal, como para el posterior, se elige un tubo de $\emptyset_{ext}$ =33.4, e=2.45mm (D.N.=1”), Figura 3.36, tubo LAC, ASTM A500, sus propiedades se ven en el ANEXO A.23.

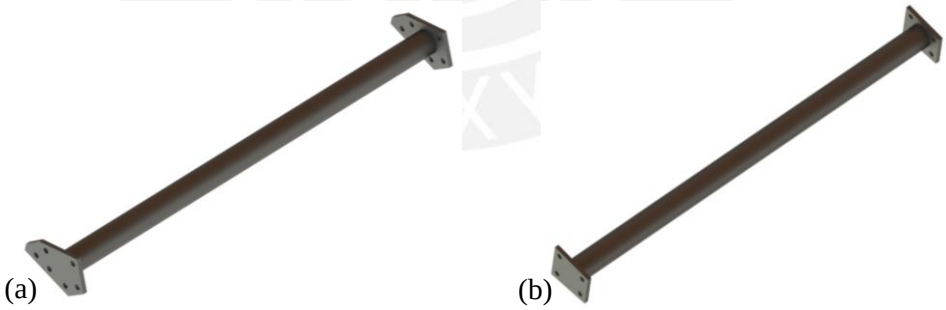
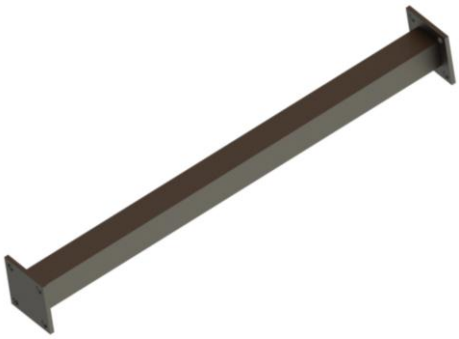


Figura 3.36: Barras rigidizadoras, (a) Frontal, (b) Posterior

3.11 Selección de las viguetas de las mallas

Las viguetas de las mallas tienen el objetivo de sustentar las mallas de separación de mineral y además contribuye a la rigidez de la estructura en una zaranda real, sin embargo, para la zarandara a escala no se consideran las mallas por lo que el único requisito que se debe cumplir es la similitud geométrica y se selecciona directamente

un perfil cuadrado de 1 ½´´x1 ½´´x1.5mm, Figura 3.37, tubo LAF, ASTM A513, sus propiedades se ven en el ANEXO A.23.



Figuera 3.37: Vigueta de mallas

3.12 Selección de las cintas rigidizadoras

Las cintas rigidizadoras tienen el objetivo de rigidizar las placas laterales y también se considera en su selección solo el requisito de similitud geométrica, un angular L20x20x3mm, Figura 3.38, en ASTM A36, sus propiedades se ven en el ANEXO A.23.

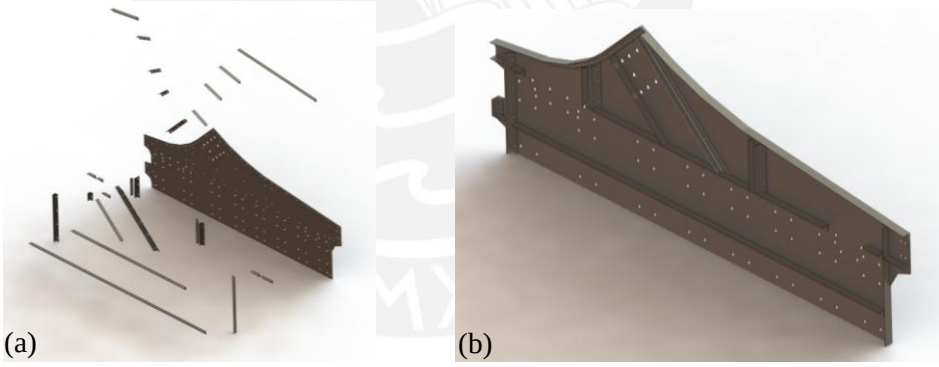


Figura 3.38: Cintas rigidizadoras en la placa lateral (a) Explosionadas, (b) Contraídas

En los ANEXOS A.7 y A.8 se detallan los cálculos de las uniones soldadas y uniones atornillas más importantes.

3.13 Selección de ruedas soporte

Se selecciona las ruedas considerando recomendaciones de fabricantes de ruedas industriales (Garruchas), Figura 3.39, teniendo en cuenta que para este módulo en particular se requiere que las ruedas posean un freno. Se considera para la selección

de una rueda, la capacidad de carga de una rueda la cual está dada por la Ecuación (3.26).

$$C_{cr} = \frac{W + F_{máx}.F.S.}{N} = 72.3kg \tag{3.26}$$

Dónde:

W: Peso de total de todo el módulo (con trolley), $W \approx 247kg$

$F_{máx}$: Fuerza máxima que soporta la rueda, se considera 1% de la fuerza de excitación total $F_{máx} = F_{exc}/100 = 346.5N = 35.32kg$

$F.S.$: Factor de seguridad, $F.S = 1.2$

N: Numero de ruedas, $N = 4$

Figura 3.39: Garrucha con freno de pedal

Con C_{cr}, se selecciona del catálogo en el ANEXO A.24, una rueda con capacidad de carga de $C_{crselec} = 80kg$.

3.14 Selección del variador de frecuencia

Una forma de controlar la velocidad de un motor eléctrico es mediante un variador de frecuencia, para el modulo en particular se requiere que los dos motores giren a la misma velocidad y en sentidos diferentes, por consiguiente, el variador tiene que satisfacer estas solicitaciones, para ello debe cumplir algunas condiciones:

- Los dos motores tienen que tener las mismas características.
- Las masas rotativas deben ser iguales a ambos lados.
- La corriente de salida en el variador debe ser mayor o igual a la suma de las corrientes nominales de cada motor afectado de un adicional del 20%.

- Cada motor debe tener un relé térmico de seguridad.
- Adicionalmente la potencia del variador debe ser mayor igual a la suma de cada motor como referencia.

Con las condiciones antes descritas, y sumando la corrientes nominales de los motores del ANEXO A.16, $I_{NT} = I_1 + I_2 = 3.5 + 3.5 = 7A$, a este valor se le agrega un 20%, entonces se tendría que seleccionar un variador con una corriente de $I_{NT'} \geq 8.4A$, por consiguiente, se selecciona un variador ABB ACS150-03E-09A8-2, su características técnicas se muestran en el ANEXO A.25. De la misma manera se selecciona un guarda-motor para el variador, un contactor y relé térmico para cada motor, sus datos técnicos están adjuntos en el ANEXO A.25. En la Figura 3.40 se ve un esquema eléctrico representativo de la instalación.

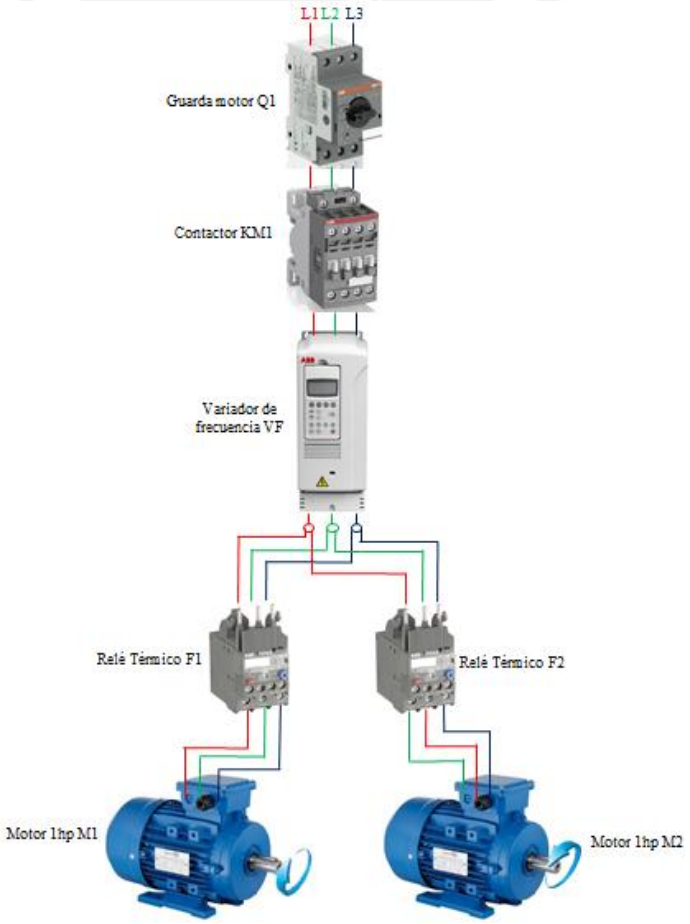


Figura 3.40: Esquema eléctrico representativo

En el ANEXO A.26, se presenta el correspondiente circuito de fuerza y control del sistema de excitación.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DINÁMICO DEL MÓDULO A ESCALA

En esta parte se analizará dinámicamente el módulo de la zaranda, primeramente, se analizará las frecuencias y modos principales de la zaranda partiendo de modelos conceptuales discretos, luego se usa un software con elementos finitos, así mismo se realiza un análisis armónico debido a la fuerza de excitación.

4.1 Análisis dinámico analítico del módulo a escala

Una zaranda vibratoria tendrá seis modos de cuerpo rígido, Figura 1.17, estas seis frecuencias dependen de la masa del conjunto y de la rigidez de los resortes, aquí la deformación elástica de la estructura es pequeña por consiguiente los esfuerzos internos son también pequeños. Del séptimo modo en adelante se presenta los modos naturales flexibles, la deformación elástica y los modos dependen de la rigidez de la estructura.

Se realiza primeramente un cálculo analítico aproximado del modelo escalado de la zaranda con 1GDL, 3GDL y 6GDL, con modelos discretos. Primeramente se realiza el análisis con la masa vibrante teórica $M = 29275/6^3 = 135.5kg$, luego con la masa de la caja vibrante (estructura principal): 109.13kg y finalmente con la masa vibrante real: 204.8kg, esta se diferencia de la teórica debido al sistema de excitación diseñado.

4.1.1 Análisis dinámico analítico del módulo a escala con 1GDL

Como primera aproximación se propone un modelo de 1GDL, en el cual se considera solo el desplazamiento vertical (Frecuencia de resorte).

Tabla 4.1: Parámetros de vibración para el sistema con 1GDL

Fuerza de excitación $[F_0]_e$	34653.3 N
Masa vibrante $[M]_1$	135.5 kg
Masa vibrante $[M]_2$	204.8 kg
Rigidez Equivalente $[k_{eq}]_e$	600000 N/m

4.1.1.1 Modelo conceptual para 1GDL

Se propone un sistema masa-resorte sin amortiguamiento y bajo la acción de la componente vertical de la fuerza centrífuga producida por los excitadores, como se muestra en la Figura 4.1, como ya se dijo las componentes horizontales se anulan en todo momento. El ángulo α en este tipo de zarandas generalmente es de 45°.

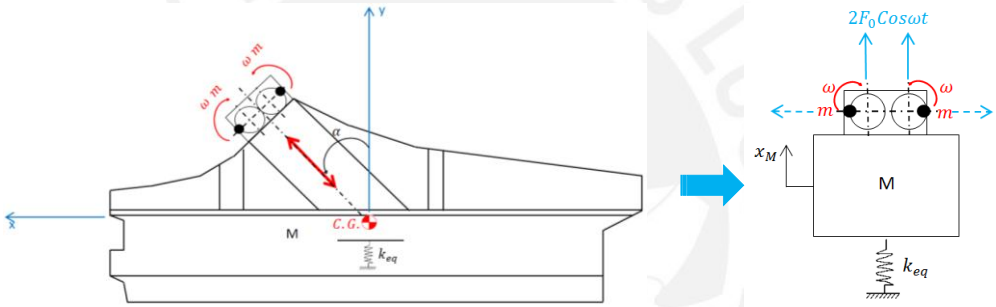


Figura 4.1: Modelo discreto del módulo como un sistema de 1 GDL.

A partir de la Figura 4.1, la ecuación del movimiento del sistema simplificado de 1GDL.

$$M\ddot{x} + kx = 2me\omega^2 * \cos(\omega t) \tag{4.1}$$

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k}{M_1}} = 66.54\ \frac{rad}{s} \Rightarrow f_{n1} = 10.59\ Hz$$
$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k}{M_2}} = 54.13\ \frac{rad}{s} \Rightarrow f_{n2} = 8.61\ Hz \tag{4.2}$$

Como era de esperarse estas frecuencias están muy por debajo de la frecuencia de operación $\omega = 502.65\ rad/s, f_n = 80\ Hz$.

Con este valor, la respuesta de la amplitud con la masa vibrante 1 y 2, despreciando el amortiguamiento será:

$$X_1 = \frac{F_0}{\sqrt{(k - M_1\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} = 1.03\ mm$$
$$X_2 = \frac{F_0}{\sqrt{(k - M_2\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} = 0.07\ mm \tag{4.3}$$

$$\phi = tan^{-1}\frac{c\omega}{k - m\omega^2} = 0 \tag{4.4}$$

Ahora se procede con el cálculo de la transmisibilidad para determinar cuanta de la fuerza generada por el sistema de excitación es transmitida al Trolley. La fuerza transmitida a la base producida por una fuerza desbalanceada rotatoria, según [RAO, 2011], viene dado por la siguiente expresión:

$$|F_t| = n * m * e * \omega^2 * \left[\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{4.5}$$

Despreciando el factor de amortiguamiento y con $r = 502.65/66.54 = 7.55$, además se sabe que el término $n * m * e * \omega^2 = F_0 = 34653.3N$, entonces la fuerza transmitida al Trolley es:

$$F_t = 618.8N \tag{4.5a}$$

Entonces la transmisibilidad es: $F_t/F_0 * 100 = 1.8\%$. En la Tabla 4.2 se muestra el resumen para las otras masas.

Tabla 4.2: Resumen del análisis analítico para 1GDL

Masa [kg]	$\omega_n\ [rad/s]$	$f_n\ [Hz]$	$X\ [mm]$	$F_t\ [N]$	Transm.
$M_{MVt} = 135.5$	66.54	10.59	1.03	618.8	1.8%
$M_{CV} = 109.13$	74.15	11.8	1.28	770.6	2.22%
$M_{MV} = 204.8$	54.13	8.62	0.068	405.3	1.17%

4.1.2 Análisis dinámico analítico del modelo a escala con 3 GDL

Con los datos del prototipo a escala real de la zaranda debidamente afectados por los factores de escala, se hace el análisis dinámico del modelo a escala como un sistema de 3 GDL discreto (un desplazamiento y dos giros), según se muestra en la Figura 4.2.

4.1.2.1 Modelo conceptual para 3 GDL

Primeramente, se ubica el centro de gravedad del modelo a escala, y la distancia a cada resorte, mostrando además los grados de libertad, Figura 4.2.

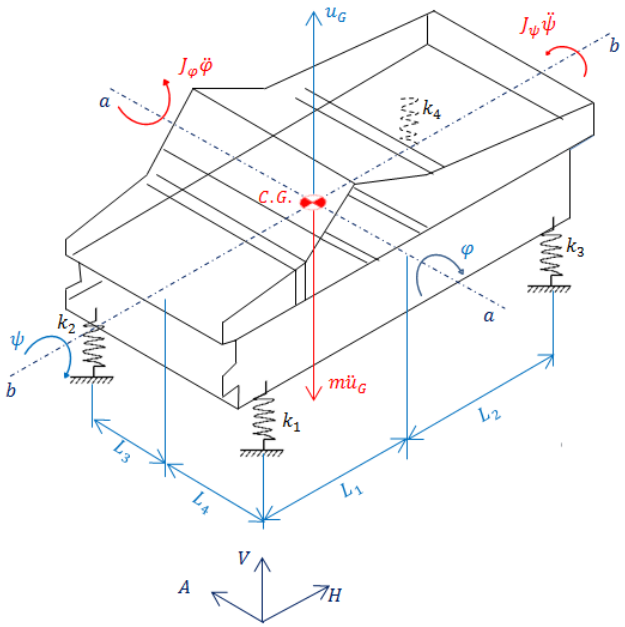


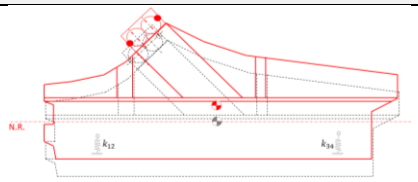
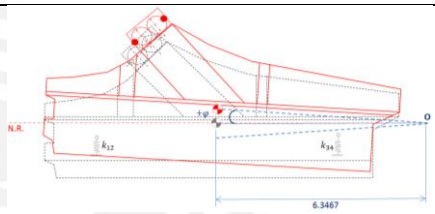
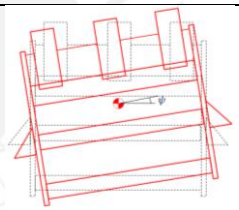
Figura 4.2: Modelo discreto del módulo como un sistema de 3GDL

El desplazamiento se considera en la dirección V (vertical) y dos giros en sentido antihorario de los ejes A (axial) y H (horizontal).

Se reduce el número de resortes de 24 a 4 resortes equivalentes en cada esquina. Con rigideces para el modelo a escala $k_1 = k_2 = 175000\ N/m$ y $k_3 = k_4 = 125000\ N/m$, esto según la referencia de planos de la zaranda real, en el que las rigideces en la parte frontal y posterior son diferentes.

En el ANEXO A.9, se presenta este desarrollo dinámico detallado, del cual se obtienen las siguientes frecuencias naturales y sus respectivos modos:

Tabla 4.3: Representación modal del módulo con 3GDL

Frecuencia			Representación modal
Masa Teórica	Caja Vibrante	Masa Vibrante	
1er modo: $10.17Hz$	1er modo: $11.68Hz$	1er modo: $8.48Hz$	
2do modo: $13.02Hz$	2do modo: $14.68Hz$	2do modo: $10.87Hz$	
3er modo: $15.15Hz$	3er modo: $14.96Hz$	3er modo: $12.02Hz$	

Estos cálculos coinciden con los de [CHAVÉZ, 2015], afectados por el factor de escala (re-escalados), en los ANEXOS A.2 y A.3 se ve el resumen de frecuencia y modos de la zaranda HAVER.

4.1.3 Análisis dinámico analítico del modelo a escala con 6 GDL

Se realizó adicionalmente el análisis dinámico del modelo a escala como un sistema de 6 GDL discreto (tres rigideces por resorte), como se muestra en la Figura 4.3.

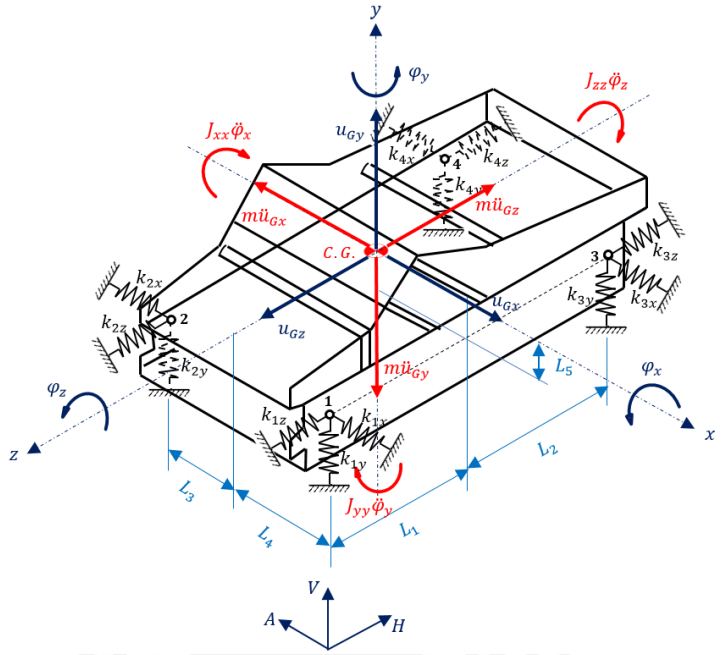


Figura 4.3: Modelo discreto del módulo a escala de la zaranda con 6GDL

El análisis dinámico de este modelo se detalla en el ANEXO A.9, de este análisis se encontró las siguientes frecuencias naturales en “modo rígido” y “modo flexible”:

$$
\begin{aligned}
f_1 &= 6.31Hz \\
f_2 &= 7.05Hz \\
f_3 &= 8.55Hz \\
f_4 &= 10.9Hz \\
f_5 &= 12.47Hz \\
f_6 &= 15.5Hz
\end{aligned}
\tag{4.6}
$$

4.2 Modelamiento computacional

En esta parte se hace un modelamiento de las frecuencias y modos de vibración más representativos en un software con elementos finitos (ANSYS), cuya geometría se exporta de SolidWork, se analiza la estructura con sus soportes (aisladores). Primeramente, para un modelo solo con rigidez vertical en la caja vibrante, y luego en la masa vibrante, finalmente para el modelo con tres rigideces por resorte en la masa vibrante.

4.2.1 Análisis de formas modales solo con rigidez vertical

En la Figura 4.4 se ve los modelos usados en la simulación. Para reducir en número de elementos finitos analizados y por consiguiente mejorar la eficiencia computacional, algunas características del ensamble se simplificaron. Por ejemplo, las uniones a atornilladas no son consideradas, además la masa que soporta la viga puente se simplifica por dos masas puntuales del mismo valor.

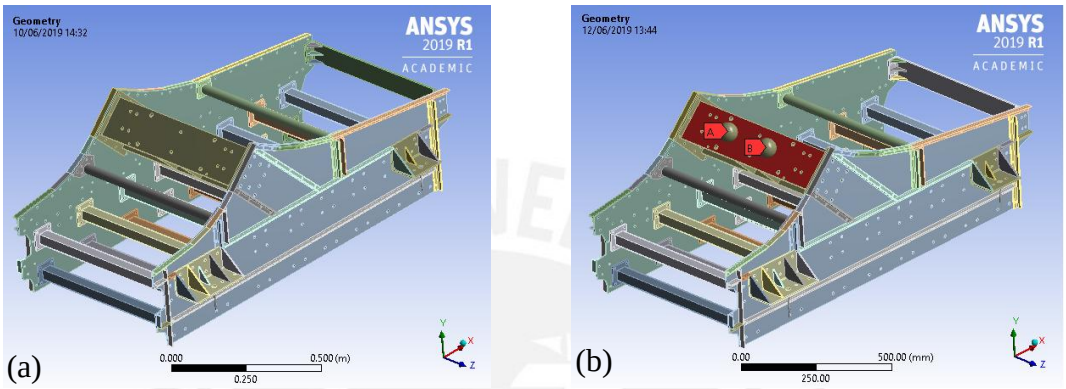


Figura 4.4: Modelos para simulación (a) Caja vibrante, (b) Masa vibrante

En la Figura 4.5, se muestra el mallado de los modelos de la Figura 4.4:

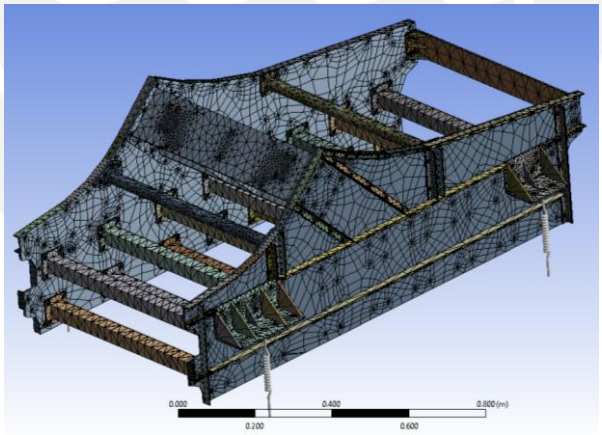
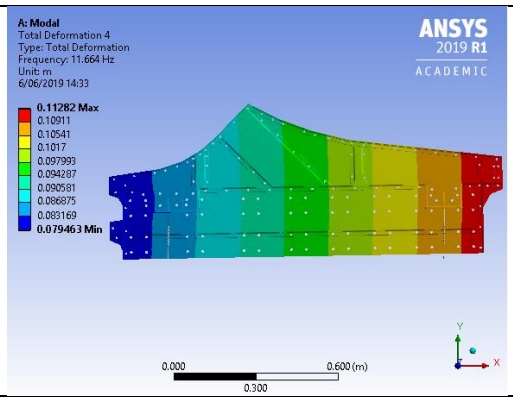


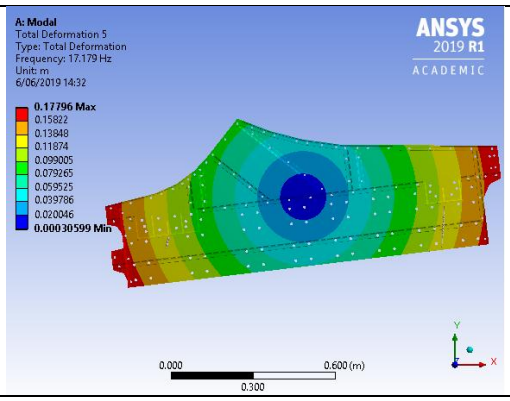
Figura 4.5: Mallado de la zaranda

En la Tabla 4.4, se muestra las frecuencias y modos de vibración principales de la caja vibrante (cuerpo principal), los tres primeros son debido a los resortes y los dos últimos los modos flexibles más representativos entre los cuales se encuentra la frecuencia de operación.

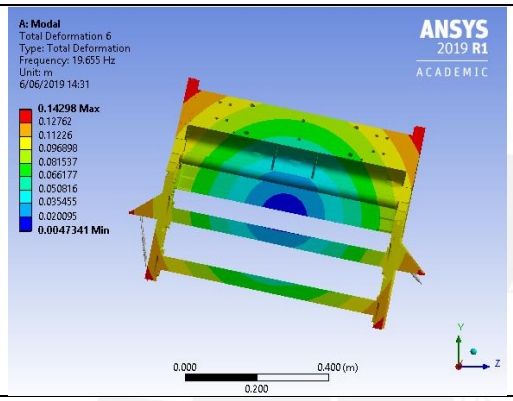
Tabla 4.4: Frecuencias y modos de la caja vibrante (cuerpo principal)



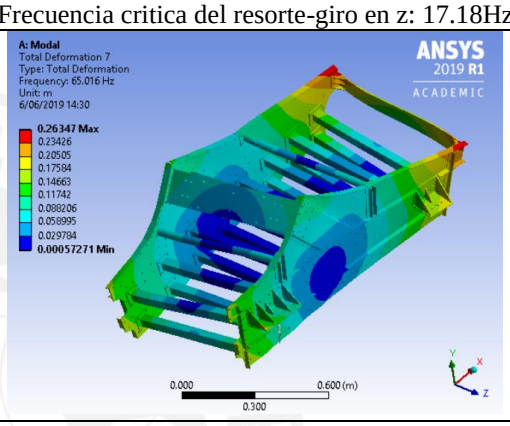
Frecuencia critica del resorte-vertical: 11.66Hz



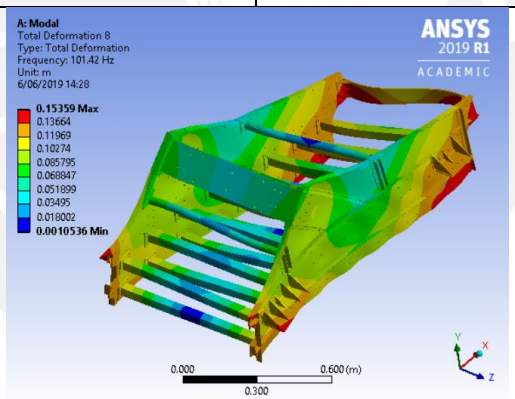
Frecuencia critica del resorte-giro en z: 17.18Hz



Frecuencia critica del resorte-giro en x: 19.66Hz



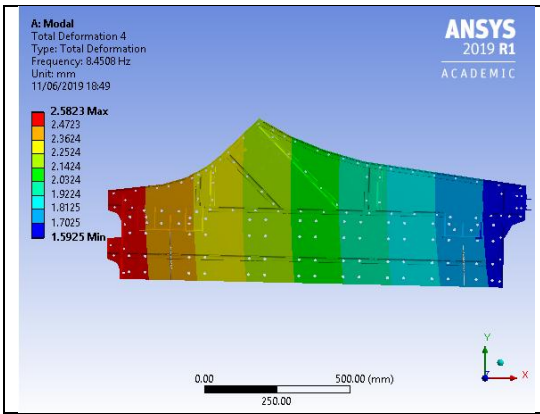
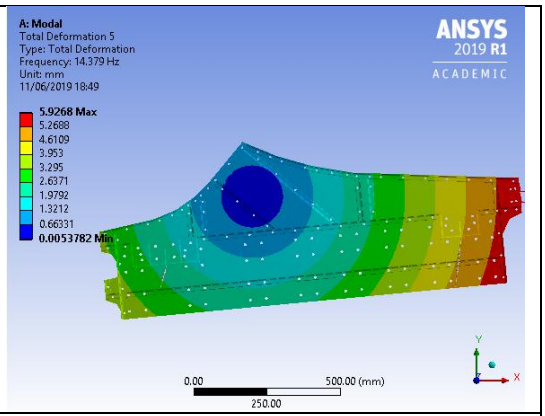
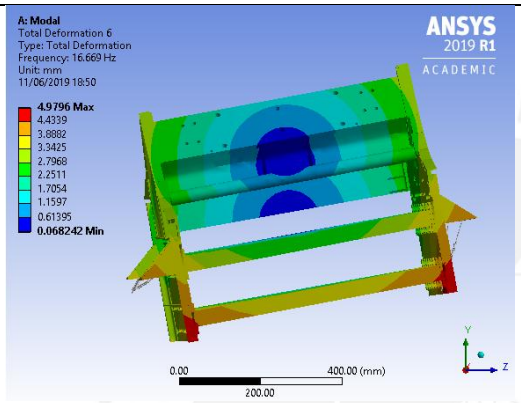
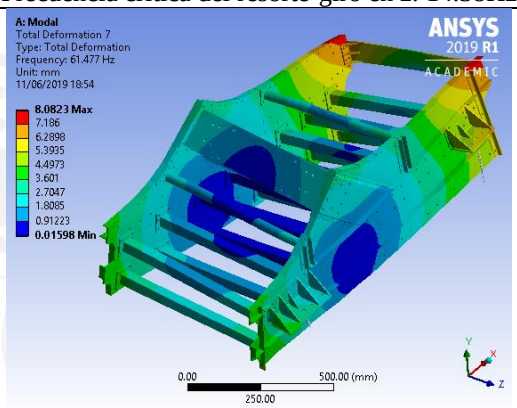
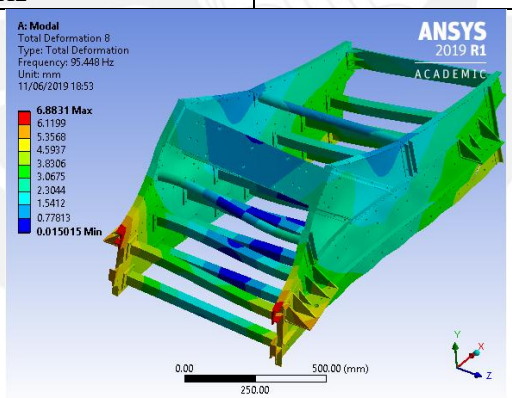
Frecuencia critica torsional: 65.02Hz



Frecuencia critica flexión placas laterales: 101.42Hz

En la Tabla 4.5, se muestra las frecuencia y modos de vibración principales de la masa vibrante (cuerpo completo), se usó masas puntuales para representar el sistema de excitación esto para aminorar el tiempo de la simulación.

Tabla 4.5: Frecuencias y modos de la masa vibrante

	
Frecuencia critica del resorte-vertical: 8.45Hz	Frecuencia critica del resorte-giro en z: 14.38Hz
	
Frecuencia critica del resorte-giro en x: 16.67Hz	Frecuencia critica torsional: 61.48Hz
	
Frecuencia critica flexión placas laterales: 95.45Hz	

4.2.2 Análisis de formas modales con tres rigideces por resorte

Se agrega rigideces horizontales en las coordenadas x y z al modelo anterior como se ve en la Figura 4.6, en el ANEXO A.9 se detalla cómo se determina estas rigideces.

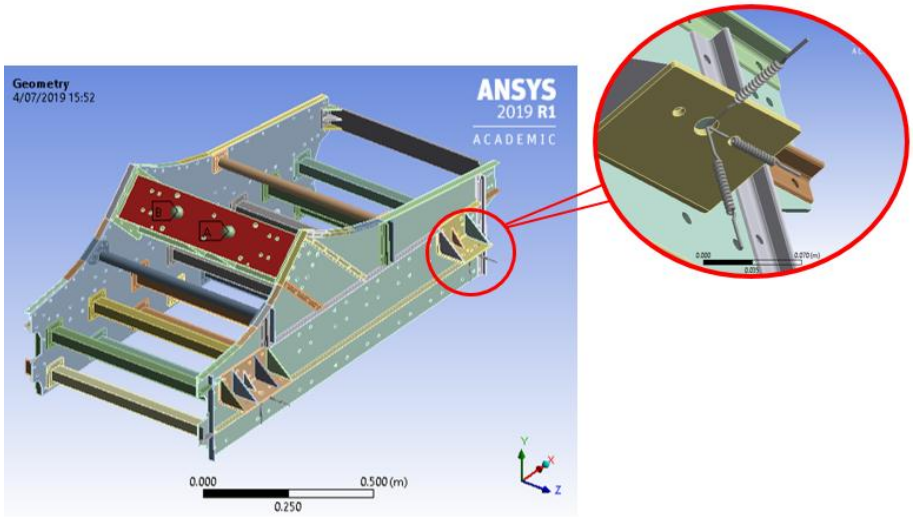
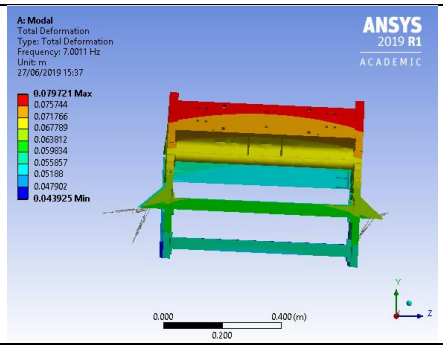
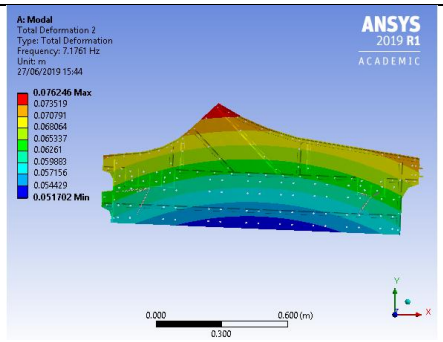
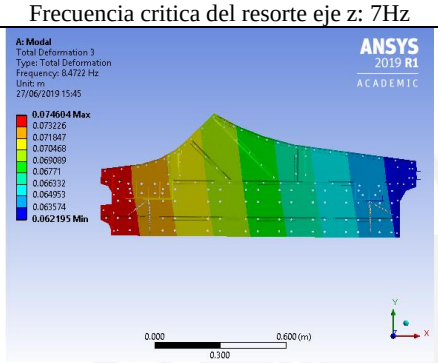
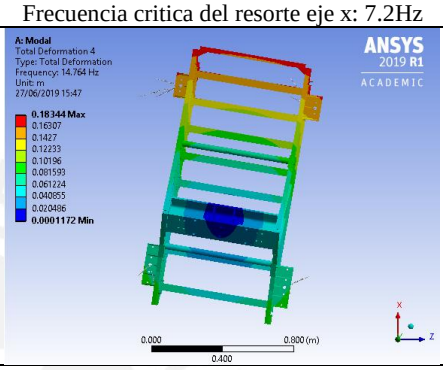
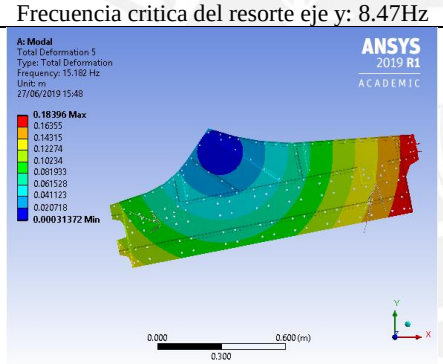
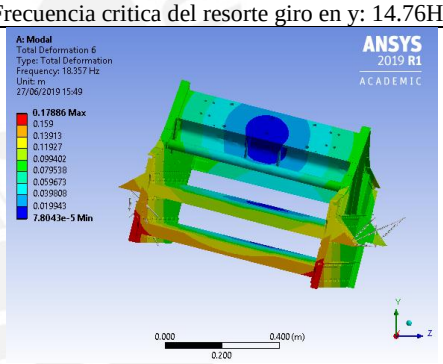
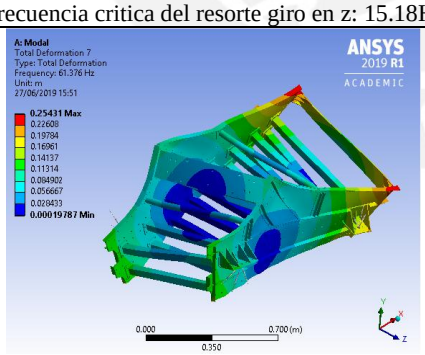
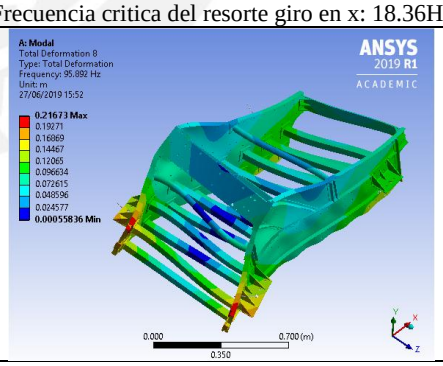


Figura 4.6: Modelo computacional con rigideces en x y z

En la Tabla 4.6, se muestra las frecuencia y modos de vibración principales de la masa vibrante, correspondientes al modelo de la Figura 4.6.

Tabla 4.6: Frecuencias y modos de la masa vibrante con tres rigideces por resorte

	
Frecuencia critica del resorte eje z: 7Hz	Frecuencia critica del resorte eje x: 7.2Hz
	
Frecuencia critica del resorte eje y: 8.47Hz	Frecuencia critica del resorte giro en y: 14.76Hz
	
Frecuencia critica del resorte giro en z: 15.18Hz	Frecuencia critica del resorte giro en x: 18.36Hz
	
Frecuencia critica torsional: 61.4Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 95.9Hz

En las Figuras 4.7 y 4.8, se muestran las deformaciones del cuerpo de la zaranda a pasar los modos flexibles en la masa vibrante, es importante señalar que la frecuencia de operación (80Hz) se encuentra entre estas dos frecuencias críticas, estos modos se aprecian también en la zaranda real.

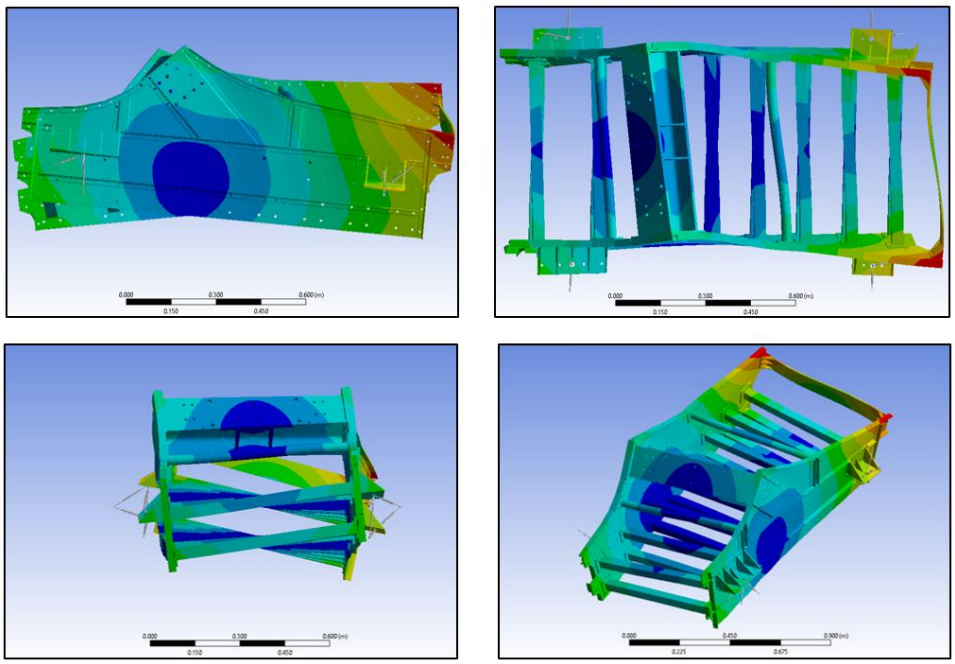


Figura 4.7: Modo flexible torsional 61.4Hz.

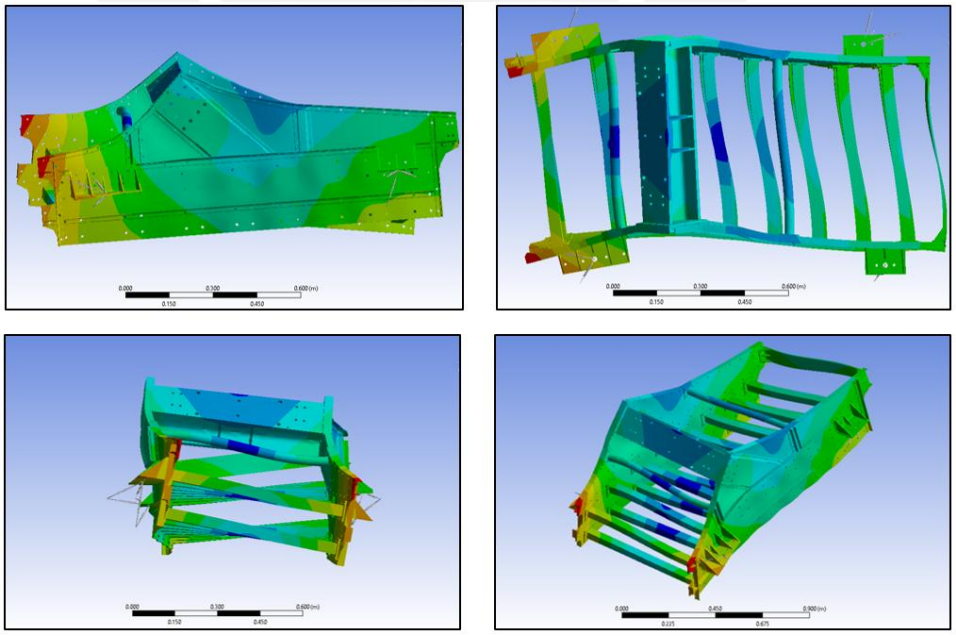


Figura 4.8: Primer modo de flexión de placas 95.9Hz

En la Tabla 4.7, se muestra los valores re-escalados obtenidos de los modelos analíticos y computacionales comparados con los valores experimentales de la zaranda real.

Tabla 4.7: Comparativa de frecuencias naturales

Modelo de 3GDL		**Modelo FEM**		**Modelo de 6GDL**		**Modelo FEM**		**Zaranda Real[19]**		**Error**
Analítica [Hz]	Re-escalada [Hz]	Simulación [Hz]	Re-escalada [Hz]	Analítica [Hz]	Re-escalada [Hz]	Simulación [Hz]	Re-escalada [Hz]	Experimental [Hz]	Simulación [Hz]	[%]
-	-	-	-	6.31	1.05	7	1.17	-	-	-
-	-	-	-	7.05	1.175	7.2	1.2	-	-	-
8.48	1.41	8.45	1.4	8.55	1.43	8.47	1.41	1.61	1.5	12.4
-	-	-	-	10.9	1.82	14.76	2.46	-	-	-
10.87	1.81	14.379	2.4	12.47	2.08	15.18	2.53	2.03	2.065	24.6
12.02	2.0	16.669	2.78	15.5	2.58	18.36	3.06	-	2.337	-
-	-	61.477	10.25	-	-	61.4	10.23	13.32	12.4	23.4
-	-	95.448	15.91	-	-	95.9	16	16.6	-	3.6
-	-	-	-	-	-	-	-	18.58	18.7	-
-	-	141.0	23.5	-	-	-	-	22.65	-	3.75
-	-	-	-	-	-	-	-	26.2	28.04	-
-	-	196.91	32.82	-	-	-	-	28.78	28.88	14

Se puede ver una tendencia aceptable de los valores en las frecuencias naturales y modos de vibración en “modo rígido” y “modo flexible”.

[19] Análisis Dinámico Estructural de la Zaranda Vibratoria Haver de la Línea del Molino SAG 2, proyecto: 40000509441 - MAKYL Engineering,Consulting & Services.

4.2.3 Análisis armónico

El modelamiento armónico de la zaranda escalada requiere previamente el análisis modal realizado en el apartado anterior. En esta parte se ve influencia de la fuerza de excitación sobre la frecuencia de operación, como resultados se obtiene la deformación total, la distribución de esfuerzos equivalentes en la caja vibrante, la función de respuesta en frecuencia de la amplitud y de los esfuerzos, estos dos últimos en un rango de frecuencias de 0 a 150Hz. En las Figura 4.9 y 4.10 se muestran la deformación total y la distribución de esfuerzos equivalentes respectivamente en la caja vibrante esto a 80Hz frecuencia de operación nominal.

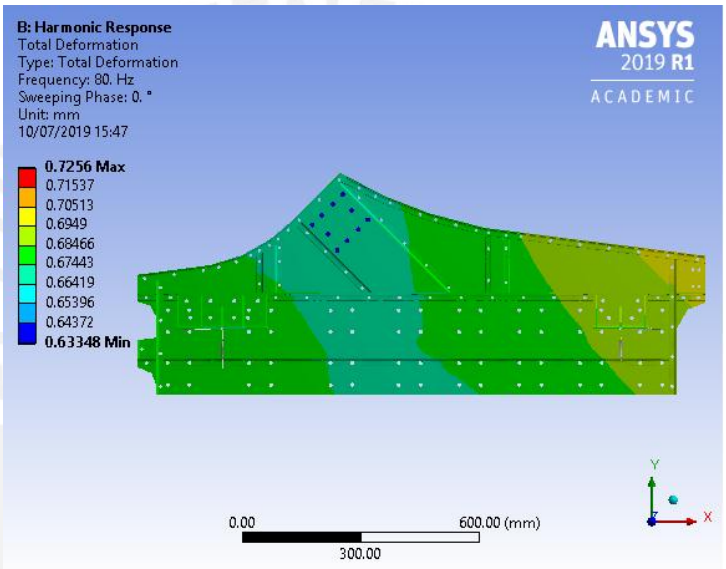


Figura 4.9: Deformación total a 80Hz

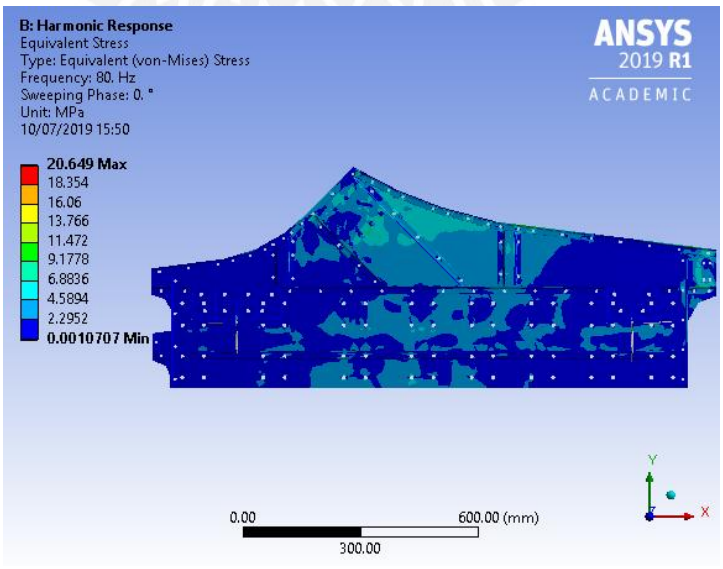


Figura 4.10: Esfuerzos equivalentes de Von-Mises a 80Hz

En la Figura 4.11, se muestra un detalle de los esfuerzos dinámicos más relevantes en el cuerpo principal de la zaranda donde se puede apreciar que la viga puente es la zona más cargada. Los esfuerzos son inferiores a los calculados analíticamente debido a la influencia de los elementos aisladores.

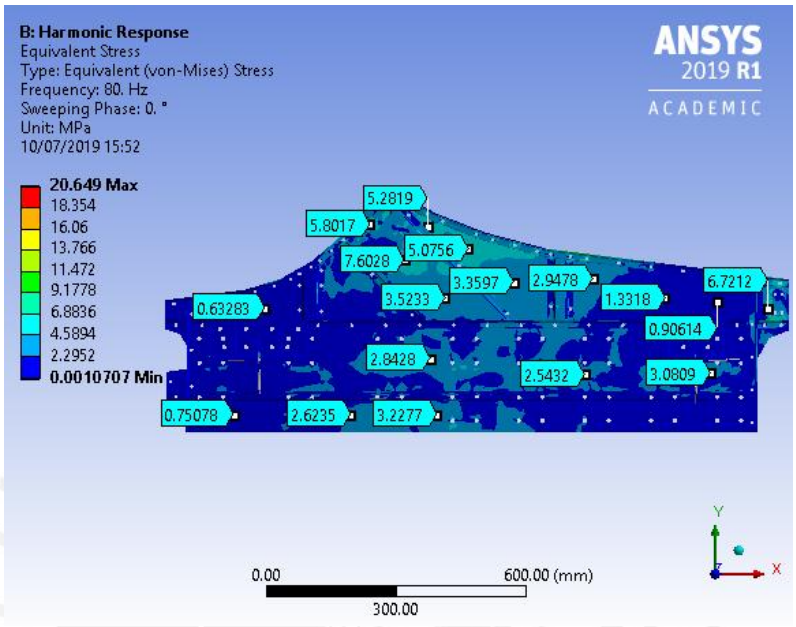


Figura 4.11: Esfuerzos equivalentes en la placa lateral a 80Hz

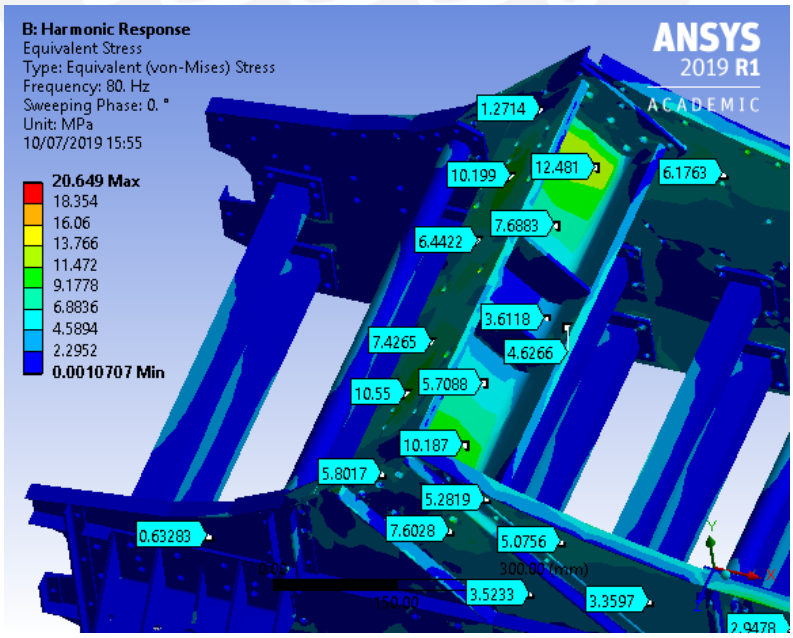


Figura 4.12: Esfuerzos equivalentes en la viga puente a 80Hz

En las Figuras 4.13, 4.14 y 4.15, se muestra las funciones de respuesta en frecuencia de la amplitud en los ejes X, Y, Z.

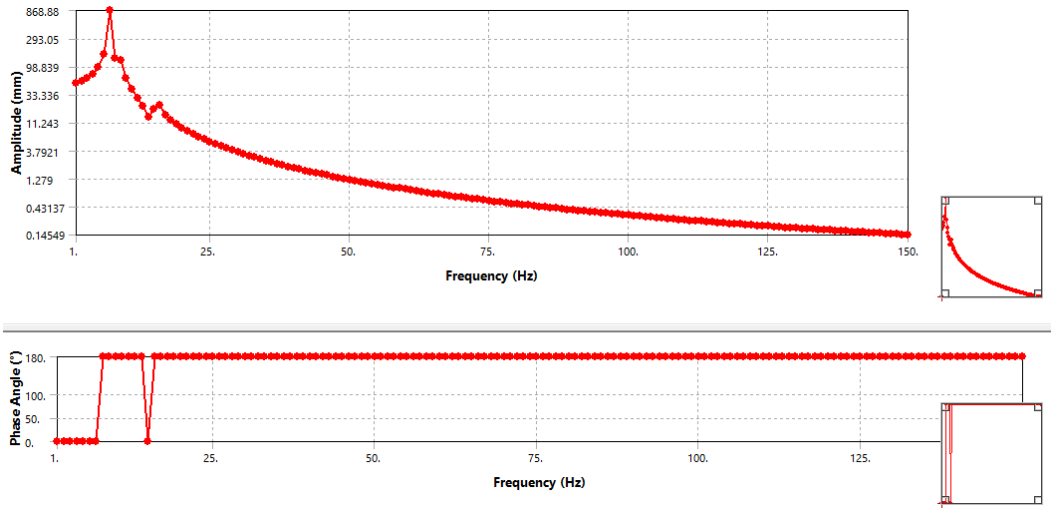


Figura 4.13: Función de respuesta en frecuencia de la amplitud en el eje X

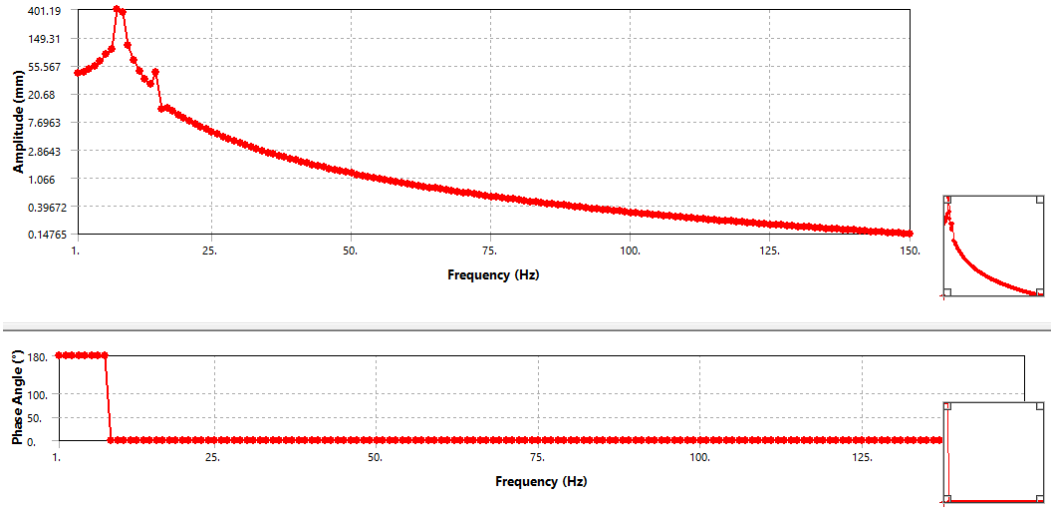


Figura 4.14: Función de respuesta en frecuencia de la amplitud en el eje Y

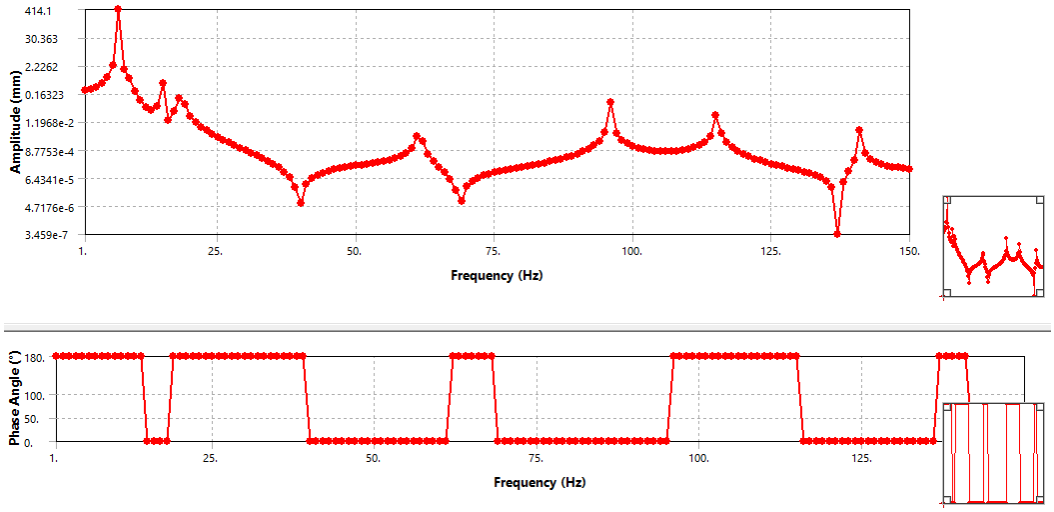


Figura 4.15: Función de respuesta en frecuencia de la amplitud en el eje Z

En las Figuras 4.16, 4.17 y 4.18, se muestra las funciones de respuesta en frecuencia de los esfuerzos en los ejes X, Y, Z.

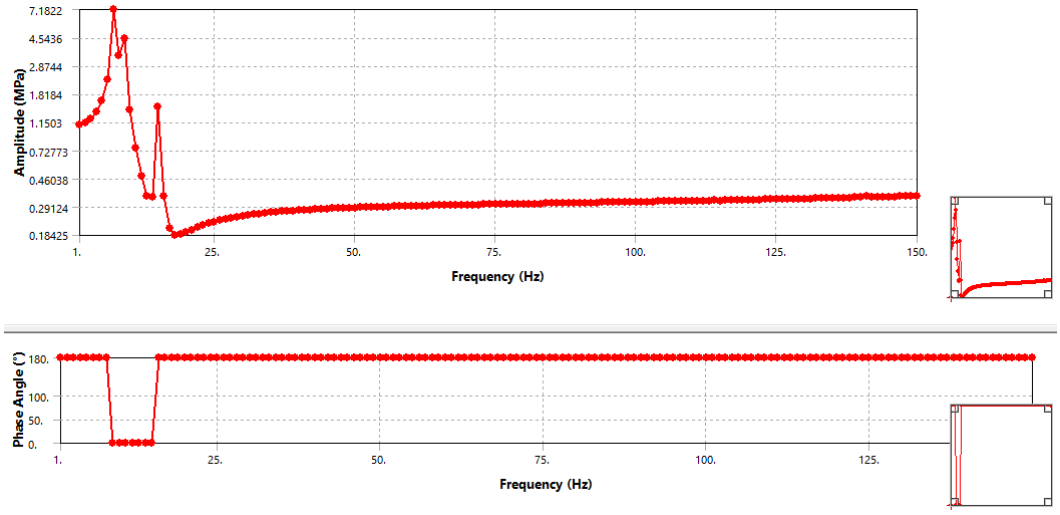


Figura 4.16: Función de respuesta en frecuencia de los esfuerzos en el eje X

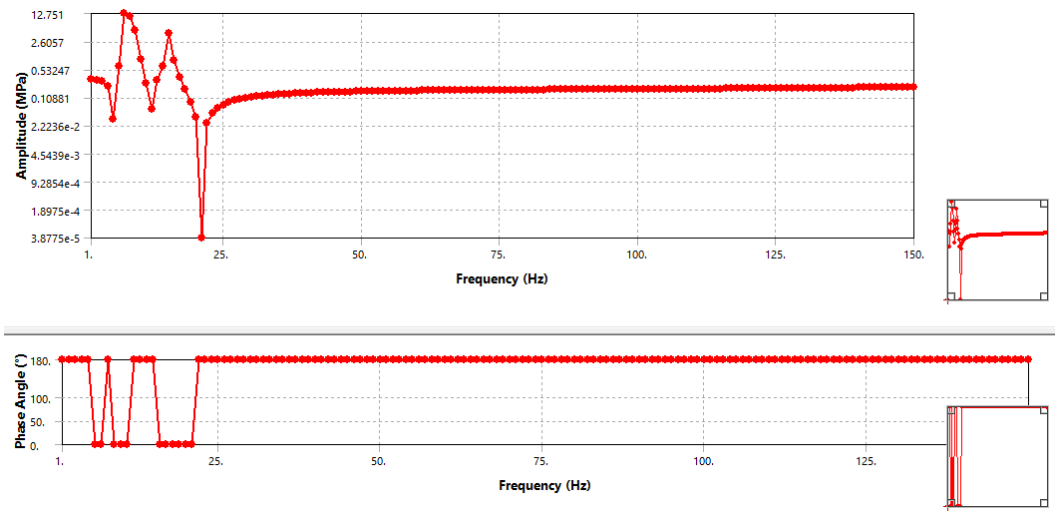


Figura 4.17: Función de respuesta en frecuencia de los esfuerzos en el eje Y

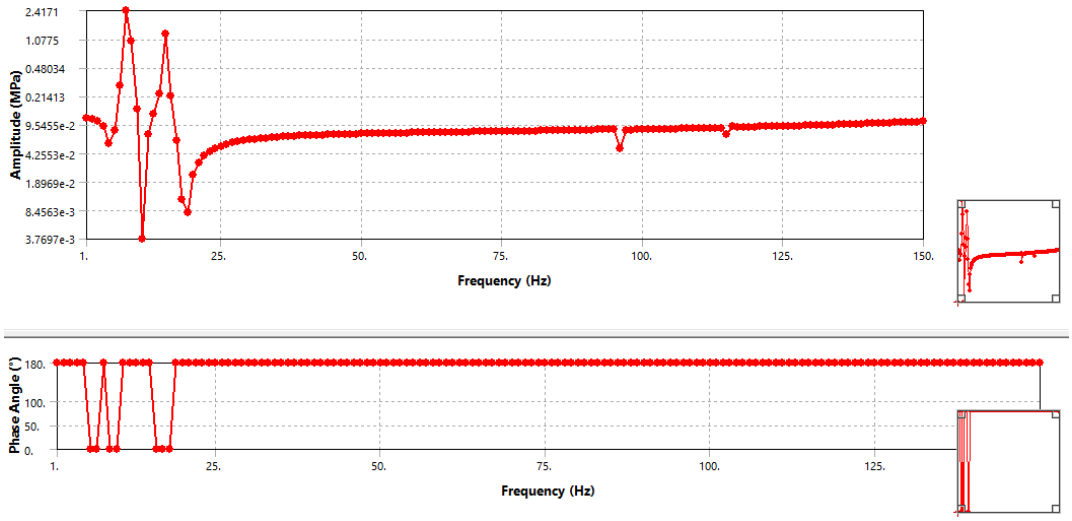
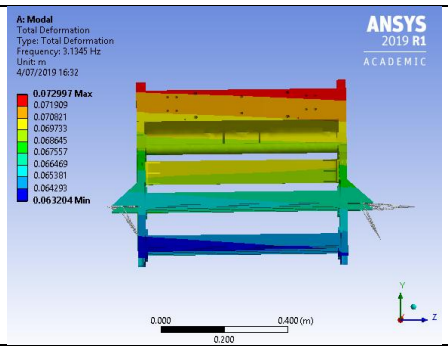
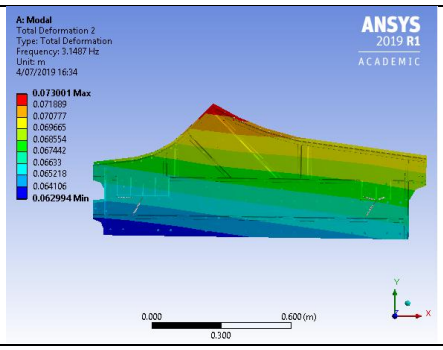
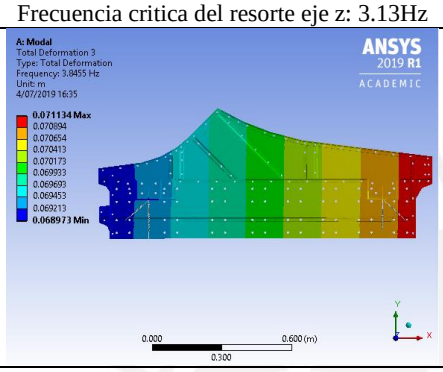
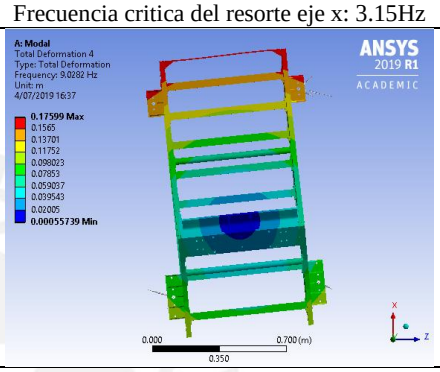
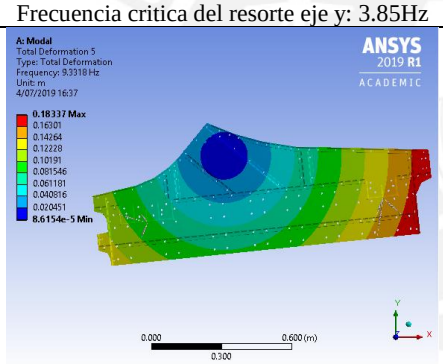
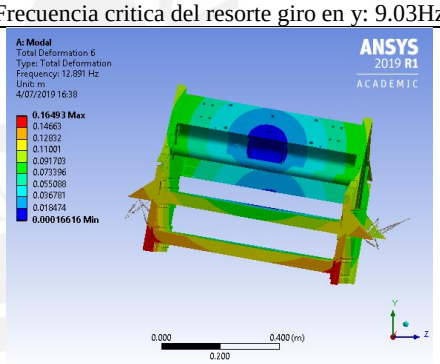
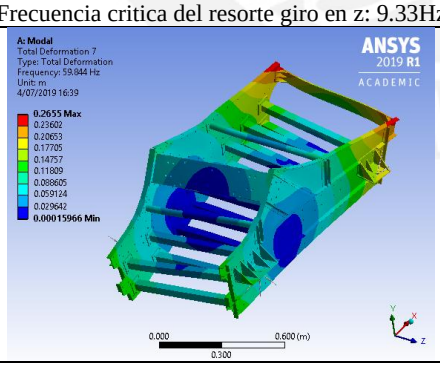
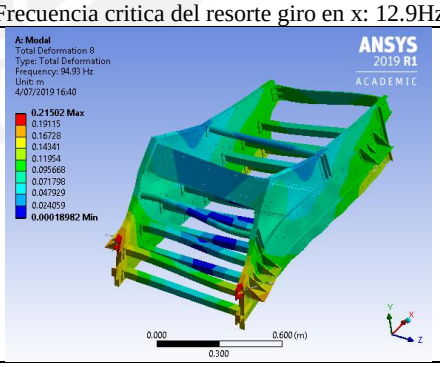


Figura 4.18: Función de respuesta en frecuencia de los esfuerzos en el eje Z

4.2.4 Análisis dinámico con el aislador oscilante ROSTA

Las rigideces de estos amortiguadores son significativamente menores, sin embargo, el aislamiento que proporcionan estos aisladores son los requeridos por similitud, las primeras ocho frecuencias y modos de vibración se muestran en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Frecuencias y modos de la masa vibrante con aislador oscilante ROSTA

	
Frecuencia critica del resorte eje z: 3.13Hz	Frecuencia critica del resorte eje x: 3.15Hz
	
Frecuencia critica del resorte eje y: 3.85Hz	Frecuencia critica del resorte giro en y: 9.03Hz
	
Frecuencia critica del resorte giro en z: 9.33Hz	Frecuencia critica del resorte giro en x: 12.9Hz
	
Frecuencia critica torsional: 59.8Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 94.9Hz

CAPITULO V

EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL MÓDULO

El presente capitulo tiene por objetivo obtener el costo aproximado del módulo a escala, el costo total se desglosa en sub costos, como son costos de materiales, costos de manufactura y costo de diseño.

5.1 Costos del módulo

Si bien es cierto se selecciona preliminarmente un motor-vibrador para la zaranda, este debe considerarse como una opción para hacer el equipo más compacto. Pero para esta tesis se toma el diseño del sistema de excitación, por ser este más económico. En el caso de los resortes, estos también tienen la opción de ser escogidos del catálogo de MASON, sin embargo, en nuestro medio existen empresas que fabrican resortes y resultaría también más cómodo económicamente.

Los costos totales se desglosan en tres principales:

- Costos de materiales.
- Costos de manufactura y ensamble.
- Costos de diseño.

Todos los costos aquí presentados están en (S/.) Nuevos Soles, se consideró un tipo de cambio de 3.29[20] para el dólar americano y se incluyen el IGV (18%) en cada uno.

5.1.1 Costos de materiales

Los costos de materiales se dividen en los costos de elementos normalizados, costos de elementos estructurales, costos de materiales para elementos de máquina, costos de materiales eléctricos-electrónicos y costos diversos, los cuales se detallan a continuación.

[20] Fecha de consulta: 20/03/2019

a. Costos de elementos normalizados

Con lo que respecta al costo de materiales se deben hacer algunas consideraciones:

- Todos los materiales deben ser fácilmente adquiribles en el medio.
- Los elementos mecánicos con medidas normalizadas deben ser adquiridos como bloques compactos para su posterior mecanizado.
- Los costos presentados serán con la moneda local, nuevos soles (S/.), si hubiera costos en dólares se considerará el tipo de cambio de 3.29.
- Todos los costos incluyen el impuesto generala las ventas (IGV).

A continuación, se presenta en la tabla 5.1, los costos de los elementos normalizados.

Tabla 5.1: Costos parciales de elementos normalizados

Ítem	Descripción	Material	Cantidad	Unidad	Costo Unitario (P.U.) (S/.)	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Tornillo hexagonal DIN4018 M6x16	8.8	118	und.	0.3	35.4
2	Tornillo hexagonal DIN4018 M6x20	8.8	8	und.	0.3	2.4
3	Tornillo hexagonal DIN4018 M6x25	8.8	2	und.	0.35	0.7
4	Tornillo hexagonal DIN4018 M8X20	8.8	40	und.	0.4	16
5	Tornillo hexagonal DIN4018 M8X25	8.8	194	und.	0.4	77.6
6	Tornillo hexagonal DIN4018 M8X30	8.8	24	und.	0.45	10.8
7	Tornillo hexagonal DIN4018 M10x30	8.8	28	und.	0.5	14
8	Tonillo hexagonal DIN4018 M12X35	8.8	8	und.	0.5	4
9	Tonillo hexagonal DIN4018 M12X40	8.8	4	und.	0.5	2
10	Tonillo de cabeza cilíndrica M6x12	8.8	4	und.	0.4	1.6
11	Tornillo de cabeza cilíndrica M6x16	8.8	2	und.	0.4	0.8
12	Tornillo de cabeza cilíndrica M10x100	8.8	2	und.	0.6	1.2
13	Tuerca hexagonal DIN4032 M6	8.8	124	und.	0.3	37.2
14	Tuerca hexagonal DIN4032 M8	8.8	252	und.	0.4	100.8
15	Tuerca hexagonal DIN4035 M8	8.8	16	und.	0.4	6.4
16	Tuerca hexagonal DIN4032 M10	8.8	30	und.	0.4	12
17	Tuerca hexagonal DIN4032 M12	8.8	12	und.	0.5	6
18	Tuerca hexagonal DIN4032 M16	8.8	4	und.	0.6	2.4
19	Arandela de presión DIN 128 A6	St.	4	und.	0.3	1.2
20	Arandela DIN126 A6.6	St.	8	und.	0.3	2.4
21	Arandela DIN125 A8.4	St.	194	und.	0.3	58.2
22	Arandela DIN125 A10.5	St.	50	und.	0.4	20
23	Arandela DIN125 A13	St.	12	und.	0.5	6
24	Arandela cónica DIN434 A9	St.	8	und.	5.2	41.6
25	Prisionero DIN913 M5X8	8.8	2	und.	0.3	0.6
26	Prisionero DIN913 M8X12	8.8	2	und.	0.4	0.8
27	Chaveta DIN 6885 A8X7X20	St. 60	4	und.	5	20
28	Chaveta DIN 6885 A12X8X32	St. 60	2	und.	6	12
29	Anillo de retención interior 80x2.5	St.	2	und.	3	6
30	Anillo de retención exterior 40x1.75	St.	2	und.	1.5	3
					Subtotal	503.1

b. Costos de elementos estructurales

Se consideran elementos estructurales a perfiles estructurales y planchas metálicas, en estos elementos se emplearán procesos simples de corte, taladrado y soldado, fueron tomados del catálogo de Aceros Arequipa, estos costos se muestran en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2: Costos parciales de elementos estructurales

Ítem	Descripción	Material	Cantidad	Unidad	Peso Lineal WL (kg/m)	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Rigidizador de plancha L20x20x3	ASTM A36	12	mts.	0.897	58.1
2	Vigas de mallas 1 1/2"x1.5mm	ASTM A513	10	mts.	1.703	110.4
3	Rigidizadores Tubo 1" x 2.3mm	ASTM A500	1.5	mts.	2.609	21.1
4	Viga HEB140 (Viga puente)	ASTM A36	0.65	mts.	34.54	87.6
5	Viga HEB100 (Trolley)	ASTM A36	3	mts.	20.91	244.8
6	Viga UPN100 (Trolley)	ASTM A36	2	mts.	10.87	81.1
7	Plancha lateral e=4.5mm	ASTM A36	2	und.	-	211.03
8	Plancha soporte rodamientos e=38mm,12	ASTM A36	1	und.	-	84.6
9	Plancha soporte motor e=4mm	ASTM A36	2	und.	-	19.33
10	Plancha soporte resortes-plancha e=4.5mm	ASTM A36	4	und.	-	34.4
11	Plancha soporte resortes-trolley e=5.9mm	ASTM A36	4	und.	-	61.02
12	Guardas de seguridad e=2.5mm	ASTM A36	2	und.	-	28.08
13	Masa desbalanceada e=25mm	AISI 1010	4	und.	-	32
					Subtotal	1073.56

c. Costos de elementos de máquina

Los materiales base para la fabricación de los elementos de máquina que son básicamente los ejes, masas desbalanceadas y poleas, tienen como procesos el torneado, rectificado, taladrado, fresado, etc. Estos se presentan en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3: Costos parciales de elementos de máquina

Ítem	Descripción	Material	Cantidad	Unidad	Peso Lineal WL (kg/m)	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Barra 2"	34CrMo4	0.7	mts.	15.91	120.3
2	Resortes helicoidales SLFH-B-1000		2	und.	955	1910
3	Resortes helicoidales SLFH -B-750		2	und.	955	1910
4	Amortiguador oscilante ROSTA AB-18-07 051 057		6	und.	592.8	3556.8
5	Garruchas de 80kg		4	und.	25	100
6	Polea conductora según plano	Fund. Al	2	und.	192.4	384.8
7	Polea conducida según plano	Fund. Al	2	und.	127.5	255
8	Graseras		4	und.	5.01	20.04
9	Correas trapezoidal clásica Z29		2	und.	25	50
10	Rodamiento de rodillos a rotula 22208E		4	und.	234.3	937.2
					Subtotal	9244.14

d. Costos de elementos eléctricos-electrónicos

Los elementos eléctricos-electrónicos necesarios para el accionamiento y el control del módulo, se muestran en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4: Costos parciales de elementos eléctricos-electrónicos

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo Unitario (P.U.) (S/.)	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Motor eléctrico 3fh, 1hp, 3500rpm	2	und.	382	764
2	Variador de frecuencia ABB 3hp	1	und.	1610.1	1610.1
3	Contactor ABB AF09-AF38	1	und.	73.9	73.9
4	Guardamotor ABB 6.3-10A, MS116-10	1	und.	110.7	110.7
5	Relé térmico ABB 3.10-4.2A	2	und.	73.9	147.8
6	Interruptor de encendido-apagado	2	und.	30	60
7	Parada de emergencia	1	und.	80	80
8	Cable eléctrico trifásico	5	und.	3.33	16.65
9	Otros	1	und.	50	50
				Subtotal	2913.15

5.1.2 Costos de manufactura y ensamble

Los costos en la etapa de manufactura y ensamble se consideran a los elementos estructurales y elementos de máquina Tabla 5.5. Teniendo en cuenta que se manufacturará y ensamblará en talleres locales. Para el cálculo de estos costos se considera que la labor de maquinado y ensamble la realizaran un técnico mecánico con su ayudante y un técnico eléctrico, en un lapso aproximado de 15 días (dos semanas), y los costos de mano de obra por hora y alquiler de equipos y herramientas será de S/. 20.00 para el técnico mecánico, S/.10.00 para su ayudante y S/.15.00 para el técnico eléctrico.

Tabla 5.5 Costos parciales de manufactura y ensamble

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo H-H (P.U.) (S/.)	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Técnico mecánico	80	horas	12.5	1000
2	Técnico eléctrico	24	horas	10	240
3	Ayudante	120	horas	6.25	750
4	Alquiler equipos y taller	15	días	-	900
5	Otros	15	días	-	150
				Subtotal	3040

5.1.3 Costos de diseño

Los costos de diseño se consideran horas tanto en la etapa de diseño y selección de todos los elementos que componen el modulo a escala, como también horas de simulación y elaboración de planos Tabla 5.6.

Tabla 5.6 Cotos parciales de diseño

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo H-H (P.U.) (S/.)	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Búsqueda de información	20	Horas	10	200
2	Diseño del módulo	1080	Horas	16.7	18036
3	Elaboración de planos	125	Horas	10	1250
				Subtotal	19486

5.2 Costos totales

Una vez obtenidos los costos parciales requeridos para materiales, la manufactura y ensamble y costos de diseño, el total haciende a S/36 259.95 Nuevos Soles o $ 11 021.3 Dólares Americanos, el detalle se ve en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7 Costos totales

Ítem	Descripción	Costo Parcial (P.P.) (S/.)
1	Elementos normalizados	503.1
2	Elementos estructurales	1073.56
3	Elementos de máquina	9244.14
4	Elementos eléctricos - electrónicos	2913.15
5	Manufactura y ensamble	3040
6	Diseño	19486
	Total	36259.95

CONCLUSIONES

- Se adquirió los conocimientos necesarios sobre zarandas vibratorias en cuanto a sus condiciones de trabajo, tipos de zarandas, tipos de movimientos, partes principales, principio de funcionamiento, análisis de frecuencias naturales y modos de vibración y como modelarlas computacionalmente. Por otro lado, ya con este conocimiento, se buscó una zaranda a escala real a la que se le haya hecho un análisis dinámico previo, información que fue facilitada por la empresa MAKYL Engineering Consulting & Services, la cual realizo un análisis dinámico a la zaranda de clasificación HAVER R-MD3660X7320 del proceso de molienda perteneciente a la mina "Las Bambas".

- Se pudo ver que el teorema Pi (Π) de Buckingham se puede usar para derivar las leyes de escalamiento de un sistema dinámico usando un procedimiento simplificado. El primer paso de este procedimiento consiste en obtener los grupos adimensionales Pi (Π) del sistema y luego aplicando el principio de similitud, el cual requiere que estos grupos sean idénticos tanto para el prototipo y para el modelo escalado, entonces es posible derivar las leyes de escalamiento del sistema dinámico. Se aplicó previamente este procedimiento a un sistema masa-resorte-amortiguador de 1GDL, se encontraron los grupos adimensionales, estos formaron expresiones conocidas en vibraciones mecánicas (c_c: amortiguamiento crítico, f_n: frecuencia natural y F: fuerza elástica), esto mostró intrínsecamente que una ecuación que describe el comportamiento de un sistema no varía para el sistema a una escala diferente.

- En esta tesis se usó el principio de similitud aplicado directamente a la ecuación que gobierna el movimiento de una zaranda como un modelo discreto, a continuación, se analizó la similitud de los parámetros modales o condición de vibración libre, después se analizó la similitud para condiciones de operación, con lo que se pudo obtener los factores de escala necesarios de la zaranda vibratoria finalmente se evaluó la escala más adecuada para un módulo de laboratorio, escogiéndose la escala 1:6.

- En la etapa de diseño del módulo a escala se tomó como primera alternativa seleccionar un motovibrador como excitador para la zaranda, pero no llegaba a satisfacer completamente los requerimientos de las leyes de escalamiento además su precio era elevado, por lo que se optó por diseñar el sistema de excitación usando la metodología del diseño. Para diseñar y seleccionar los demás elementos de la zaranda se basó en zaranda real y requerimientos de las leyes de escalamiento. Adicionalmente se realizó un análisis modal a los ejes desbalanceados y a la viga puente encontrándose frecuencias naturales fundamentales de 825.07Hz y 573.24Hz respectivamente.

- Se obtuvieron las frecuencias naturales y sus respectivos modos de vibración en “modo rígido” (estos modos dependen de las rigideces de los apoyos). A partir de modelos conceptuales discretos de 1GDL, 3GDL y 6GDL, los valores obtenidos son más cercanos a los experimentales con un error máximo del 12%. En cuanto al modelamiento computacional por elementos finitos se obtuvo errores máximos de 24% en “modo rígido” para el modo de giro en el eje horizontal (H) y 23% en el “modo flexible” torsional. Los errores en los “modos rígidos” se deben a la variación de la ubicación centro de gravedad en el módulo por cuestiones de diseño del sistema de excitación, y los errores en “modo flexible” específicamente en el modo torsional se debe a que no se llegó a escalar la rigidez torsional de la zaranda real, sin embargo, los resultados obtenidos son aceptables considerando estas variaciones y simplificaciones. En el análisis armónico se obtuvo la distribución de esfuerzos debido a la fuerza de excitación 34kN en la frecuencia de operación 80Hz, se obtuvo esfuerzos máximos en la placa lateral de 7.6MPa y en la viga puente 12.5MPa. Estos valores son inferiores a los calculados analíticamente debido al efecto de los apoyos. Un análisis con elementos aisladores ROSTA, muestra frecuencias naturales en modo rígido menores a las encontradas con los resortes helicoidales, su uso es recomendable para aminorar el efecto caótico (resonancia) en arranques y paradas constantes.

- Se pudo comprobar la independencia de los “modos flexibles” respecto a la rigidez en sus apoyos. Se encontró además que las dos primeras frecuencias

en “modo flexible” flanquean a la frecuencia de operación, siendo la primera de estas la frecuencia de tipo torsional (61.4Hz), seguida de la frecuencia de flexión de las placas (95.9Hz). Estos modos también se aprecian en la zaranda real. El modo torsional en particular tiene efecto de tipo torsor en la viga puente y en los rigidizadores transversales, el modo de flexión de las placas es más perjudicial en la placa lateral y en las uniones. Por otro lado, ambos efectos son magnificados por concentradores de esfuerzos debido a las uniones soldadas por lo que su uso debe limitarse. Existe, sin embargo, un rango de operación óptimo entre estas dos frecuencias. Una recomendación para este rango de operación es que esta, debe limitarse en un 10% de las frecuencias naturales según la *VSMA* y el modulo diseñado a 80Hz de frecuencia de operación cumple esta recomendación.

- La teoría de escalamiento mostró el potencial de probar diseños de zarandas en modelos escalados, estos aparte de ser más económicos que los de escala real muestran gran semejanza en cuanto a su comportamiento dinámico. Si bien es cierto algunos valores de frecuencias naturales que se obtuvieron no son exactamente iguales se puede apreciar una tendencia aceptable con respecto a los valores experimentales de la zaranda real, lo que implica que modelo escalado representa una buena aproximación al modelo real de la zaranda. Se nota la importancia de modelos conceptuales discretos para compararlos con los resultados por elementos finitos (en “modo rígido”), y así poder tener una mejor idea de cuál sería su comportamiento real antes de fabricar el modulo. El costo total del módulo incluyendo costos de manufactura, ensamble y costos de diseño, haciende a s/.36 259.95 o $ 11 021.3.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda seguir investigando en el principio de similitud, más específicamente en el escalado de la rigidez estructural, puede que se requiera el uso de materiales diferentes al acero para lograr una similitud más cercana a la completa. El modelamiento en condiciones reales de funcionamiento podría mejorarse incluyendo masas puntuales en las viguetas de las mallas las que representaría la masa del mineral que circula en un determinado tiempo.

- Se pudo comprobar la gran importancia de los rigidizadores de las placas laterales, y que, sin estos, se podrían excitar modos flexibles menores y más cercanos a la frecuencia de operación. Se podría incluir una plancha adicional en plancha lateral para aumentar más su rigidez sobre todo en el modo de flexión de las placas.

BIBLIOGRAFÍA

[AGUIRRE, 2013] AGUIRRE ZAQUINAULA N. O. Estudios de las vibraciones de una chancadora de quijada del laboratorio de ingeniería de minas de la PUCP. Pontificia Universidad Católica del Perú

[ALENCASTRE, 2017] ALENCASTRE J., GUEVARA J. et. al. Las frecuencias naturales y modos de vibración y su implicancia en la confiabilidad de funcionamiento de una zaranda vibratoria horizontal

[BRUEL & KJAER, 2013] BRUEL & KJAER, APPLICATION NOTE 3560: How to Determine the Modal Parameters of Simple Structures, 1999

[CHAVEZ, 2015] CHAVEZ LENIN, et. Al. Análisis Dinámico Estructural de la Zaranda Vibratoria Haver de la Línea del Molino SAG 2, Proyecto: 40000509441, MAK-0220-4000050941-INF-M-REV.B, 2015

[DECKER, 1975] DECKER KARL-HEINZ, Elementos de Máquina, Berlin ,1975

[BARRIGA, 1985] BARRIGA, B (1985), Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica. Pontificia Universidad Católica del Perú

[BURIT, 2008] "A Scaling Methodology for Dynamic Systems: Quantification of Approximate Similitude and Use in Multiobjetive Design", Burit Kittirungsi, Tesis doctoral, University of Michigan, 2008.

[MARTINEZ, 2016] MARTINEZ B. R., PEREZ H. Análisis Vibratorio de una Zaranda Modelo 740 para la Clasificación de Minerales

[MASON, 2008] MASON INDUSTRIES, Inc, Free Standing Spring Mounts and Height Saving Brackets, SLF-200-8 Bulletin, 2008

[MCCORMAC, 2012] MCCORMAC J. C., CSERNAK S. F. Diseño de Estructuras de Acero 5ta Ed. Alfaomega Grupo Editor, 2012

[NORTON, 2011] NORTON ROBERT L. Diseño de Máquinas un Enfoque Integrado 4ta Ed., Pearson Educación, México, 2011

[OPTIBELT, 2008] OPTIBELT, Manual Técnico Optibelt – Correas Trapeciales Correas Muliples, www.optibelt.com, 2008

[PAULSEN, 2017] PAULSEN MOSCOSO KURT, Notas del Clase del curso de Elementos de Máquina, PUCP, 2017

[RAO, 2011] RAO S. SINGIRESU, Mechanical Vibrations 5th Ed., Prentice Hall, 2011

[YOUNG, 2002] YOUNG C. WARREN, BUDYNAS G. RICHARD, Roark´s Formulas for Stress and Strain, Mc Graw-Hill, 2002

[SCHAEFFLER, 2006] SCHAEFFLER KG, FAG Special Spherical Roller Bearings for Vibratory Machinary, www.fag.com, Germany 2006

[SHIGLEY, 2008] BUDYNAS G. RICHARD, NISBETT KEITH J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8va Ed., McGraw-Hill Interamericana, 2008

[SKF, 2018] SKF, Rolling Bearings Manual, SKF Group www.skf.com , PUB BU/P1 17000 EN, 2018

[THONSON, 1999] THONSON W. (1999), Vibraciones Mecánicas con Aplicaciones

[ZOHURI, 2013] ZOHURI B. Dimensional Analysis and Self-Similarity Methods for Engineers and Scientists

[ZHAO-XIA, 2014] ZHAO-XIA H., QING-TAO L. Dynamics Analysis and Experiment of Vibrating Screen for Asphalt Mixing Equipment

[XIAN, 2013] XIAN A-MAN, HE WEN-FENG, Statics and Modal Analysis for Large Vibrating Screen, Xianyang Vocational Technology College, China, 2013

[YUE-MIN, 2009] YUE-MIN Z., CHUN-SHENG L., Et. Al. Dynamic Design Theory and Application of Large Vibrating Screen

[ZHANG, 2015] ZHANG Z., WANG Y., FAN Z. Similarity Analysis between Scale Model and Prototype of Large Vibrating Screen

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE POSGRADO

Título

DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO A ESCALA DE UNA ZARANDA VIBRATORIA

ANEXOS

TESIS PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAGÍSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR

LUIS ISAAC LEON PARO

ASESOR

Dr. Ing. JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

SEPTIEMBRE, 2019

ANEXOS

Lista de Anexos

ANEXO A.1

Especificaciones técnicas generales de la zaranda Haver [CHAVEZ, 2015]

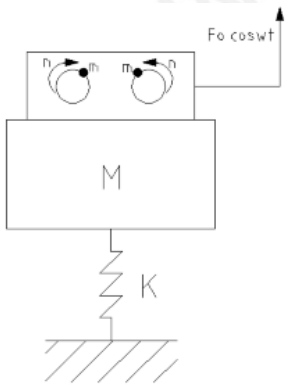
Identificación		
Tipo de zaranda	R-MD 3660x7320	
Datos de operación		
Area de zarandeo (Diseño)	26.75 m2	
Area de zarandeo (Efectivo)	26.75 m2	
Material de proceso	Mineral de cobre	
Densidad del Bulk	1.7 ton/m3	
Temperatura	25 °C	
Flujo de material (alimentación)	1619 ton/hr	
Datos de diseño		
Peso total de la zaranda	38550 kg	
Peso total vibrante	29275 kg	
Peso del trolley	8000 kg	
Amplitud/Stroke	6.3 mm	12.6 mm
Aceleración	4.5 g	
Velocidad nominal	800 rpm	
Polos/ Velicidad del motor	4 polos/1760rpm	
Potencia de motor	75kW (100cv)	
Voltaje/Frecuencia/Fase	460V/60Hz/3 Fases	
Mecanismo conductor	3 x MU400/05	
Sistema adsorsor	Resortes helicoidales	
Nota: la velocidad critica de la maquina esta en 600rpm a 1000rpm		

ANEXO A.2

Resumen de frecuencias naturales zaranda HAVER [CHÁVEZ, 2015]

TABLA A.2.1: Frecuencias naturales del Análisis Dinámico con 1GDL y 2GDL

Sistema con 1GDL	
Masa [kg/s)	29275
Rigidez [N/m]	3600000
Frecuencia de Operación [Hz]	13.3
Frecuencia Natural [Hz]	1.7
Amplitud [mm]	6.12
Transmisibilidad	1.80%



Sistema con 2GDL	
K2 [N/m]	2100000
K4[N/m]	1500000
f1 [Hz]	1.7
f2 [Hz]	2.15
X1 [mm]	-4.73
X2 [rad]	-0.00000679

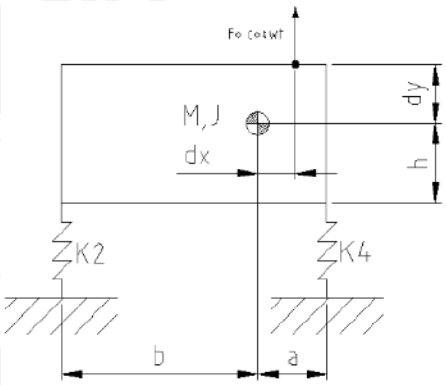
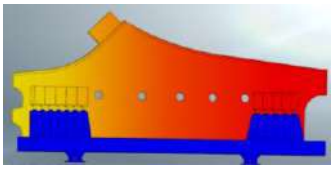
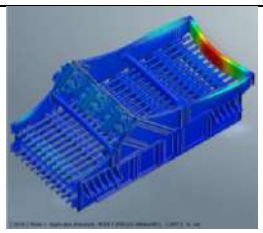
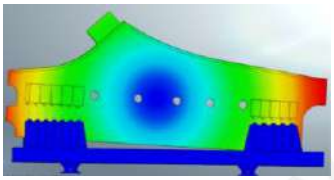
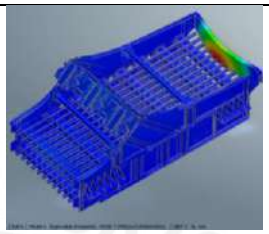
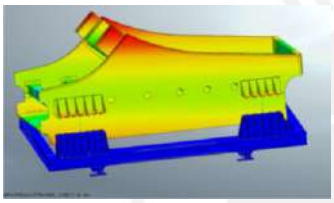
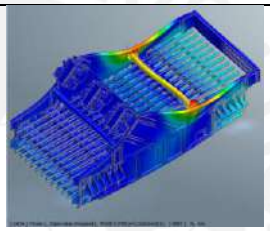
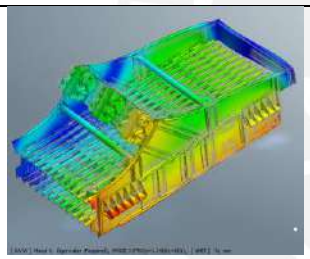
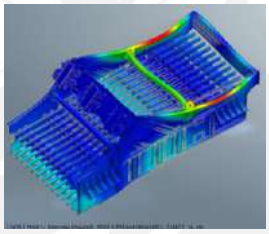
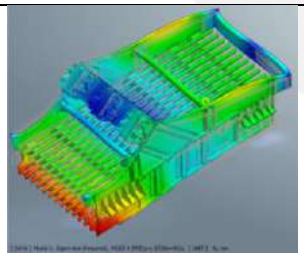
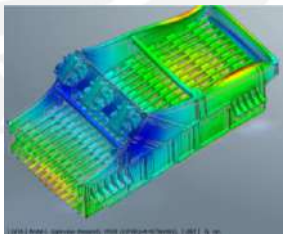
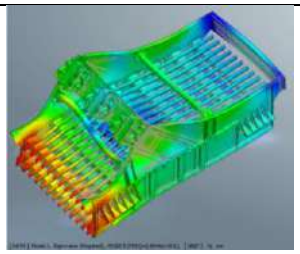


TABLA A.2.2: Frecuencias naturales del Análisis Modal

Ejes	Frecuencia Naturales [Hz]							
V-H-A	1.61	2.03	13.32	16.6	18.58	22.65	26.2	28.78

ANEXO A.3

Resumen de modos de vibración por simulación zaranda HAVER [CHÁVEZ, 2015]

	Traslación Vertical modo rígido 1.5Hz		Frecuencia modo flexible 28.88Hz
	Rotación de eje Y modo rígido 2.065Hz		Frecuencia modo flexible 36.53Hz
	Rotación en el eje vertical modo rígido 2.337Hz		Frecuencia modo flexible 39.36Hz
	Frecuencia modo flexible 12.4Hz		Frecuencia modo flexible 40.46Hz
	Frecuencia modo flexible 18.7Hz		Frecuencia modo flexible 44.17Hz
	Frecuencia modo flexible 28.04Hz		

A.4.1 Diseño del multiplicador

Se usa un sistema de transmisión de fajas para multiplicar la velocidad de 3600rpm a 4800rpm para ello se usa como referencia el catálogo [OPTIBELT, 2008].

a) Factor de carga y potencia de diseño: Lo primero es afectar la potencia del motor por un factor de carga $c_2 = 1.1$, del ANEXO A.17, para obtener la potencia de diseño P_B.

$$P_B = P_M c_2 \tag{A4.1}$$

$$P_B = 0.82027kW \tag{A4.1a}$$

b) Selección del perfil de la correa: Se puede seleccionar el perfil de la correa, de la Figura A.4.1, se opta por correas clásicas según DIN 2215. Con velocidad máxima de 4800rpm y P_B, el perfil más adecuado es el Z/10.

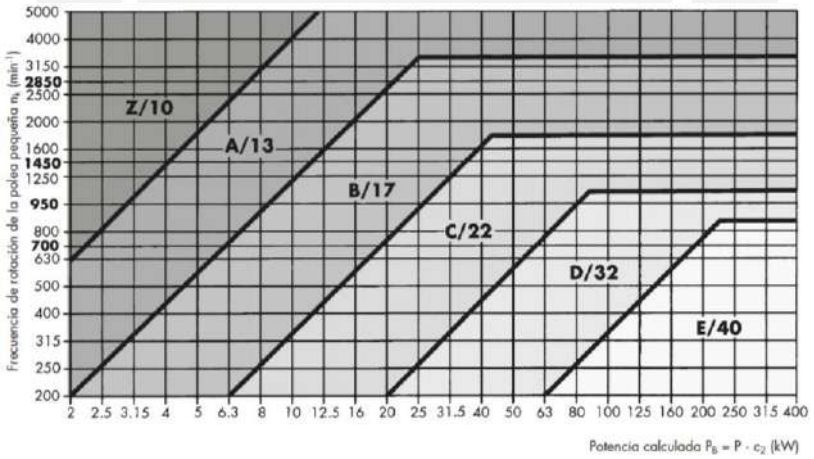


Figura A.4.1: Diagrama de selección de perfiles de correas clásicas [OPTIBELT, 2008].

c) Diámetro de las poleas

La relación de transmisión requerida Ecuación (A4.2):

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_{d1}}{d_{d2}} = \frac{4800}{3600} = 1.33 \tag{A4.2}$$

Con d_{d1} y d_{d2} diámetros de referencia de las poleas conductora y conducida respectivamente.

Del ANEXO A.17 seleccionamos un diámetro de referencia para la polea conductora d_{d1}=150mm, con la relación de transmisión $d_{d2} = 112.8mm$, considerando que en la experimentación se puede requerir superar la velocidad de operación, se toma $d_{d2} = 100mm$.

Comprobamos la frecuencia de operación del sistema de excitación, con:

$$i_{vorh} = \frac{d_{d1}}{d_{d2}} = 1.5$$
$$n_{2vorh} = i_{vorh} * n_1 = 5400rpm\ (90hz) \tag{A4.3}$$

Esto nos da margen para poder variar la velocidad de operación hasta un valor superior a la requerida.

d) Distancia entre ejes: Seguidamente debemos determinar la distancia entre ejes a, por recomendación debe estar entre el siguiente rango:

$$a > 0.7 * (d_{d1} + d_{d2}) = 175$$
$$a < 2 * (d_{d1} + d_{d2}) = 500 \tag{A4.4}$$
$$a = 180mm\ seleccionado$$

El desarrollo de referencia de la correa (longitud de correa), aproximadamente está dado por:

$$L_{dth} \approx 2a + 1.57(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a}$$
$$L_{dth} \approx 755.97mm \tag{A4.5}$$

Del ANEXO A.17 obtenemos un desarrollo de referencia ISO $L_{dst} = 752mm$, para la correa N° Z29. Ahora calculamos la distancia entre ejes real, de la Ecuación (A4.6).

$$a_{nom} = \frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2})}{4} + \sqrt{\left[\frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2})}{4}\right]^2 - \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8}} \quad \text{(A4.6)}$$

$$a_{nom} = 177.89mm$$

El recorrido mínimo de ajustes x/y, según la Figura A.4.2 para la distancia entre ejes a_{nom}, del ANEXO A.17.

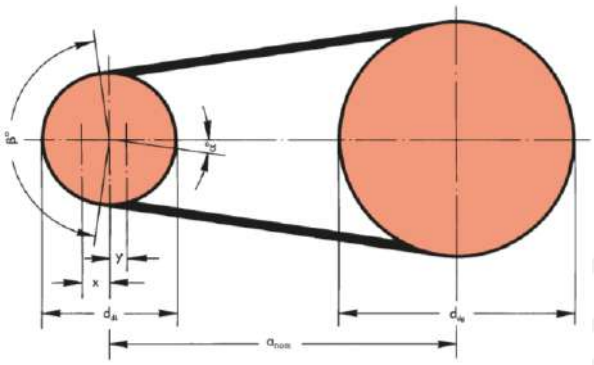


Figura A.4.2: Recorrido mínimo de ajuste x/y de la faja en V

$$x \geq 15mm \ / \ y \geq 15mm \quad \text{(A4.7)}$$

e) Velocidad y frecuencia de flexión de la correa: Con la Ecuaciones (A4.8) y (A4.9), teniendo en cuenta que se recomienda no sobrepase una velocidad máxima de $v_{máx} \approx 30m/s$ y frecuencia máxima de $f_{Bmáx} \approx 100\ Hz$[1].

$$v = \frac{d_{d1}.n_1}{19100} = \frac{150 * 3600}{19100} = 28.3m/s < 30m/s \quad \text{(A4.8)}$$

$$f_b = \frac{2 * 1000 * v}{L_{dst}} = \frac{2 * 1000 * 28.3}{752} = 75.3Hz < 80Hz \quad \text{(A4.9)}$$

f) Numero de correas trapeciales:

Primeramente, determínanos el factor de ángulo y ángulo de contacto con la expresión (A4.10), y en el ANEXO A.17, interpolando linealmente.

[1] Recomendación: Optibelt Power Transmission Catalog

$$\frac{d_{d1} - d_{d2}}{a_{nom}} = 0.281 \tag{A4.10}$$

$$\beta = 2 * cos^{-1}[(d_{d1} - d_{d2})/(2 * a_{nom})] = 163.8°, \quad c_1 = 0.99$$

Seguidamente se necesita el factor de desarrollo, esto del ANEXO A.17, con $L_{dst} = 752mm$; $c_3 = 0.98$.

Ahora determinamos la potencia nominal P_N por correa trapecial, del ANEXO A.17 y con:

$$P_N = \begin{cases} d_{dk} = 100mm \\ i = 1.5 \\ n_k = 4800rpm \end{cases} \tag{A4.11}$$

$$P_N = 2.8 + 0.18 = 2.98kW \tag{A4.11a}$$

Entonces el número de correas trapeciales se halla con la expresión (A6.12):

$$z = \frac{P.c_2}{P_N.c_1.c_3} = 0.2837 \tag{A4.12}$$

En conclusión se usara: <u>1 correa trapezoidal Z 32</u>, con $L_{dst} = 752mm$.

A.5.1 Diseño de ejes

Previo al diseño de los ejes, se da la distribución del sistema de excitación Figura A.5.1, se asignan las fuerzas a las que está sometido cada eje y se procede con el cálculo convencional.

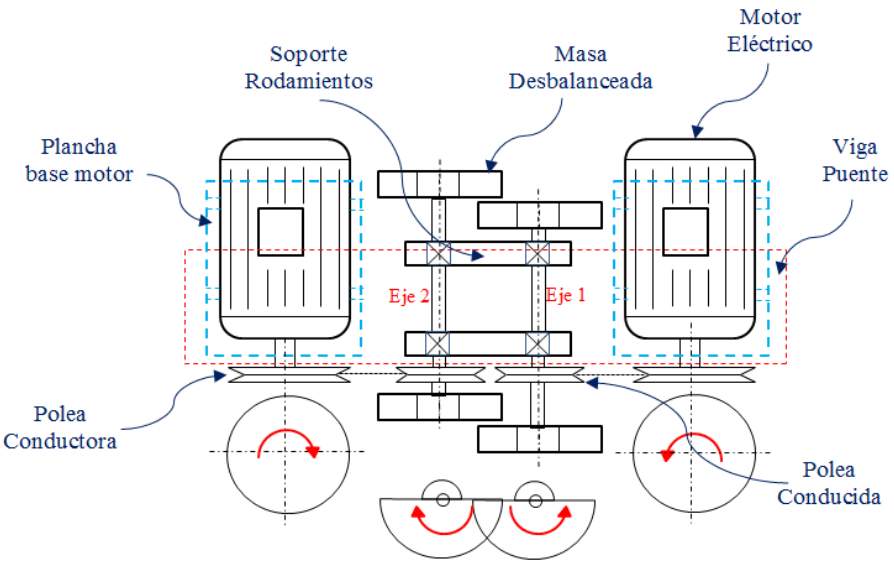


Figura A.5.1: Disposición del sistema de excitación en la viga puente.

En transmisiones por faja en V, se debe llevar la fuerza de tensión en las fajas a una fuerza resultante en el eje F_{Af}. Para las fajas en V, considerando la fuerza de tracción como la fuerza periférica en la faja [DECKER, 1975].

$$F_f = \frac{P}{v_f} = 29\ N \tag{A5.1}$$

Dónde:

P : Potencia a transmitir $P = 0.82kW$

v_f : Velocidad de la faja: $v_f = d.\pi.n_1 = 0.150 * \pi * \frac{3600}{60} = 28.27m/s$

Entonces la fuerza en el eje debido a la faja en V, F_{Af}, puede tomarse según [DECKER, 1979], para una transmisión por fajas con tensador:

$$F_{Af} \approx 3F_f = 0.087\ kN = 87\ N \tag{A5.2}$$

Una vez definidas las fuerzas en el eje, se produce con el cálculo, por fluencia y por fatiga, según se detalla a continuación. Se considera la longitud del eje uno $L_1 = 227mm$ y del eje dos $L_2 = 227mm$, (distancia entre cargas de los desbalances).

Como se ve en los diagramas de momentos Figuras A.5.2 y A.5.3 para el eje 1 y el eje 2 respectivamente, considerando $P_1 = P_2 = 34/4 = 8.5kN$, se nota que la carga radial debido a la faja en v, es despreciable. Además, el eje 1 es el más esforzado, por consiguiente, el que se tomara como referencia para el diseño.

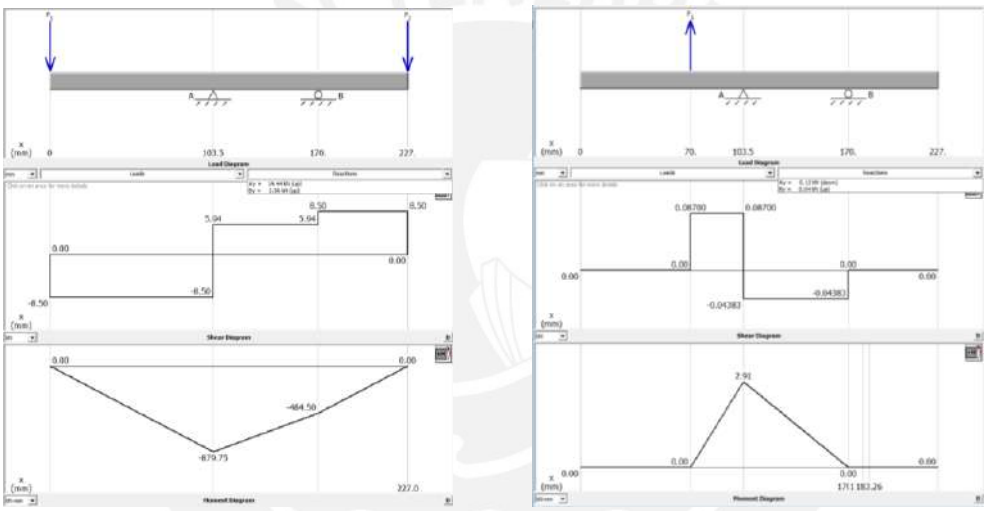


Figura A.5.2: Diagrama de momentos para el eje 1

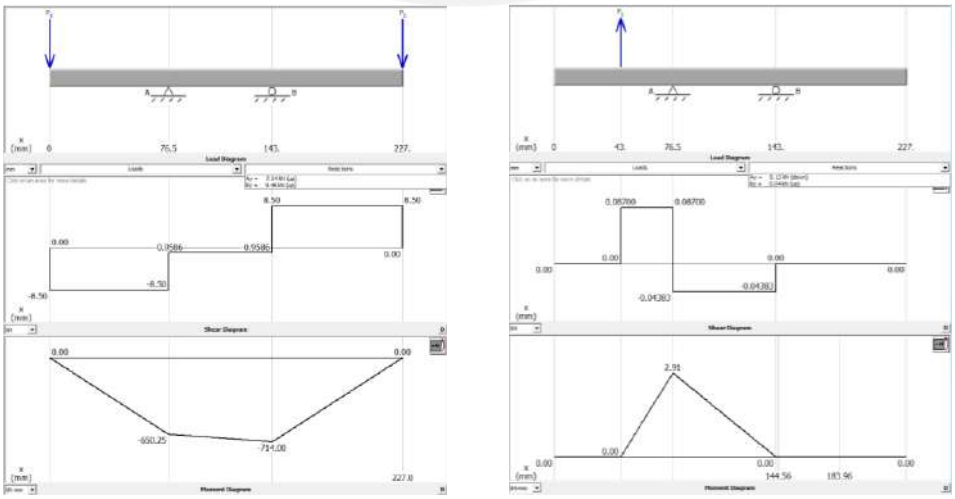


Figura A.5.3: Diagrama de momentos para el eje 2

El resumen de las reacciones para el eje 1, se muestra en la Tabla A.5.1:

Tabla A.5.1: Reacciones máximas en los apoyos

Ubicación	Y [kN]	X [kN]	Resultante
A	14.4	0.13	10.7
B	2.56	0.03	6.3

a. Cálculo previo

Asumimos un factor de seguridad recomendado previo: $F.S._{RP} = 5$, por trabajar a flexión y torsión. Cálculo previo donde se conocen la potencia, la velocidad de giro y la flexión:

$$M_f = \sqrt{879.75^2 + 2.91^2} = 879.8\ N.m$$
$$M_t = \frac{P_M * 60}{2 * \pi * n} = \frac{745.7 * 60}{2 * \pi * 4800} = 1.4835\ N.m \tag{A5.3}$$

Se halla los esfuerzos en función del diámetro d:

$$\sigma_f = \frac{32M_f}{\pi d^3} = \frac{8961.6}{d^3} \qquad \tau_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} = \frac{7{,}555}{d^3} \tag{A5.4}$$

Tabla A.5.2: Propiedades del material del eje

Acero 34CrMo4 (AISI 4135)	
σ_F	$450\ N/mm^2$
σ_B	$700\ N/mm^2$
σ_{fAL}	$480\ N/mm^2$
τ_{tPUL}	$550\ N/mm^2$

El factor de conversión α_0 según C. Bach:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fAL}}{1.73\tau_{tPUL}} = 0.504 \tag{A5.5}$$

Hallamos un esfuerzo admisible previo a la flexión:

$$\sigma_{fAdm.p} = \frac{\sigma_{fALT}}{F.S._{Rp}} = 96\ N/mm^2$$
$$\sigma_{eq.p} \leq \sigma_{fAdm.p} \tag{A5.6}$$

Entonces podemos hallar el diámetro:

$$\sigma_{eq.p} = \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3(\alpha_0 \tau_t)^2} \quad \rightarrow \quad d = 45.4\ mm$$
$$Tomamos\ un\ d = 40\ mm \tag{A5.7}$$

b. Cálculo con factores modificadores

Ahora realizamos los cálculos con los factores adecuados con un material AISI 4135.

$$\sigma_{f.a} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 140 N/mm^2 \qquad \tau_{t.pul} = \frac{16M_t}{\pi d^3} = 0.118\ N/mm^2 \tag{A5.8}$$

Damos una forma tentativa al eje Figura A.5.4, el diámetro mayor $d = 47\ mm$, este es para el tramo libre central, tendrá canales chaveteros en la posición de la polea y en los extremos para las masas desbalanceadas. Se hará las comprobaciones para dos condiciones críticas en el eje en la posición 1 (chavetero de polea) y en la posición 2 (cambio de sección). En radio de la entalladura es $r = 1mm$.

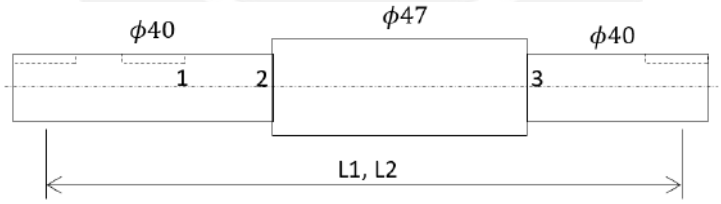


Figura A.5.4: Forma tentativa del eje

Como hay presencia de un cambio de sección se debe calcular el factor de efectivo de concentración de esfuerzos β_k, para flexión y torsión.

$$\beta_k = 1 + \eta(\alpha_k - 1) \tag{A5.9}$$

El factor de sensibilidad de entalla η, para $r = 1mm$, se calcula con:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r}\left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.73 \tag{A5.10}$$

En el ANEXO A.10 se presenta los factores de diseño a fatiga. De la Figura A.5.5, se tienen los factores teóricos de concentración de tensiones para flexión y torsión, con $r/d = 0.025$ y $D/d = 1.175$. Entonces $\alpha_f = 2.1$ y $\alpha_t = 1.65$. En la Tabla A.5.3, se muestra el resumen de factores que afectan la fatiga.

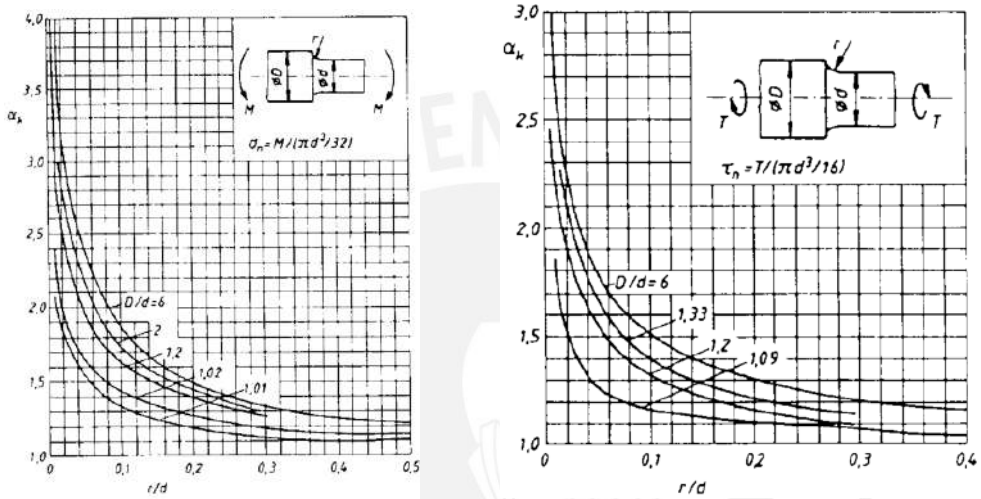


Figura A.5.5: Factores de concentración de esfuerzos teórico α, para flexión y torsión [RODRÍGUEZ, 2018]

Tabla A.5.3: Factores que afectan la fatiga a flexión y torsión

Flexión		Torsión	
β_f	1.8	β_t	1.47
C_t	0.72	C_t	0.72
C_{temp}	1	C_{temp}	1
C_s	0.95	C_s	0.95
C_{carga}	1	C_{carga}	1
C_c	1	C_c	1

Los esfuerzos afectados de los factores (modificados):

$$\sigma'_{f.a} = \frac{\beta_f}{C_s C_t C_{temp}} \sigma_{f.a} = 368.4 \frac{N}{mm^2}$$
$$\tau'_{t.pul} = \frac{\beta_t}{C_s C_t C_{temp}} \tau_{t.pul} = 0.254 \frac{N}{mm^2} \tag{A5.11}$$

Hallamos el esfuerzo equivalente:

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{(\sigma'_{f.a})^2 + 3(\alpha_0 \tau'_{t.pul})^2} = 368.4\ N/mm^2 \qquad \text{(A5.12)}$$

El factor de seguridad a la fatiga es:

$$F.S._{fat2} = \frac{\sigma_{fAL}}{\sigma'_{eq.a}} = 1.3 \quad OK!\,^{1} \qquad \text{(A5.13)}$$

Entonces el diámetro que escogemos: $d = 40\ mm$.

Comprobación para el punto 1, ubicación de la polea (canal chavetero). El momento flector para esta posición es $M_f \approx 595 N.m$, de la Figura A.5.6 se pueden obtener los valores de concentración efectivo.

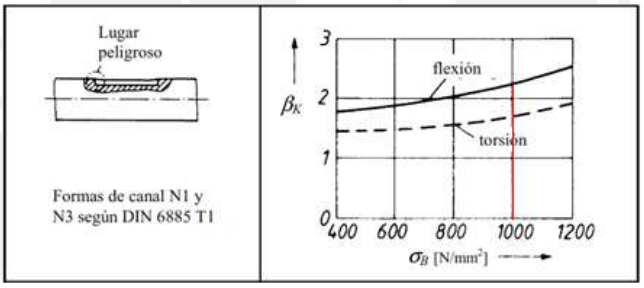


Figura A.5.6: Factores efectivos de concentración de esfuerzos β_K, para uniones eje-cubo [RODRÍGUEZ, 2018].

$$\beta_f = 1.98\ (Flexión), \quad \beta_t = 1.5\ (Torsión), \quad C_t = 0.72 \qquad \text{(A5.14)}$$

Con $d = 40mm$:

$$\sigma_{f.a} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 94.7N/mm^2 \rightarrow \sigma'_{f.a} = \sigma'_{eq.a} = 274.1N/mm^2 \qquad \text{(A5.15)}$$

El factor de seguridad a la fatiga es:

[1] Steinhilper – Roper/Kuonstruktionselemente 3, Factor de seguridad recomendado $FS_R = 1.2 \ldots 1.8$

$$F.S._{fat1} = \frac{\sigma_{fAL}}{\sigma'_{eq.a}} = 1.75 \quad OK! \tag{A5.16}$$

c. Cálculo del eje por fluencia

El eje solo está sujeto a flexión debido a σ_{fs}:

$$F.S._{flu} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}}, \qquad \sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_{n.s} + \sigma_{f.s}\right)^2 + 3 * (\tau_{t.s})^2} = 140.5\ N/mm^2$$
$$F.S._{flu} = 3.2 \tag{A5.17}$$

d. Verificación dinámica

Por ser los ejes de los desbalances ejes de alta velocidad, se opta por verificar sus frecuencias críticas. Primeramente, con el método de la flexibilidad y después una comprobación con elementos finitos Tablas A.5.6. y A.5.7, para los ejes 1 y 2 respectivamente.

Para hacer la comprobación dinámica por el método de flexibilidad, se realiza un modelo conceptual del eje con las masas desbalanceadas, Figura A.5.7.

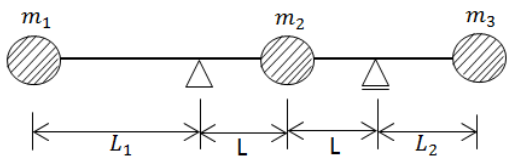


Figura A.5.7: Modelo conceptual para el eje 1

Determinamos los diagramas de momentos, considerando las masas m_1, m_2 y m_3 como fuerzas F_1, F_2 y F_3 respectivamente y usando el principio de superposición para hallar los diagramas de momentos M_1, M_2 y M_3, según la Figura A.5.8.

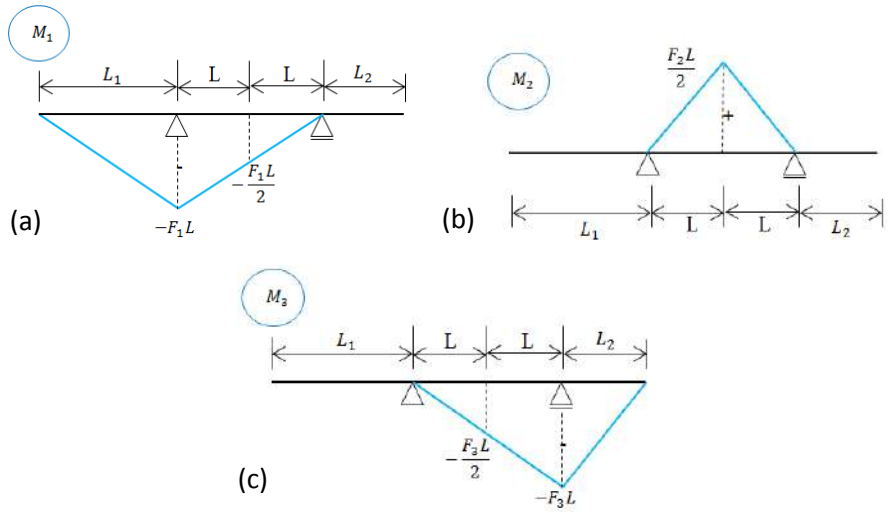


Figura A.5.8: Diagrama de momentos debido a F_1, F_2 y F_3 (a) M_1, (b) M_2 y (c) M_3

Los diagramas para $\partial M_1/\partial F_1$, $\partial M_2/\partial F_2$ y $\partial M_3/\partial F_3$, serían los mismos que los de la Figura A.5.8, sin considerar las F_1, F_2 y F_3 respectivamente.

Usando el principio de Castigliano, derivando parcialmente la energía elástica complementaria $U^* = \frac{1}{2EI}\int_0^L (M_1 + M_2 + M_3)^2 dx$ respecto a F_1, F_2 y F_3, se tiene los desplazamientos w_1, w_2 y w_3:

$$\frac{\partial U^*}{\partial F_1} = w_1 = \frac{1}{EI}\int_0^L (M_1 + M_2 + M_3)\frac{\partial M_1}{\partial F_1}.dx$$
$$\frac{\partial U^*}{\partial F_2} = w_2 = \frac{1}{EI}\int_0^L (M_1 + M_2 + M_3)\frac{\partial M_2}{\partial F_2}.dx \qquad \text{(A5.18)}$$
$$\frac{\partial U^*}{\partial F_3} = w_2 = \frac{1}{EI}\int_0^L (M_1 + M_2 + M_3)\frac{\partial M_3}{\partial F_3}.dx$$

Usando la tabla de integración del ANEXO A.12, y ordenando tenemos la matriz de flexibilidad.

$$[w] = [\mathbb{H}] * [F] \qquad \text{(A5.19)}$$

$$\begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \end{Bmatrix} = \frac{1}{EI}\begin{bmatrix} \left(\frac{L_1^3}{3}+\frac{2}{3}L_1^2L\right) & \left(-\frac{1}{4}L_1L^2\right) & \left(\frac{L_1L_2L}{3}\right) \\ \left(-\frac{1}{4}L_1L^2\right) & \left(\frac{1}{6}L^3\right) & \left(-\frac{1}{4}L_2L^2\right) \\ \left(\frac{L_1L_2L}{3}\right) & \left(-\frac{1}{4}L_2L^2\right) & \left(\frac{L_2^3}{3}+\frac{2}{3}L_2^2L\right) \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}$$

Entonces invirtiendo la matriz de flexibilidad se tiene la matriz de rigidez $\mathbb{K} = \mathbb{H}^{-1}$ con: $E = 2.1 * 10^5 N/mm^2$, $I_{xx} = 121690.47mm^4$ (diámetro promedio del eje $\Phi \approx 39.68mm$). Se empieza con "eje 1" con: $L_1 = 83.17mm$, $L_2 = 56mm$ y $L = 29.5mm$.

$$\mathbb{K} = \begin{bmatrix} 101852052 & 450144760 & 6818062 \\ 450144760 & 10384816239 & 880994250 \\ 6818062 & 880994250 & 299270739 \end{bmatrix} [N/m]$$

Ahora calculamos las frecuencias naturales y los modos de vibración del modelo conceptual planteado con un problema de eingenvalores y eingenvectores.

$$|\mathbb{K} - \omega^2\mathbb{M}| = 0 \tag{A5.20}$$

Cambiando variable: $\omega^2 = \lambda$

$$|\mathbb{K} - \lambda\mathbb{M}| = 0 \tag{A5.20a}$$

Considerando las masas para el "eje 1", $m_1 = 2.8464kg, m_2 = 0.7171kg\ y\ m_3 = 2.016kg$, como masas equivalentes:

$$\begin{vmatrix} 101852052 - 2.8464\lambda & 450144760 & 6818062 \\ 450144760 & 10384816239 - 0.7171\lambda & 880994250 \\ 6818062 & 880994250 & 299270739 - 2.016\lambda \end{vmatrix} = 0$$

Se obtiene su polinomio característico:

$$\lambda^3 - 14665791898.31\lambda^2 + 2.037104554 * 10^{18}\lambda - 4.417356502 * 10^{25} = 0$$

Por consiguiente, las frecuencias naturales serian:

$$\lambda_1 = \omega_1^2 = 26874653.55 \rightarrow \omega_1 = 5184.077 rad/seg \rightarrow f_1 = 825.07 Hz$$
$$\lambda_2 = \omega_2^2 = 113156810.76 \rightarrow \omega_2 = 10637.52 rad/seg \rightarrow f_2 = 1693.01 Hz$$
$$\lambda_3 = \omega_3^2 = 14525760434 \rightarrow \omega_3 = 120522.86 rad/seg \rightarrow f_3 = 19181.8 Hz$$

Modos de vibración del "eje 1":

Ahora hallamos los modos de vibración para las respectivas frecuencias naturales.

Primer modo: con $\omega_1^2 = 26874653.55$:

$$|\mathbb{K} - {\omega_1}^2 \mathbb{M}| * \begin{Bmatrix} X_{11} \\ X_{21} \\ X_{31} \end{Bmatrix} = 0$$

$$\begin{vmatrix} 25356038.14 & 450144760 & 6818062 \\ 450144760 & 10365544424.94 & 880994250 \\ 6818062 & 880994250 & 245091437.44 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} X_{11} \\ X_{21} \\ X_{31} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A5.21}$$

Entonces del sistema de ecuaciones para $X_{11} = 1$, el primer modo seria:

$$X_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.0591 \\ 0.1847 \end{Bmatrix} \tag{A5.21a}$$

Segundo modo: con $\omega_2^2 = 113156810.76$

$$|\mathbb{K} - {\omega_2}^2 \mathbb{M}| * \begin{Bmatrix} X_{21} \\ X_{22} \\ X_{23} \end{Bmatrix} = 0$$

$$\begin{vmatrix} -220237494.15 & 450144760 & 6818062 \\ 450144760 & 10303671490 & 880994250 \\ 6818062 & 880994250 & 71146608.51 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} X_{21} \\ X_{22} \\ X_{23} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A5.22}$$

Entonces del sistema de ecuaciones para $X_{21} = 1$, el segundo modo seria:

$$X_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0.604 \\ -7.575 \end{Bmatrix} \tag{A5.22a}$$

Tercer modo: con $\omega_3^2 = 14525760434$:

$$|\mathbb{K} - \omega_3{}^2\mathbb{M}| * \begin{Bmatrix} X_{31} \\ X_{32} \\ X_{33} \end{Bmatrix} = 0$$

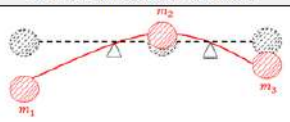
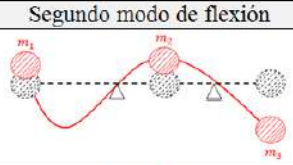
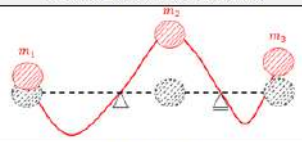
$$\begin{vmatrix} -41244272447.34 & 450144760 & 6818062 \\ 450144760 & -31606568.22 & 880994250 \\ 6818062 & 880994250 & -28984662295.94 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} X_{31} \\ X_{32} \\ X_{33} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A5.23}$$

Entonces del sistema de ecuaciones para $X_{31} = 1$, el tercer modo seria:

$$X_3 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 91.58 \\ 2.775 \end{Bmatrix} \tag{A5.23a}$$

De la misma forma se procede para el "eje 2" con: $L_1 = 66.5mm$, $L_2 = 76.33mm$ y $L = 29.5mm$ y $m_1 = 2.6425kg, m_2 = 0.7171kg\ y\ m_3 = 2.2199kg$. En la Tabla A.5.4 se muestran las frecuencias y modos esquemáticos para el eje 1 y 2.

Tabla A.5.4: Frecuencias naturales del eje 2 con el método de flexibilidad

Modo	Primer modo de flexión	Segundo modo de flexión	Tercer modo de flexión
Representación modal			
Eje 1	825.07Hz	1693.01Hz	19181.8Hz
Eje 2	985Hz	1262.08Hz	19020.15Hz

A.5.1.1 Cálculo de chavetas

Se calcula las chavetas para las poleas y para las masas desbalanceadas, considerando para ambos casos N1 para los alojamientos. La Figura A.5.9 muestra las características principales de la unión eje cubo con chavetas, para la verificación por presión admisible se usa la Tabla A.5.5.

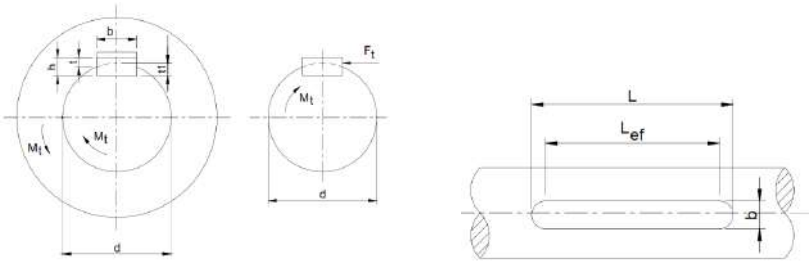


Figura A.5.9: Dimensiones generales de chavetas planas.

Tabla A.5.5: Presión admisible del material del cubo.

	p_{adm} (N/mm^2)
Para cubo de fierro fundido	40 a 50
Para cubo de acero y acero fundido	90 a 100

a. Cálculo de chaveta para la polea

Se toma chavetas de caras planas paralelas DIN 6885, verificando la presión de aplastamiento.

Con el diámetro del eje de 40 mm, según DIN 6885:

$$bxh = 12x8$$
$$L_{ef} \geq \frac{2 * M_t}{d * 0.5 * h * p_{adm} * i} = 0.2\ mm \qquad \text{(A5.24)}$$
$$L = L_{ef} + b = 12.2\ mm$$
$$Tomamos\ L = 36\ mm$$

Dónde:

L_{ef} : Longitud de contacto efectiva entre chaveta y canal del cubo.

M_t : Momento torsor, $M_t = 1{,}4835\ N.m$

d : Diámetro del eje, $d = 40\ mm$.

p_{adm} : Presión entre las caras en contacto admisible, $p_{adm} = 90\ N/mm^2$.

i : Numero de chavetas, 1 en este caso.

$bxhxL$: Ancho, altura y longitud de la chaveta.

b. Cálculo de chaveta para la masa desbalanceada

Con el diámetro de 25 mm, según DIN 6885, para $M_t = 1{,}4835\ N.m$, $i = 1$:

$$bxh = 8x7$$
$$L_{ef} \geq \frac{2 * M_t}{d * 0.5 * h * p_{adm} * i} = 0.38\ mm \qquad \text{(A5.25)}$$
$$L = L_{ef} + b = 8.38\ mm$$
$$\text{Se elije: } L = 25\ mm$$

Tabla A.5.6: Frecuencias naturales principales del eje 1 con MEF

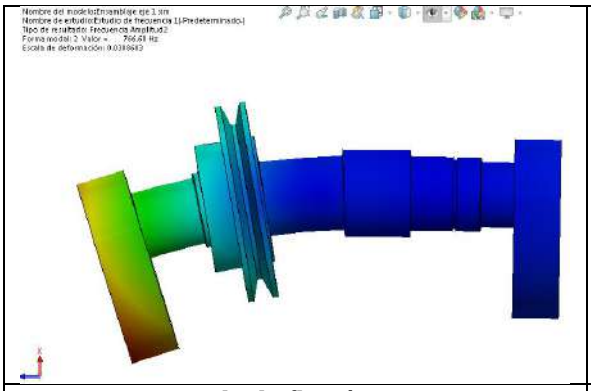
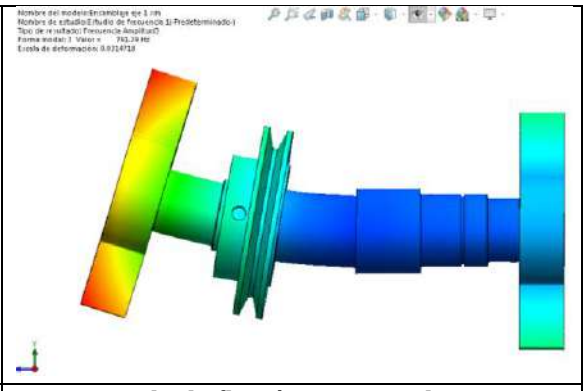
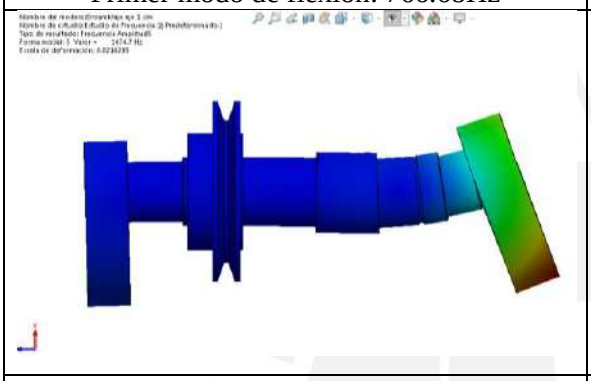
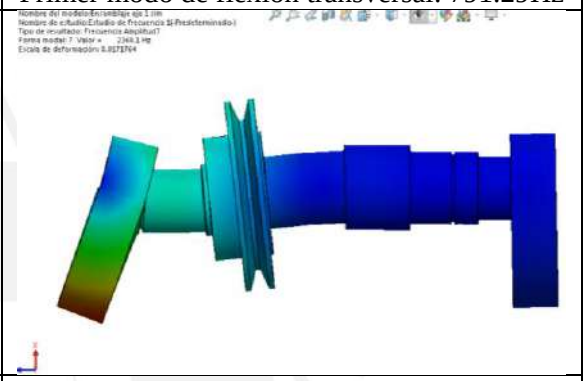
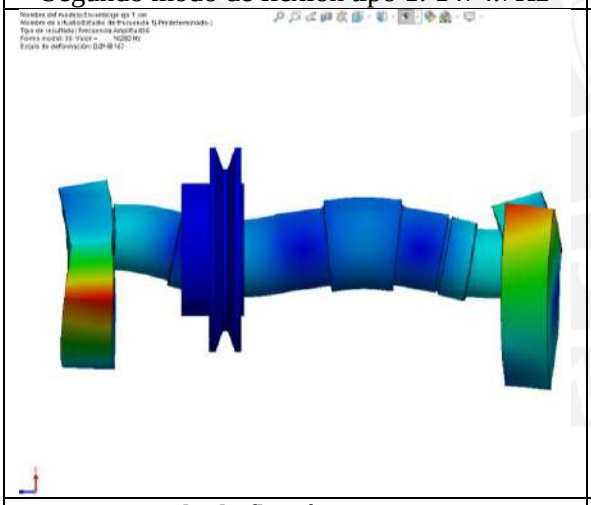
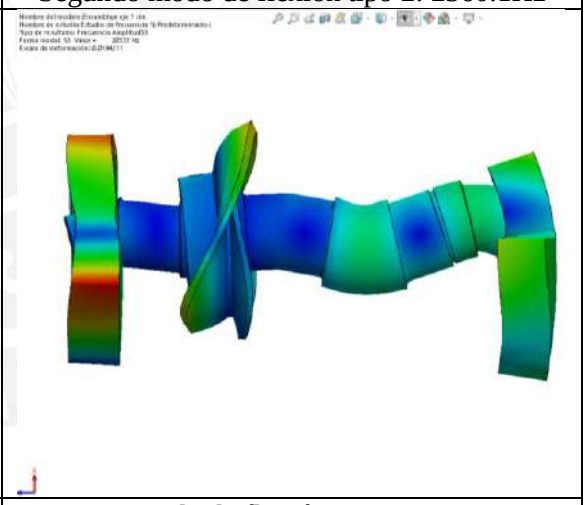
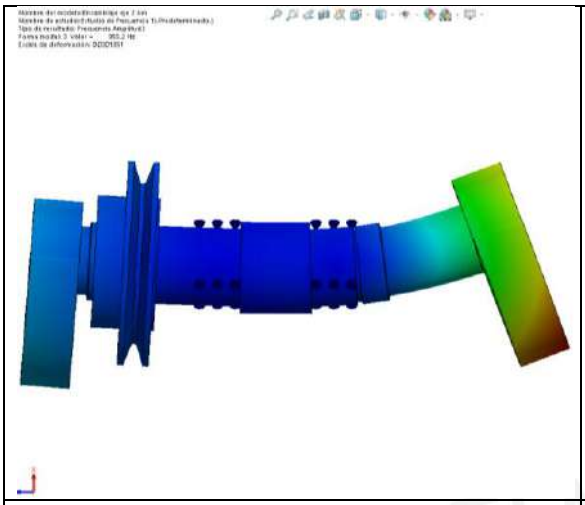
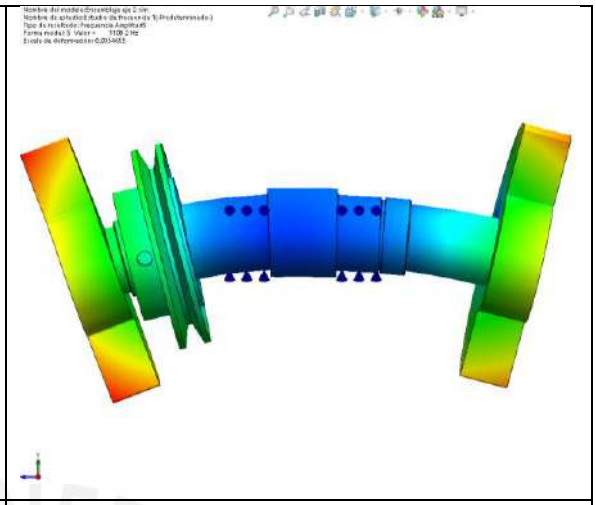
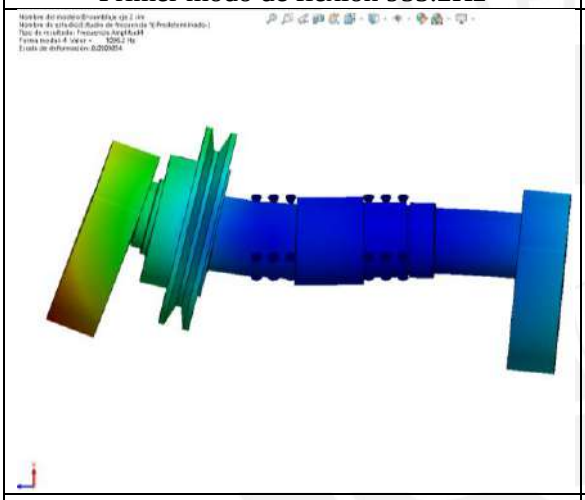
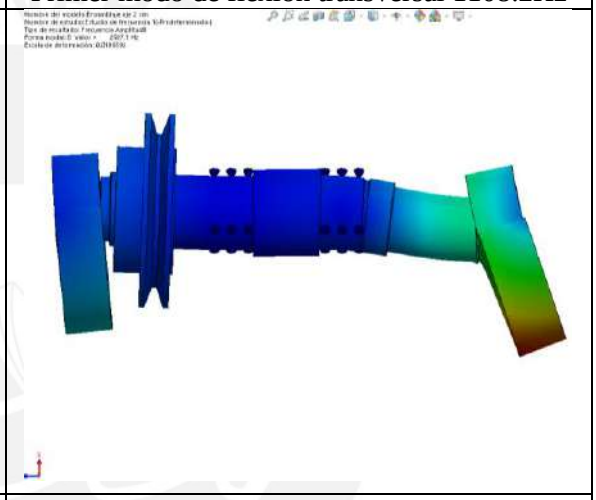
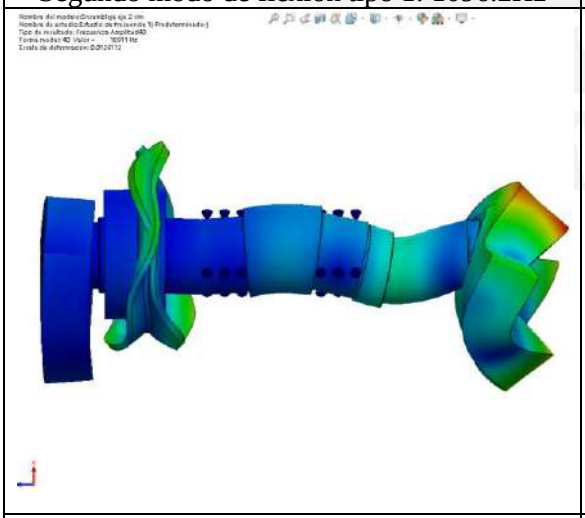
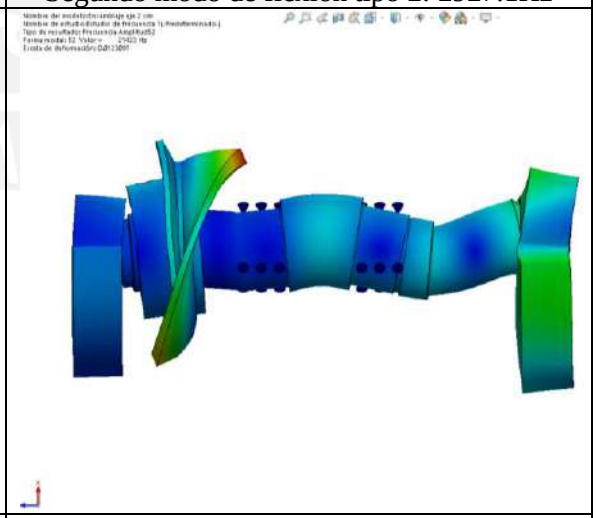
	
Primer modo de flexión: 766.68Hz	Primer modo de flexión transversal: 791.29Hz
	
Segundo modo de flexión tipo 1: 1474.7Hz	Segundo modo de flexión tipo 2: 2360.1Hz
	
Tercer modo de flexión tipo 1: 16280 Hz	Tercer modo de flexión tipo 2: 20537 Hz

Tabla A.5.7: Frecuencias naturales principales del eje 2 con MEF

	
Primer modo de flexión 955.2Hz	Primer modo de flexión transversal 1108.2Hz
	
Segundo modo de flexión tipo 1: 1096.2Hz	Segundo modo de flexión tipo 2: 2927.1Hz
	
Tercer modo de flexión tipo 1: 18911Hz	Tercer modo de flexión tipo 2: 21423Hz

A.6.1 Análisis de dinámico de la viga puente

En este apartado se pretende obtener las frecuencias naturales fundamentales de la viga puente, para ello se realiza aproximaciones preliminares con modelos conceptuales y luego con un modelo por elementos finitos.

a. Primera aproximación: una primera aproximación, Figura A.6.1 como un sistema masa resorte equivalente de un grado de libertad.

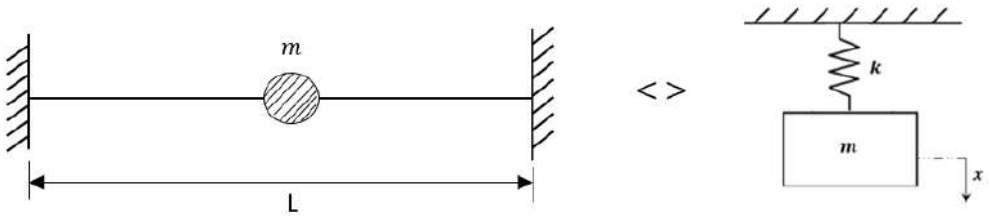


Figura A.6.1: Modelo conceptual de la viga puente

La rigidez de una viga empotrada con una carga concentrada en el centro es: $k = 192EI/L^3$, con $E = 210\,000\,N/mm^2$, $I = 15\,092\,308.8mm^4$ y $L = 598.2mm$.

$$k = \frac{192 * 210000 * 15092308.8}{598.2^3} = 2\,842\,738\,949\,\frac{N}{m} \tag{A6.1}$$

Entonces la primera frecuencia natural de flexión con masas $m_1 = 24.23kg$ para la viga sola y $m_2 = 88.49kg$ para la viga soportando el sistema de excitación, se obtiene las siguientes frecuencias naturales:

$$f_{n1} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m_1}} = 1723.9Hz$$
$$f_{n2} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m_2}} = 902.1Hz \tag{A6.2}$$

b. Segunda aproximación: para la segunda aproximación se considera una viga continua Figura A.6.2

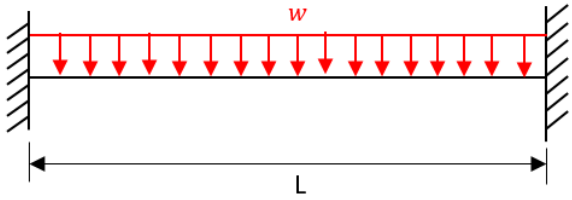


Figura A.6.2: Modelo continuo de la viga puente

La masa se considera distribuida en toda su longitud. Las frecuencias naturales en flexión de una viga con carga distribuida y doblemente empotrada se pueden calcular mediante la siguiente aproximación[1].

$$f_n = \frac{K_n}{2\pi}\sqrt{\frac{EI}{wL^4}} \tag{A6.3}$$

Donde la constante K_n toma diferentes valores para un modo de vibración n, en la Tabla A.6.1, se muestra los valores de que toma esta constante.

Tabla A.6.1: Valores de K_n por modo

Modo	K_n
1	22.4
2	61.7
3	121
4	200
5	299

El peso por unidad de longitud para ambos modelos es: $w_1 = 24.23/598.2 = 0.0405 kg/mm$ y $w_2 = 88.49/598.2 = 0.14793 kg/mm$, con estos datos se calcula las dos primeras frecuencias naturales para ambos modelos.

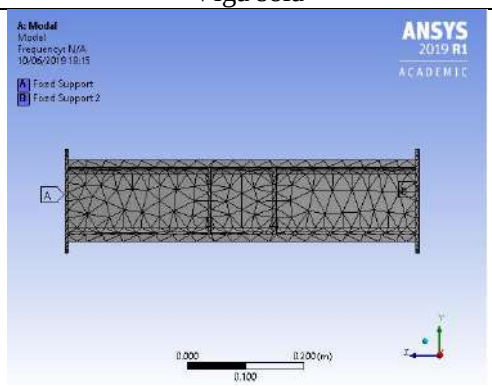
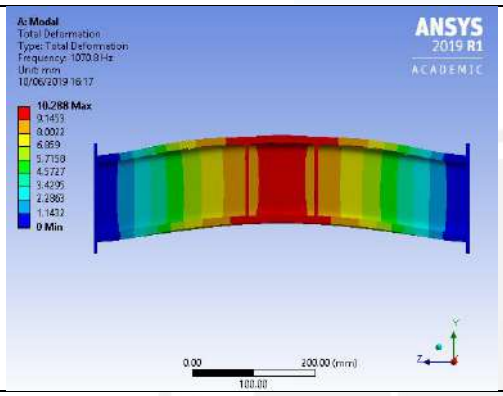
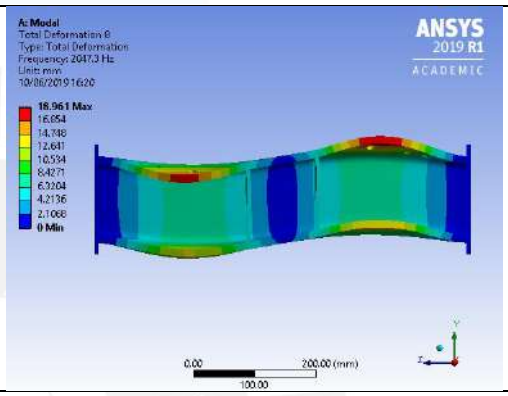
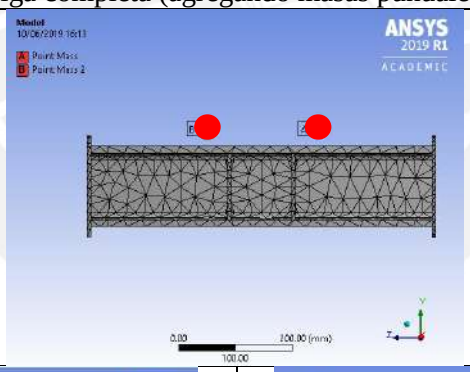
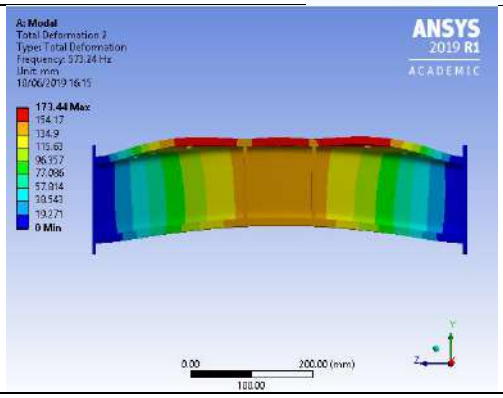
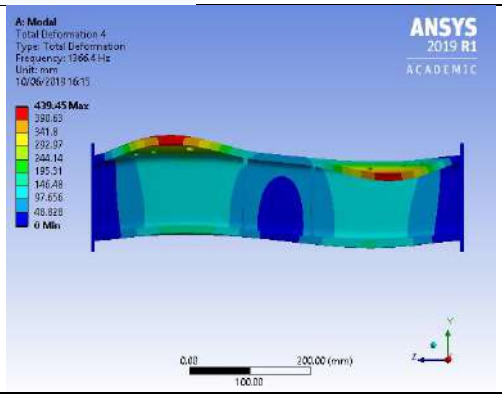
[1] Young, W. C., Budynas, R. G. (2002), Roark´s Formulas for Stress and Strain, 7nd Edition, McGraw-Hill, Chapter 16, pp 765

$$f_{n1} = \frac{22.4}{2\pi}\sqrt{\frac{210000 * 15092308.8 * 10^3}{0.0405 * 598.2^4}} = 2787Hz$$

$$f_{n2} = \frac{22.4}{2\pi}\sqrt{\frac{210000 * 15092308.8 * 10^3}{0.14793 * 598.2^4}} = 1458.3Hz \quad \text{(A6.4)}$$

c. Modelo computacional: En la Tabla A.6.2, se muestra las frecuencias naturales fundamentales obtenidas con elementos finitos para modelos con viga sola y viga con peso soportado (completa) a esta última se le agrega dos masas puntuales como simplificación para la simulación.

Tabla A.6.2: Frecuencias naturales principales de viga puente con MEF

Viga sola	
	
	
Primer modo de flexión 1070.8Hz	Segundo modo de flexión 2047.3Hz
Viga completa (agregando masas punuales)	
	
	
Primer modo de flexión 573.24Hz	Segundo modo de flexión 1366.4Hz

ANEXO A.7 – Diseño de Uniones Soldadas

A.7.1 Diseño de uniones soldadas

En el cuanto al cálculo de las uniones soldadas, se considera el mínimo número de uniones posibles, ya que la maquina está expuesta carga dinámica. Se calcula principalmente las siguientes uniones soldadas: Viga puente-Placas, Cartelas viga puente, Soporte de rodamientos, Base de motor, Soporte de resorte-placa lateral, Soporte de resorte-Trolley y Trolley. Para ello se determinar primero las propiedades geométricas de las uniones como son ubicación del centroide, momentos de inercia y luego se escoge un tamaño de cordón recomendado en función a los espesores.

Se considera las uniones soldadas como uniones de elementos de máquinas, salvo las uniones Soporte de resorte-Trolley y Trolley que se analiza con el Eurocódigo 3 [PAULSEN, 2018], primero se define a qué tipo de esfuerzo nominal está expuesto el punto más cargado (en el plano del cateto en una unión de filete), puede ser n_n: esfuerzo normal al cateto, t_n: esfuerzo paralelo al cateto y transversal al cordón o t_a: esfuerzo longitudinal o paralelo al cordón.

a. Uniones soldadas en elementos de máquinas sometidas a esfuerzos estáticos

Se hace una comprobación con carga estática con la máxima fuerza a la que estará expuesta la unión, para ello se calcula un esfuerzo equivalente y luego se la compara con el esfuerzo admisible σ_{Adm}, según se detalla en las Tablas A.7.1, A.7.2, A.7.3, A.7.4, A.7.5, A.7.6 y A.7.7.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n_n^2 + 1{,}8 * (t_n^2 + t_a^2)} \tag{A7.1}$$

b. Uniones soldadas en elementos de máquinas sometidas a esfuerzos fluctuantes

En el caso de esfuerzos fluctuantes se debe calcular un esfuerzo equivalente alternante aumentado $\sigma'_{eq.a}$ y un esfuerzo equivalente medio $\sigma_{eq.m}$, [PAULSEN, 2017]. Para el cálculo del esfuerzo alternante aumentado se debe considerar un factor de forma o factor de concentración de esfuerzos.

$$\sigma'_{eq\,a} = \sqrt{\left(\frac{n_{n.a}}{\nu_{1.n}} + \frac{n_{n.f}}{\nu_{1.f}}\right)^2 + 1{,}8 * \left(\frac{t_{n.a}^2}{\nu_{1.c}} + \frac{t_{a.a}^2}{\nu_{1.c}}\right)}$$

$$\sigma_{eq\,m} = \sqrt{(n_{n.m} + n_{f.m})^2 + 1{,}8 * (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)} \qquad \text{(A7.2)}$$

Y luego se verifica el factor de seguridad a fatiga. Estos cálculos se especifican en las Tablas A.7.1, A.7.2, A.7.3, A.7.4, A.7.5, A.7.6 y A.7.7.

$$\frac{1}{F.S.} = \frac{\sigma'_{eq\,a}}{\nu_2 * \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq\,m}}{\sigma_B} \qquad \text{(A7.3)}$$

$$F.S. \geq F.S._R$$

Dónde:

ν_1 : Factor de forma o concentración de esfuerzos (ANEXO A.13).

ν_2 : Factor de calidad de la unión (ANEXO A.13).

$F.S._R$: Factor de seguridad recomendado a la fatiga, $F.S._R \geq 1.2$.

σ_{fAl} : Limite a la fatiga alternante del material base.

σ_B : Resistencia máxima en el ensayo de tracción del material base.

c. Uniones soldadas en elementos estructurales

Esfuerzo equivalente, según Eurocódigo 3:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \qquad \text{(A7.4)}$$

Se debe verificar las siguientes condiciones:

$$Condición\ 1: \sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w * \gamma_{Mw}} \qquad \text{(A7.5)}$$

$$Condición\ 2: \sigma_n \leq 0{,}9\sigma_B/\gamma_{Mw}$$

Donde β_w: Factor que depende del material base, ANEXO A.13, γ_{Mw}: Factor de seguridad ≥ 1.

Tabla A.7.1: Unión en viga puente

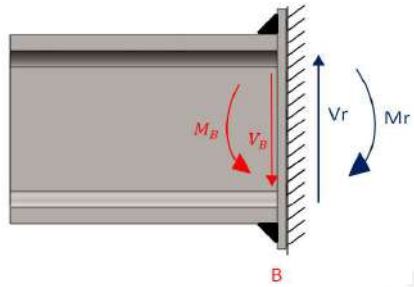
Cálculo Unión Soldada en la Viga Puente

Cargas en el apoyo B

Fuerza cortante			
Superior	Inferior	Alternante	Medio
Vsup [N]	Vinf [N]	Va [N]	Vm [N]
17580	-17080	17330	250

Momento flector			
Superior	Inferior	Alternante	Medio
Msup [N.mm]	Minf [N.mm]	Ma [N.mm]	Mm [N.mm]
2550000	-2500000	2525000	25000

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	V máx [N]	Mf máx [N.mm]	Punto critico: 1	Espesores de Placas		e [mm]
						5.9 - 7 - 12
	17580	2550000		Se Toma	a [mm]	4

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I_{xx}
		2728		9062453.33

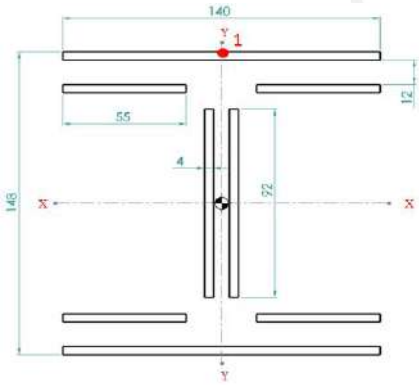
Elemento de Máquina sometido a esfuerzos estáticos

Casos de carga Presentes:

Caso 1: Momento flector

$n_f = M_f\ c / I$	n_f [N/mm2]		c [mm]	74	M_f [N*mm]	2550000
	20.822					

Sección



Caso 2: Fuerza transverzal al elemento

$t_{n.c} = F / A$	$t_{n.c}$ [N/mm2]		F=Vmáx [N]	17580.000
	6.444			

Esfuerzo equivalente (Cercano a valores experimentales)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n_n^2 + 1{,}8 \cdot (t_n^2 + t_a^2)}$$

n_n [N/mm2]	t_n [N/mm2]	t_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
20.822	6.444	0	22.546

Condición de fallo

Condición:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

22.546	≤	122.88

$F.S.$	6.8

Donde:

$$\sigma_{Adm} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F / FS_R$$

ν	0.8	Factor de carga estática
ν_2	0.8	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	1.25	Factor de seguridad recomendado
σ_F [N/mm2]	240	Material base
σ_{Adm} [N/mm2]	122.88	

Elemento de máquina sometido esfuerzos fluctuantes

Esfuerzos medios		Esfuerzos alternantes	
$n_{n.m}$ [N/mm2]	0	$n_{n.a}$ [N/mm2]	0
$n_{f.m}$ [N/mm2]	0.2041	$n_{f.a}$ [N/mm2]	20.618
$t_{n.m}$ [N/mm2]	0.0916	$t_{n.a}$ [N/mm2]	6.353
$t_{a.m}$ [N/mm2]	0	$t_{a.a}$ [N/mm2]	0

Factores de esfuerzos alternantes	
$\nu_{1.n}$	0.35
$\nu_{1.f}$	0.7
$\nu_{1.c}$	0.35

Nomenclatura	
$\sigma'_{eq.a}$	Esfuerzo alternante aumentado
$\sigma_{eq.m}$	Esfuerzo equivalente medio
ν_1	Factor de forma o factor de concetración de esfuerzos
ν_2	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	Factor de seguridad recomendado a la fatiga
σ_{fAL}	Limite a la fatiga alternante del material base
σ_B	Resistencia máxima en el ensayo de tracción del material base

Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{(n_{n.m} + n_{f.m})^2 + 1{,}8 \cdot (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)}$$

$\sigma_{eq.m}[N/mm2]$	0.2383

Esfuerzo alternante aumentado

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{n_{n.a}}{\nu_{1.n}} + \frac{n_{f.a}}{\nu_{1.f}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\frac{t_{n.a}^2}{\nu_{1.c}} + \frac{t_{a.a}^2}{\nu_{1.c}}\right)}$$

$\sigma'_{eq.a}[N/mm2]$	32.789

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{ea\ a}}{\nu_2 \cdot \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq\ m}}{\sigma_B}$$

$F.S.$	4.9

$$FS \geq FS_R$$

4.9	≥	1.5

σ_{fAL} $[N/mm2]$	200
σ_B $[N/mm2]$	370
$F.S._R$	1.5

ν, ν_1 y ν_2: Tomados del ANEXO A.13

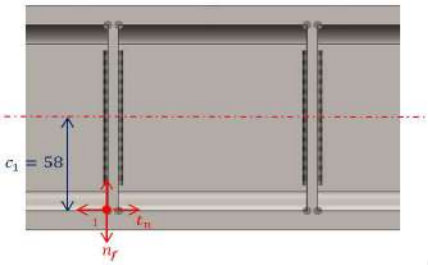
Tabla A.7.2: Unión cartelas viga puente

Cálculo Unión Soldada en la Cartela de Viga Puente

Cargas en el apoyo

Fuerza cortante				Momento flector			
Superior	Inferior	Alternante	Medio	Superior	Inferior	Alternante	Medio
Vsup [N]	Vinf [N]	Va [N]	Vm [N]	Msup [N.mm]	Minf [N.mm]	Ma [N.mm]	Mm [N.mm]
17000	-17000	17000	0	1820000	-1820000	1820000	0

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	V máx [N]	Mf máx [N.mm]	Punto critico: 1	Espesores de Placas		e [mm]
						6/07/2012
	17000	1820000		Se Toma	a [mm]	4

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I
		416		15092308.8

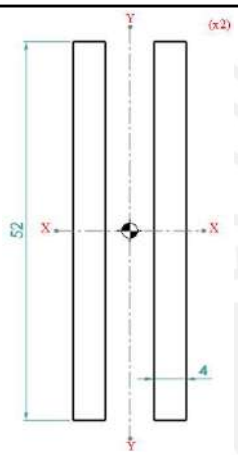
Elemento de Máquina sometido a esfuerzos estáticos

Casos de carga Presentes:

Caso 1: Momento flector

$n_f = M_f C_1 / I$	n_f [N/mm2]	c_1	58	M_f	1820000
	6.994	[mm]		[N*mm]	

Sección



Caso 2: Fuerza transverzal al elemento

$t_n = VQ/It$	$t_{n.c}$ [N/mm2]	F=Vmáx [N]	17000.0	Q=(140x12)x64	107520
	1.165			t=2x52mm	104

Esfuerzo equivalente (Cercano a valores experimentales)

$\sigma_{eq} = \sqrt{n_n^2 + 1{,}8 \cdot (t_n^2 + t_a^2)}$	n_n [N/mm2]	t_n [N/mm2]	t_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
	6.994	1.165	0	7.167

Condición de fallo

Condición:			Donde:		
$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$			$\sigma_{Adm} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F / FS_R$		
7.167	≤	122.88	ν	0.8	Factor de carga estática
			ν_2	0.8	Factor de calidad de la unión
			$F.S._R$	1.25	Factor de seguridad recomendado
$F.S.$	21.4		σ_F [N/mm2]	240	Material base
			σ_{Adm} [N/mm2]	122.88	

Elemento de máquina sometido esfuerzos fluctuantes

Esfuerzos medios		Esfuerzos alternantes	
$n_{n.m}$ [N/mm2]	0	$n_{n.a}$ [N/mm2]	0
$n_{f.m}$ [N/mm2]	0	$n_{f.a}$ [N/mm2]	6.994
$t_{n.m}$ [N/mm2]	0	$t_{n.a}$ [N/mm2]	1.165
$t_{a.m}$ [N/mm2]	0	$t_{a.a}$ [N/mm2]	0

Factores de esfuerzos alternantes		Nomenclatura	
$\nu_{1.n}$	0.35	$\sigma'_{eq.a}$	Esfuerzo alternante aumentado
		$\sigma_{eq.m}$	Esfuerzo equivalente medio
$\nu_{1.f}$	0.7	ν_1	Factor de forma o factor de concetración de esfuerzos
		ν_2	Factor de calidad de la unión
$\nu_{1.c}$	0.35	$F.S._R$	Factor de seguridad recomendado a la fatiga
		σ_{fAL}	Limite a la fatiga alternante del material base
		σ_B	Resistencia máxima en el ensayo de tracción del material base

Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{(n_{n.m} + n_{f.m})^2 + 1{,}8 \cdot (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)}$$

$\sigma_{eq.m}[N/mm2]$	0	

Esfuerzo alternante aumentado

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{n_{n.a}}{\nu_{1.n}} + \frac{n_{f.a}}{\nu_{1.f}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\frac{t_{n.a}^2}{\nu_{1.c}} + \frac{t_{a.a}^2}{\nu_{1.c}}\right)}$$

$\sigma'_{eq.a}[N/mm2]$	10.335	

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{ea\,a}}{\nu_2 \cdot \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq\,m}}{\sigma_B}$$

$F.S.$	15.5	$FS \geq FS_R$			σ_{fAL} $[N/mm2]$	200
					σ_B $[N/mm2]$	370
		15.5	≥	1.5	$F.S._R$	1.5

ν, ν_1 y ν_2: Tomados del ANEXO A.13

Tabla A.7.3: Unión soporte de rodamientos

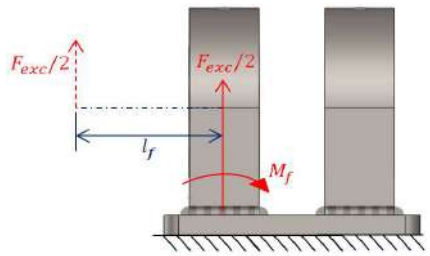
Cálculo Unión Soldada en el Soporte de Rodamientos

Cargas en el apoyo

Fuerza normal			
Superior	Inferior	Alternante	Medio
Nsup [N]	Ninf [N]	Na [N]	Nm [N]
17000	-17000	17000	0

Momento flector			
Superior	Inferior	Alternante	Medio
Msup [N.mm]	Minf [N.mm]	Ma [N.mm]	Mm [N.mm]
1547000	-1547000	1547000	0

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	N máx [N]	Mf máx [N.mm]	Punto critio: 1	Espesores de Placas		e [mm]
						12 - 38
	17000	1547000		Se Toma	a [mm]	8

lf=91mm

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I_{yy}
		4608		2210496

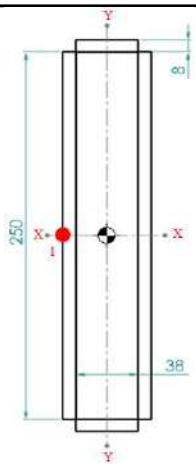
Elemento de Máquina sometido a esfuerzos estáticos

Casos de carga Presentes:

Caso 1: Momento flector

$n_f = M_f\ c / I$	n_f [N/mm2]	c [mm]	46	M_f [N*mm]	1547000
	32.193				

Sección



Caso 2: Fuerza normal

$n_n = F/A$	n_n [N/mm2]	F=Vmáx [N]	17000
	3.689		

Esfuerzo equivalente (Cercano a valores experimentales)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n_n^2 + 1{,}8 \cdot (t_n^2 + t_a^2)}$$

n_n [N/mm2]	t_n [N/mm2]	t_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
35.882	0	0	35.882

Condición de fallo

Condición:			Donde:		
$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$			$\sigma_{Adm} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F / FS_R$		
35.882	≤	122.88	ν	0.8	Factor de carga estática
			ν_2	0.8	Factor de calidad de la unión
			$F.S._R$	1.25	Factor de seguridad recomendado
	$F.S.$	4.3	σ_F [N/mm2]	240	Material base
			σ_{Adm} [N/mm2]	122.88	

Elemento de máquina sometido esfuerzos fluctuantes

Esfuerzos medios		Esfuerzos alternantes	
$n_{n.m}$ [N/mm2]	0	$n_{n.a}$ [N/mm2]	3.689
$n_{f.m}$ [N/mm2]	0	$n_{f.a}$ [N/mm2]	32.193
$t_{n.m}$ [N/mm2]	0	$t_{n.a}$ [N/mm2]	0
$t_{a.m}$ [N/mm2]	0	$t_{a.a}$ [N/mm2]	0

Factores de esfuerzos alternantes	
$\nu_{1.n}$	0.35
$\nu_{1.f}$	0.7
$\nu_{1.c}$	0.35

Nomenclatura	
$\sigma'_{eq.a}$	Esfuerzo alternante aumentado
$\sigma_{eq.m}$	Esfuerzo equivalente medio
ν_1	Factor de forma o factor de concetración de esfuerzos
ν_2	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	Factor de seguridad recomendado a la fatiga
σ_{fAL}	Limite a la fatiga alternante del material base
σ_B	Resistencia máxima en el ensayo de tracción del material base

Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{(n_{n.m} + n_{f.m})^2 + 1{,}8 \cdot (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)}$$

$\sigma_{eq.m}[N/mm2]$	0

Esfuerzo alternante aumentado

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{n_{n.a}}{\nu_{1.n}} + \frac{n_{f.a}}{\nu_{1.f}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\frac{t_{n.a}^2}{\nu_{1.c}} + \frac{t_{a.a}^2}{\nu_{1.c}}\right)}$$

$\sigma'_{eq.a}[N/mm2]$	56.530

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eq\ a}}{\nu_2 \cdot \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq\ m}}{\sigma_B}$$

$F.S.$ 2.8

$FS \geq FS_R$

2.8	≥	1.5

σ_{fAL} $[N/mm2]$	200
σ_B $[N/mm2]$	370
$F.S._R$	1.5

ν, ν_1 y ν_2: Tomados del ANEXO A.13

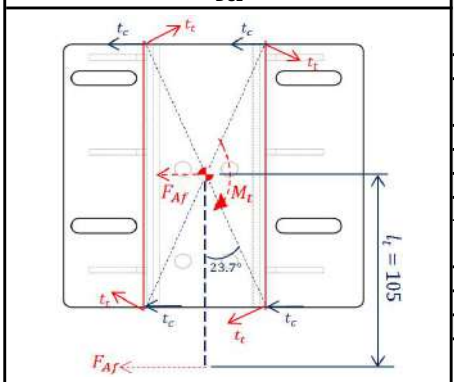
Tabla A.7.4: Unión soporte motor

Cálculo Unión Soldada en el Soporte de Motor

Cargas en el apoyo (Derecho)

Fuerza Normal				Fuerza Cortante				Momento Torsor			
Superior	Inferior	Alternante	Medio	Superior	Inferior	Alternante	Medio	Superior	Inferior	Alternante	Medio
Nsup [N]	Ninf [N]	Na [N]	Nm [N]	Vsup [N]	Vinf [N]	Va [N]	Vm [N]	Msup [N.mm]	Minf [N.mm]	Ma [N.mm]	Mm [N.mm]
0	0	0	90	87	0	87	43.5	9135	0	4567.7	0

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	V máx [N]	Mt máx [N.mm]	Punto critio: 1, 2	Espesores de Placas		e [mm]
						4
	87.0	9135		Se Toma	a [mm]	2.8

lt=105mm

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I_{zz}
		996.8		4064349

Elemento de Máquina sometido a esfuerzos estáticos

Casos de carga Presentes:

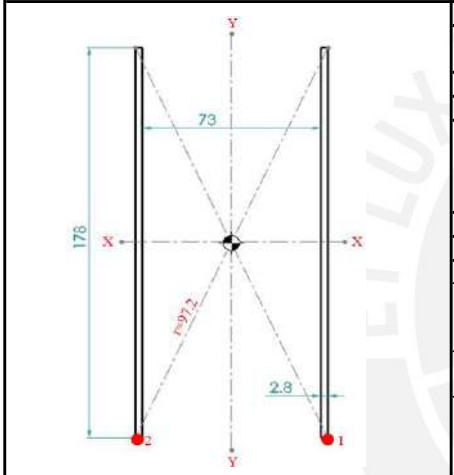
Caso 1: Momento torsor

$t_t = M_t r / I_{zz}$	t_t [N/mm2]		r [mm]	97.2	M_t [N*mm]	9135
	0.218					

Caso 2: Fuerza cortante

$t_{nc} = F/A$	t_{nc} [N/mm2]		F=Vmáx [N]	87.0	
	0.087				

Sección



Caso 3: Fuerza normal (peso del motor)

$n_n = F/A$	t_{nc} [N/mm2]		F=Vmáx [N]	90.0	
	0.090				

Esfuerzo equivalente (Cercano a valores experimentales)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n_n^2 + 1{,}8 \cdot (t_n^2 + t_a^2)}$$

n_n [N/mm2]	t_n [N/mm2]	t_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
0.09	0.2866	0.0876	0.412

Condición de fallo

Condición:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

0.412	≤	122.88

$F.S.$	372.8

Donde:

$$\sigma_{Adm} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F / FS_R$$

ν	0.8	Factor de carga estática
ν_2	0.8	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	1.25	Factor de seguridad recomendado
σ_F [N/mm2]	240	Material base
σ_{Adm} [N/mm2]	122.88	

Elemento de máquina sometido esfuerzos fluctuantes

Esfuerzos medios		Esfuerzos alternantes	
$n_{n.m}$ [N/mm2]	0.090	$n_{n.a}$ [N/mm2]	0
$n_{f.m}$ [N/mm2]	0	$n_{f.a}$ [N/mm2]	0
$t_{n.m}$ [N/mm2]	0.0436	$t_{n.a}$ [N/mm2]	0.2866
$t_{a.m}$ [N/mm2]	0	$t_{a.a}$ [N/mm2]	0.0876

Factores de esfuerzos alternantes	
$\nu_{1.n}$	0.35
$\nu_{1.f}$	0.7
$\nu_{1.c}$	0.35

Nomenclatura	
$\sigma'_{eq.a}$	Esfuerzo alternante aumentado
$\sigma_{eq.m}$	Esfuerzo equivalente medio
ν_1	Factor de forma o factor de concetración de esfuerzos
ν_2	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	Factor de seguridad recomendado a la fatiga
σ_{fAL}	Limite a la fatiga alternante del material base
σ_B	Resistencia máxima en el ensayo de tracción del material base

Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{(n_{n.m} + n_{f.m})^2 + 1{,}8 \cdot (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)}$$

	$\sigma_{eq.m}[N/mm2]$	0.108	

Esfuerzo alternante aumentado

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{n_{n.a}}{\nu_{1.n}} + \frac{n_{f.a}}{\nu_{1.f}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\frac{t_{n.a}^2}{\nu_{1.c}} + \frac{t_{a.a}^2}{\nu_{1.c}}\right)}$$

	$\sigma'_{eq.a}[N/mm2]$	0.680	

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{ea\ a}}{\nu_2 \cdot \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq\ m}}{\sigma_B}$$

$F.S.$	220.3

$$FS \geq FS_R$$

220.3	≥	1.5

σ_{fAL} $[N/mm2]$	200
σ_B $[N/mm2]$	370
$F.S._R$	1.5

ν, ν_1 y ν_2: Tomados del ANEXO A.13

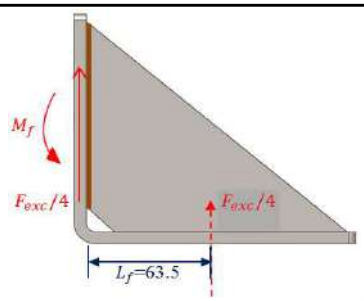
Tabla A.7.5: Unión soporte de resortes

Cálculo Unión Soldada en el Soporte de Resortes-Placa Lateral

Cargas en el apoyo

Fuerza cortante				Momento flector			
Superior	Inferior	Alternante	Medio	Superior	Inferior	Alternante	Medio
Vsup [N]	Vinf [N]	Va [N]	Vm [N]	Msup [N.mm]	Minf [N.mm]	Ma [N.mm]	Mm [N.mm]
8500	-8500	8500	0	539750	-539750	539750	0

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	V máx [N]	Mf máx [N.mm]	Punto critico: 1	Espesores de Placas		e [mm]
						4.5
	8500	539750		Se Toma	a [mm]	3

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I_{xx}
		1140		465597.45

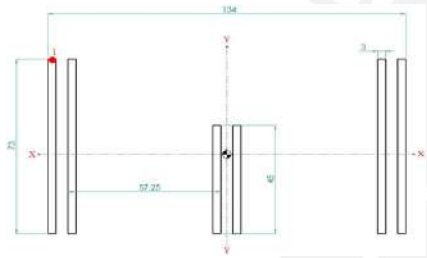
Elemento de Máquina sometido a esfuerzos estáticos

Casos de carga Presentes:

Caso 1: Momento flector

$n_f = M_f C_1 / I$	n_f [N/mm2]	c_1	39.5	M_f	539750
	45.791	[mm]		[N*mm]	

Sección



Caso 2: Fuerza transverzal al elemento

$t_a = F/A$	$t_{n.c}$ [N/mm2]	F=Vmáx [N]	8500
	7.456		

Esfuerzo equivalente (Cercano a valores experimentales)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n_n^2 + 1{,}8 \cdot (t_n^2 + t_a^2)}$$

n_n [N/mm2]	t_n [N/mm2]	t_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
45.791	0	7.456	46.871

Condición de fallo

Condición:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

46.871	≤	122.88

$F.S.$	3.3

Donde:

$$\sigma_{Adm} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F / FS_R$$

ν	0.8	Factor de carga estática
ν_2	0.8	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	1.25	Factor de seguridad recomendado
σ_F [N/mm2]	240	Material base
σ_{Adm} [N/mm2]	122.88	

Elemento de máquina sometido esfuerzos fluctuantes

Esfuerzos medios		Esfuerzos alternantes	
$n_{n.m}$ [N/mm2]	0	$n_{n.a}$ [N/mm2]	0
$n_{f.m}$ [N/mm2]	0	$n_{f.a}$ [N/mm2]	45.791
$t_{n.m}$ [N/mm2]	0	$t_{n.a}$ [N/mm2]	0
$t_{a.m}$ [N/mm2]	0	$t_{a.a}$ [N/mm2]	7.456

Factores de esfuerzos alternantes	
$\nu_{1.n}$	0.35
$\nu_{1.f}$	0.7
$\nu_{1.c}$	0.35

Nomenclatura	
$\sigma'_{eq.a}$	Esfuerzo alternante aumentado
$\sigma_{eq.m}$	Esfuerzo equivalente medio
ν_1	Factor de forma o factor de concetración de esfuerzos
ν_2	Factor de calidad de la unión
$F.S._R$	Factor de seguridad recomendado a la fatiga
σ_{fAL}	Limite a la fatiga alternante del material base
σ_B	Resistencia máxima en el ensayo de tracción del material base

Esfuerzo equivalente medio

$$\sigma_{eq.m} = \sqrt{(n_{n.m} + n_{f.m})^2 + 1{,}8 \cdot (t_{n.m}^2 + t_{a.m}^2)}$$

$\sigma_{eq.m}[N/mm2]$	0

Esfuerzo alternante aumentado

$$\sigma'_{eq.a} = \sqrt{\left(\frac{n_{n.a}}{\nu_{1.n}} + \frac{n_{f.a}}{\nu_{1.f}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\frac{t_{n.a}^2}{\nu_{1.c}} + \frac{t_{a.a}^2}{\nu_{1.c}}\right)}$$

$\sigma'_{eq.a}[N/mm2]$	67.566

Factor de seguridad a la fatiga

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{ea\,a}}{\nu_2 \cdot \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq\,m}}{\sigma_B}$$

$F.S.$	2.4

$$FS \geq FS_R$$

2.4	≥	1.5

σ_{fAL} $[N/mm2]$	200
σ_B $[N/mm2]$	370
$F.S._R$	1.5

ν, ν_1 y ν_2: Tomados del ANEXO A.13

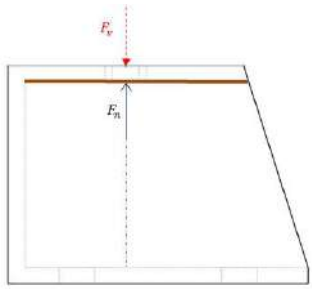
Tabla A.7.6: Unión soportes-trolley

Cálculo Unión Soldada en el Soporte de Resortes-Trolley

Cargas en el apoyo

Fuerza normal				Momento flector			
Carga Vertical Fv		Carga plano del cateto Fn		Momeneto Flector		Momento flector en el cordón	
Fv [N]	700	Fn [N]	700	MF [N.mm]	0	Mf [N.mm]	0

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	Fn máx [N]	Mf máx [N.mm]	Punto critico: 1	Espesores de Placas		e [mm]
						5.9
	700	0.0		Se Toma	a [mm]	4

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I_{xx}
		1188.8		546896.54

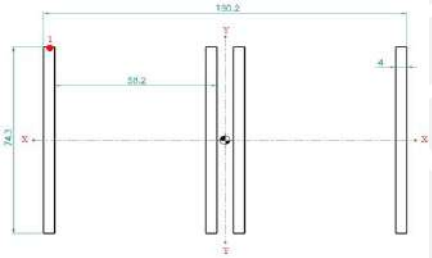
Esfuerzo en el plano del cateto - Cálculo como elemento estructural

Casos de carga Presentes:

Caso 1: Momento flector

$n_f = M_f C_1 / I$	n_f [N/mm2]	c_1	M_f	
	0.000	[mm] 0	[N*mm]	0

Sección



Caso 2: Fuerza normal al cordón

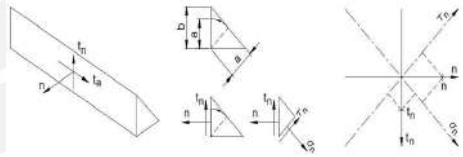
$n = F/A$	$t_{n.c}$ [N/mm2]	F=Fnmáx [N]	700.0
	0.589		

Esfuerzos en el planos de la garganta

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_a = t_a$$



Esfuerzo normal en la garganta: σ_n	Esfuerzo paralelo a la garganta: t_n	Esfuerzo longitudinal: t_a

Esfuerzo equivalente (Según Eurocódigo 3):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)}$$

σ_n [N/mm2]	τ_n [N/mm2]	τ_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
0.416	0.416	0	0.833

Condiciones adecuadas para el trabajo

Condición 1	Condición 2		
$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\,(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_B / (\beta_w \cdot \gamma_{Mw})$	$\sigma_n \leq 0{,}9\,\sigma_B / \gamma_{Mw}$	σ_B [N/mm2] 400	Resistencia a la tracción del material base
		β_w 0.83	Factor que depende del material base, ANEXO A.13
γ_{Mw} 579	γ_{Mw} 865	γ_{Mw}	Factor de seguridad ≥1.25

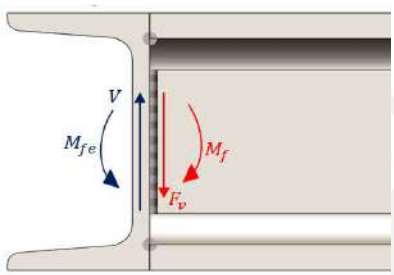
Tabla A.7.7: Unión trolley

Cálculo Unión Soldada en el Trolley

Cargas en el apoyo

Fuerza normal				Momento flector			
Carga Vertical Fv		Carga plano del cateto Fn		Momeneto Flector		Momento flector en el cordón	
Fv [N]	640	Fn [N]	640	MF [N.mm]	90000	Mf [N.mm]	90000

DCL



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	V máx [N]	Mf máx [N.mm]	Punto critico: 1	Espesores de Placas		e [mm]
						5.9
	640	90000		Se Toma	a [mm]	4

Propiedades de la sección	Área [mm2]	A	Momento de inercia [mm4]	I_{xx}
		1008		926464

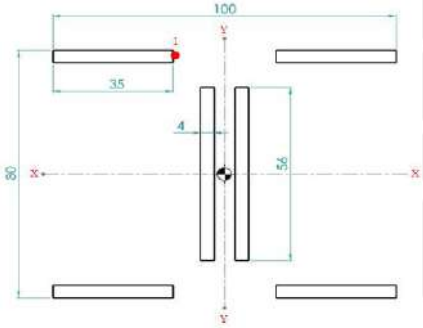
Esfuerzo en el plano del cateto - Cálculo como elemento estructural

Casos de carga Presentes:

Caso 1: Momento flector

$n_f = M_f C_1 / I$	n_f [N/mm2]	c_1	40	M_f	90000
	3.886	[mm]		[N*mm]	

Sección



Caso 2: Fuerza corte en cateto del cordón

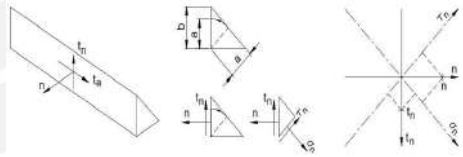
t= F/A	$t_{n.c}$ [N/mm2]	F=Fnmáx [N]	640
	0.635		

Esfuerzos en el planos de la garganta

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_a = t_a$$



Esfuerzo normal en la garganta: σ_n	Esfuerzo paralelo a la garganta: t_n	Esfuerzo longitudinal: t_a

Esfuerzo equivalente (Según Eurocódigo 3):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)}$$

σ_n [N/mm2]	τ_n [N/mm2]	τ_a [N/mm2]	σ_{eq} [N/mm2]
3.197	2.299	0	5.106

Condiciones adecuadas para el trabajo

Condición 1	Condición 2	σ_B [N/mm2]	Resistencia a la tracción del material base
$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\,(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_B / (\beta_w \cdot \gamma_{Mw})$	$\sigma_n \leq 0{,}9\,\sigma_B / \gamma_{Mw}$	400	
		β_w 0.83	Factor que depende del material base, ANEXO A.13
γ_{Mw} 94	γ_{Mw} 113	γ_{Mw}	Factor de seguridad ≥1.25

A.8.1 Diseño de Uniones atornilladas

Se realizó el cálculo de las uniones atornilladas más importantes, estas uniones son: Viga puente-Placa lateral, Soporte rodamientos-Viga puente, Base motor-Viga puente y Soporte de resorte-Placa lateral. Para ello primero se determina las rigideces del tornillo-tuerca (C_t) y de las placas (C_p).

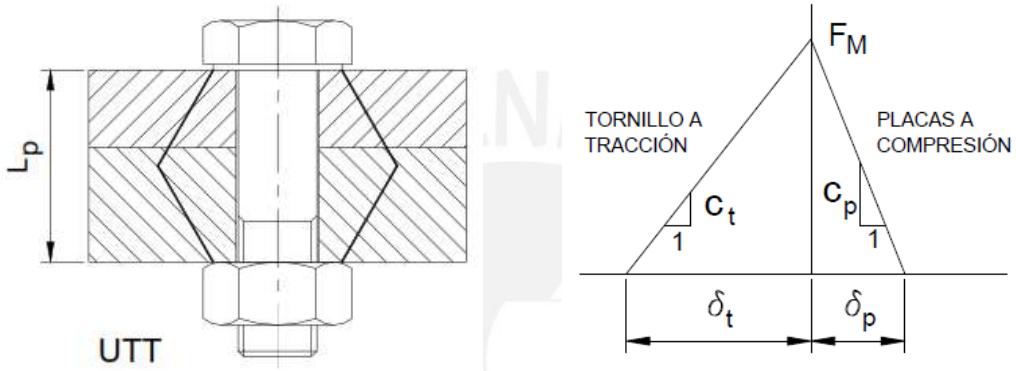


Figura A.8.1: Unión tuerca-tornillo [PAULSEN, 2018]

Se considera que todas las uniones son de un caso tornillo y tuerca, por lo que, se formaran dos troncos de cono y un cilindro, según los casos de análisis de la Figura A.8.1.

Dónde:

F_M : Fuerza de ajuste en el montaje.

c_t : Constante de rigidez del conjunto tornillo tuerca.

c_p : Constante de rigidez de las placas

Se calcula las constantes de rigidez según las condiciones de los tipos de unión:

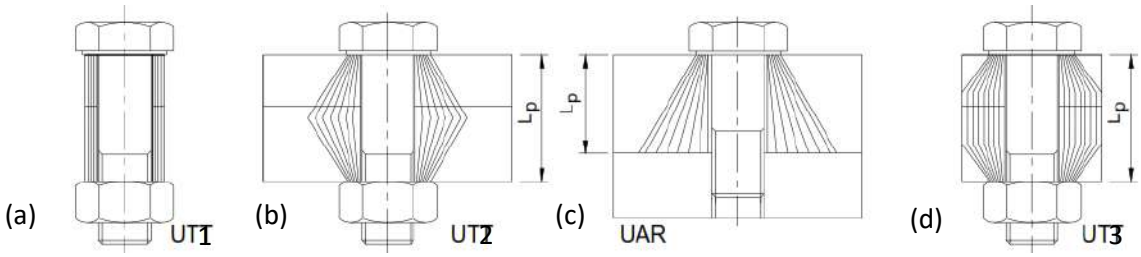


Figura A.8.2: Casos de análisis para seleccionar: (a) UTT1: Unión tornillo-tuerca 1, (b) UTT2: Unión tornillo-tuerca 2, (c) UAR: Unión Agujero-rosca y (d) UTT3: Unión tornillo-tuerca 3 [PAULSEN, 2018].

El cálculo de las rigideces de las uniones analizadas se detalla en el Tabla A.8.2. Se asignan las cargas a las que estará expuesta la unión, se escoge una fuerza de montaje minina F_{Mmin}, y con el factor de ajuste α_A se halla una fuerza de montaje máxima $F_{Mmáx}$.

Las componentes de las fuerzas exteriores sobre el tornillo y las placas tienen la misma fluctuación con magnitudes distintas.

$$F_{ext/t} = \frac{c_t}{c_t + c_p} F_{ext} \qquad y \qquad F_{ext/p} = \frac{c_p}{c_t + c_p} F_{ext} \tag{A8.1}$$

La fuerza en la unión se calcula en función de las fuerzas de montaje mínima y máxima, fuerza exterior en el tornillo, fuerza exterior en la placa y fuerza de asentamiento.

Seguidamente se hace una verificación por resistencia que comprende: Esfuerzos en el tornillo durante el montaje, Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga estática, Esfuerzos de aplastamiento en las superficies de contacto y Verificación del tornillo sometido a esfuerzo variable, en la Figura A.8.3 se ve el diagrama de las fuerzas y deformaciones en la unión atornillada, para este caso en particular debido a la carga armónica se trata del caso alternante puro; todos estos cálculos se detallan en las Tablas A.8.3, A.8.4, A.8.5 y A.8.6 para las uniones más relevantes.

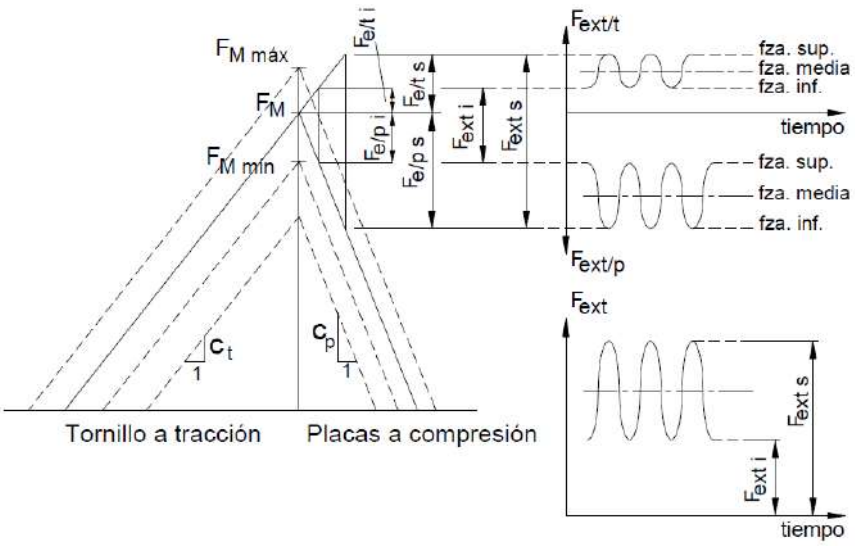


Figura A.8.3: Diagrama fuerza-deformación en carga variable [PAULSEN, 2017]

En la Tabla A.8.1, se muestra el resumen del cálculo de las uniones atornilladas consideradas.

Tabla A.8.1: Resumen del cálculo de uniones atornilladas

Unión atornillada	Medida	Calidad
Viga puente-Placa lateral	M10x25	8.8
Soporte rodamientos-Viga puente	M8x25	8.8
Base motor-Viga puente	M8x25	8.8
Soporte resorte-Placa lateral	M8x25	8.8

En el ANEXO A.14, se muestran las propiedades que deberá, tener un perno de grado 8.8, el cual se usa en todas las uniones atornilladas en el módulo.

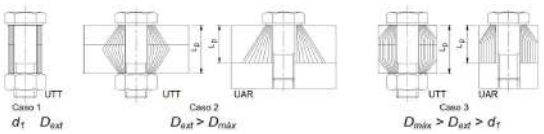
Tabla A.8.2: Rigideces

Calculo de Rigideces Tornillos-Placas

Dimensiones Placa-Tornillo	Unión Atornillada			
	Viga Puente-Placa Lateral	Soporte Rodamientos-Viga	Base Motor-Viga puente	Soporte Resorte-Placa lateral
	M10x30	M12x40	M8x30	M8x25
Placas				
d1=S [mm]	20.000	18.000	13.000	13.000
d2 [mm]	9.026	10.863	7.188	7.188
d3 [mm]	8.160	9.853	6.466	6.466
k [mm]	8.850	10.450	7.280	5.300
m [mm]	10.400	10.800	6.800	4.000
Dext [mm]	59.000	33.000	44.500	36.600
Lp [mm]	10.400	24.000	16.000	9.000
Dmáx [mm]	25.038	28.602	21.556	17.378
tg(Gamma)	0.484	0.442	0.535	0.486
BetaL	0.520	1.333	1.231	0.692
Epsilon	2.950	1.833	3.423	2.815
Caso	**2**	**2**	**2**	**2**
Ccil	0	0	0	0
Ccon	11206501.85	4045017.921	3417427.725	4422536.067
Cp [N/mm]	**5603250.926**	**2022508.961**	**1708713.862**	**2211268.033**
Tornillo				
D.N.	10.000	12.000	8.000	8.000
C1 [N/mm]	3298672.286	3958406.744	2638937.829	2638937.829
D1	10.000	12.000	8.000	8.000
L1	5.000	6.000	4.000	4.000
A1	78.540	113.097	50.265	50.265
C2 [N/mm]	0.000	0.000	0.000	0.000
D2	0.000	0.000	0.000	0.000
L2	0.000	0.000	0.000	0.000
A2	0.000	0.000	0.000	0.000
C4 [N/mm]	1055981.122	667167.527	430983.451	766192.801
D4	8.160	9.853	6.466	6.466
L4	10.400	24.000	16.000	9.000
A4	52.296	76.248	32.837	32.837
C5 [N/mm]	2196440.734	2668670.109	1723933.803	1723933.803
D5	8.160	9.853	6.466	6.466
L5	5.000	6.000	4.000	4.000
A5	52.296	76.248	32.837	32.837
C6 [N/mm]	4123340.358	4948008.429	3298672.286	3298672.286
D6	10.000	12.000	8.000	8.000
L6	4.000	4.800	3.200	3.200
A6	78.540	113.097	50.265	50.265
Ct [N/mm]	**513362.1102**	**429494.0808**	**279139.6694**	**389511.8765**

Fórmulas y nomenclatura

Casos

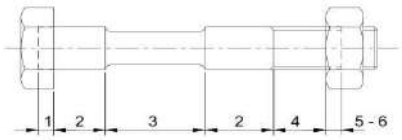


$D_{máx} = d_1 + L_p \, tg\gamma$

$tg\,\gamma = 0{,}362 + 0{,}032 \ln(\beta_L/2) + 0{,}153 \ln \varepsilon$

$\beta_L = L_p / d_1$ y $\varepsilon = D_{ext} / d_1$

$$\frac{1}{c_p} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{c_i}$$



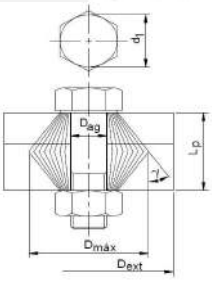
$c_i = E\,A_i / L_i$ $A_i = \pi D_i^2 / 4$

$$\frac{1}{c_t} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{c_i}$$

E	210000	[N/mm2]

Tramo	D_i	L_i	Comentarios
1	d	0,5 d 0,4 d	Tornillo cabeza hexagonal Tornillo cabeza "socket"
2	d	L_{II} (1)	Tramo sin rosca, con diámetro nominal d
3	d_r	L_{III} (1)	Tramo de sección reducida
4	d_3	L_{IV} (1)	Tramo roscado fuera de la tuerca
5	d_3	0,5 d	
6	d	0,4 d 0,33 d	Unión con tuerca Unión con agujero roscado

(1) : longitud del tramo del diámetro correspondiente

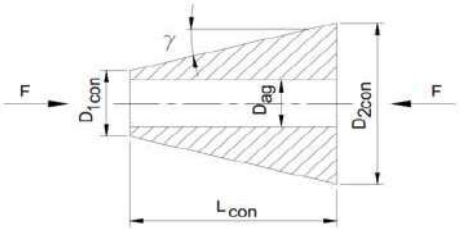


Ct: Constante de rigidez del tornillo
Cp: Constante de rigidez de las placas
Ci: Constante de rigidez para cada tramo
d: diámetro nominal del tornillo
d2: diámetro primitivo, de paso del tornillo
d3: diámetro de raiz del tornillo
dr: diámetro de tramo con reducción de área
Lp: Espesor de placa
d1: diámetro de apoyo de la cabeza del tonillo
Dext: Diámetro de la circunferencia igual al menor ancho de la placa
γ: Semiángulo del cono
ds: diámetro resistente

VDI 2230

Rigidez para un troco de cono

Viga Puente-Placa Lateral		Soporte Rodamientos-Viga		Base Motor-Viga puente		Soporte Resorte-Placa lateral	
Pi	3.1416	Pi	3.1416	Pi	3.1416	Pi	3.1416
Econ [N/mm2]	210000	Econ [N/mm2]	210000	Econ [N/mm2]	210000	Econ [N/mm2]	210000
Dag [mm]	12	Dag [mm]	14	Dag [mm]	10	Dag [mm]	10
tg(Gamma)	0.484	tg(Gamma)	0.442	tg(Gamma)	0.535	tg(Gamma)	0.486
D1con [mm]	20.000	D1con [mm]	18.000	D1con [mm]	13.000	D1con [mm]	13.000
D2con [mm]	25.038	D2con [mm]	28.602	D2con [mm]	21.556	D2con [mm]	17.378
Ccon	11206501.9	Ccon	4045017.921	Ccon	3417427.725	Ccon	4422536.07
Lcon	-	Lcon	-	Lcon	-	Lcon	-



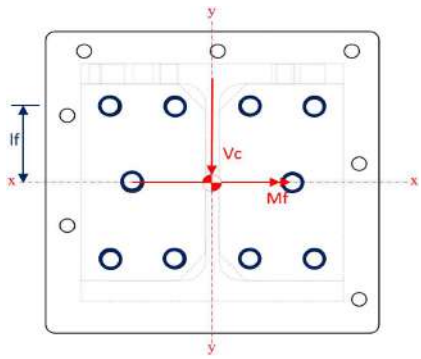
$$c_{con} = \frac{\pi \cdot E_{con} \cdot D_{ag} \cdot tg\gamma}{\ln\left(\frac{(D_{2con}-D_{ag})\cdot(D_{1con}+D_{ag})}{(D_{2con}+D_{ag})\cdot(D_{1con}-D_{ag})}\right)}$$

$$tg\,\gamma = (D_{ext} - d_1) / (2\,L_{con})$$

Tabla A.8.3: Unión viga puente - placa leteral

Cálculo Unión Atornillada Viga Puente-Placa Leteral

lf [mm]	Rigideces [N/mm]]		Cargas estáticas - Cargas máximas						Cargas dinámicas		
			Carga de cortante Vc [kN]		Momento flector [N.mm]		Fuerza normal [kN]		Alternante	Vc [kN]	Fn [kN]
45	Ct	513362.11	Vc total	17.6	Mf total	2550000	Fextn (total)	56.67	Superior	1.760	7.083
	Cp	5603250.93	Vc/10 tonillos	1.76			Fextn/tornillo	7.08	Inferiror	-1.760	-7.083



Fuerzas Maximas situación critica [kN]	
Fext c c/Tornillo	1.760
Fext n c/Tornillo	7.083

Factor de distribución de Carga: ϕ	0.084		
Factor de Ajuste: α_A (ANEXO A.14)	1.5	$\alpha_A = \frac{F_{M\,máx}}{F_{M\,min}}$	
F M min [kN]	10	F M máx [kN]	15

Asentamiento Normal [um]	δ_{asn}	0.000008	Fasn [kN]	3.762	$F_{as} = \frac{c_p \cdot c_t}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as}$
Asentamiento Corte [um]	δ_{asc}	0.000009	Fasc [kN]	4.232	

(ANEXO A.14) Considerando acabado superficial promedio de 50 µm

Fuerza exterior sobre el tornillo [kN]		Fuerza exterior sobre las placas [kN]	
$F_{ext/t} = \frac{c_t}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = \emptyset \cdot F_{ext}$	0.594	$F_{ext/p} = \frac{c_p}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = (1 - \emptyset) \cdot F_{ext}$	6.489

Fuerzas en la unión

Fuerza maxima en el tornillo s/ Asentamiento [kN]		Fuerza minima en Placas c/ Asentamiento [kN]	
$F_{máx/t} = F_{M_{máx}} + F_{ext/t}$	15.59	$F_{res} = F_{M\,min} - F_{as} - F_{ext/p}$	-0.25

Esfuerzos y verificación por resistencia

I. Esfuerzos en el tornillo durante el montaje

Esfuerzo normal de montaje [N/mm2]	$\sigma_M = F_M / A_o$	σ_M	Diámetro de paso del tornillo [mm]	d_2	9.026		Área Resistente [mm2]	
		258.650	Diámetro de raiz [mm]	d_3	8.16		$A_o = \pi\, d_o^2 / 4$	
FM=FM máx : Fuerza de montaje máxina			$d_s = (d_2 + d_3) / 2$					
			Diámetro Resistente [mm]	$d_0 = d_S$	8.593		A_0	57.994
Esfuerzo cortante de montaje [N/mm2]	$\tau_{tM} = M_{tM} / W_p$	τ_{tM}	Momento resistente	W_p [mm3]	Ángulo de avance °	φ	3.03	M10
		83.535	$W_p = \pi\, d_o^3 / 16$	124.585	Ángulo fricción efectiva °	ρ'	5.71	$\mu' = tag\rho' = 0.1$
			Momento de montaje [N.mm]	M_{tM}			ANEXO A.14	Clase B
			$M_{tM} = F_M\ tg\,(\varphi + \rho')\cdot d_2 / 2$	10407.187				

Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_M^2} \le \nu \cdot \sigma_F$	σ_{eqM}	296.37	υ	0.9	$\sigma_{0.2}$	640	Grado 8.8 (ANEXO A.14)	
				(VDI 2230)		[N/mm2]		Tratamiento Previo al Laminado	
			296.37	≤	576	ok !		$F.S.$	1.94

II. Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática

Esfuerzo normal maximo [N/mm2]	$\sigma_{max/t} = F_{max/t} / A_o$	σ_M			Esfuerzo cortante de tabajo [N/mm2]	$\tau_{trab} = F_{ctrab}/A_o$	τ_{trab}	
		268.901					30.348	
Esfuerzo cortante residual [N/mm2]	$\tau_{t.trab} = k\ \tau_{t.M}$	$\tau_{t.res.\,trab}$	k	0.5	Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_{t.trab}^2} \le \sigma_F$	σ_{eqM}	
		41.767	(Recomendación VDI 2230)				283.38	
		σ_{eqM}	283.38	≤	640	$\sigma_{0.2}$	ok !	$F.S.$	2.26

III. Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto

Presión de contacto [N/mm2]	$p = F_c / A_c$	p			Área de contacto [mm2]	$A_c = \pi\,(d_1^2 - d_{ag}^2) / 4$	A_c	d_{ag}	
		77.561					201.062	12	
Fc=Fmáx/t= 15.59							Con arandelas	d_1	
								20	
$p = F_c / A_c \le p_{Adm}$	77.56	≤	260	ok !	p_{Adm}	260	St37		
					[N/mm2]		≈A36	$F.S.$	3.35

IV. Verificacción del tornillo sometido a esfuerzo variable

Componente alternante sobre el tornillo

$\sigma_{a/t} = (F_{ext/t\ s} - F_{ext/t\ i}) / (2\,A_s)$	$\sigma_{a/t}$	10.25		$F_{ext/ts}$ [kN]	0.594	A_s	57.994
	[N/mm2]			$F_{ext/ti}$ [kN]	-0.594	[mm2]	

Límite a la fatiga

Condición							
$0{,}3 \le \frac{F_{tm}}{\sigma_{0,2} \cdot A_s} < 1$			$F_{tm} = \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2} + 0{,}9 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s$		F_{tm} [N]	33404.27	$\sigma_{0,2}$ [N/mm2] 640
0,3 ≤	0.9	< 1	$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}$	A_s [mm2]	57.994	$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$	d_s [mm] 8.593

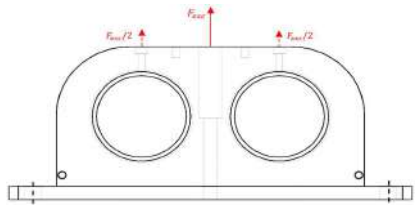
Límite a la fatiga para tornillo laminado despues del tratamiento térmico

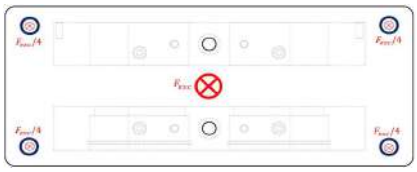
$\sigma_A = 0{,}85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45\right) \cdot \left(3{,}8 - \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s}\right)$	σ_A [N/mm2]	193.8	$FS = \sigma_A / \sigma_{a/t} \ge FS_R$		
d [mm] 10	Tornillo laminado después del tratamiento térmico		$F.S.$	18.91	$FS_R = 1{,}2$

Tabla A.8.4: Unión soporte de rodamientos

Cálculo Unión Atornillada Soporte de Rodamientos

lf [mm]	Rigideces [N/mm]]		Cargas estáticas - Cargas máximas						Cargas dinámicas		
			Carga de cortante Vc [kN]		Momento flector [N.mm]		Fuerza normal [kN]		Alternante	Vc [kN]	Fn [kN]
0	Ct	429494.081	Vc total	0	Mf total	0	Fextn (total)	34.00	Superior	0.000	8.500
	Cp	2022508.96	Vc/4 tonillos	0.00			Fextn/4	8.50	Inferiror	0.000	-8.500





Fuerzas Maximas situación critica [kN]	
Fext c c/Tornillo	0.000
Fext n c/Tornillo	8.500

Factor de distribución de Carga:	ϕ	0.175	
Factor de Ajuste:	α_A	1.5	$\alpha_A = \frac{F_{M\,máx}}{F_{M\,min}}$
(ANEXO A.14)			
F M min [kN]	12	F M máx [kN]	18

Asentamiento Normal [um]	δ_{asn}	0.000008	Fasn [kN]	2.834	$F_{as} = \frac{c_p \cdot c_t}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as}$
Asentamiento Corte [um]	δ_{asc}	0.000009	Fasc [kN]	3.188	

(ANEXO A.14) Considerando acabado superficial promedio de 50 µm

Fuerza exterior sobre el tornillo [kN]		Fuerza exterior sobre las placas [kN]	
$F_{ext/t} = \frac{c_t}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = \emptyset \cdot F_{ext}$	1.489	$F_{ext/p} = \frac{c_p}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = (1 - \emptyset) \cdot F_{ext}$	7.011

Fuerzas en la unión			
Fuerza maxima en el tornillo s/ Asentamiento [kN]		Fuerza minima en Placas c/ Asentamiento [kN]	
$F_{máx/t} = F_{M_{máx}} + F_{ext/t}$	19.49	$F_{res} = F_{M\,min} - F_{as} - F_{ext/p}$	2.15

Esfuerzos y verificación por resistencia

I. Esfuerzos en el tornillo durante el montaje

Esfuerzo normal de montaje [N/mm2]	$\sigma_M = F_M / A_o$	σ_M	Diámetro de paso del tornillo [mm]	d_2	10.863	Área Resistente [mm2]	
		213.615	Diámetro de raiz [mm]	d_3	9.853	$A_o = \pi\, d_o^2 / 4$	
FM=FM máx : Fuerza de montaje máxina			$d_s = (d_2 + d_3) / 2$				
			Diámetro Resistente [mm]	$d_0 = d_S$	10.358	A_0	84.264
Esfuerzo cortante de montaje [N/mm2]	$\tau_{tM} = M_{tM} / W_p$	τ_{tM}	Momento resistente	W_p [mm3]	Ángulo de avance ° φ	2.94	M12
		68.162	$W_p = \pi\, d_o^3 / 16$	218.202	Ángulo fricción efectiva ° ρ'	5.71	$\mu' = tag\rho' = 0.1$
			Momento de montaje [N.mm]	M_{tM}		ANEXO A.14	Clase B
			$M_{tM} = F_M\ tg\,(\varphi + \rho')\cdot d_2 / 2$	14873.185			

Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_M^2} \le \nu \cdot \sigma_F$	σ_{eqM}	244.07	ν	0.9	$\sigma_{0.2}$	640	Grado 8.8 (ANEXO A.14)	
				(VDI 2230)		[N/mm2]		Tratamiento Previo al Laminado	
			244.07	≤	576	ok !		$F.S.$	2.36

II. Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática

Esfuerzo normal maximo [N/mm2]	$\sigma_{max/t} = F_{max/t} / A_o$	σ_M			Esfuerzo cortante de tabajo [N/mm2]	$\tau_{trab} = F_{ctrab}/A_o$	τ_{trab}	
		231.284					0.000	
Esfuerzo cortante residual [N/mm2]	$\tau_{t.trab} = k\ \tau_{t.M}$	$\tau_{t.res.\,trab}$	k	0.5	Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_{t.trab}^2} \le \sigma_F$	σ_{eqM}	
		34.081	(Recomendación VDI 2230)				238.70	
		σ_{eqM}	238.70	≤	640	$\sigma_{0.2}$	ok !	$F.S.$ 2.68

III. Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto

Presión de contacto [N/mm2]	$p = F_c / A_c$	p			Área de contacto [mm2]	$A_c = \pi\,(d_1^2 - d_{ag}^2) / 4$	A_c	d_{ag}	
		193.859					100.531	14	
Fc=Fmáx/t= 19.49							Con arandelas	d_1	
								18	
$p = F_c / A_c \le p_{Adm}$	193.86	≤	260	ok !	p_{Adm}	260	St37		
					[N/mm2]		≈A36	$F.S.$	1.34

IV. Verificacción del tornillo sometido a esfuerzo variable

Componente alternante sobre el tornillo

$\sigma_{a/t} = (F_{ext/t\ s} - F_{ext/t\ i}) / (2\,A_s)$	$\sigma_{a/t}$	17.67	$F_{ext/ts}$ [kN]	1.489		A_s	84.264
	[N/mm2]		$F_{ext/ti}$ [kN]	-1.489		[mm2]	

Límite a la fatiga

Condición			$F_{tm} = \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2} + 0{,}9 \cdot \sigma_{0.2} \cdot A_s$	F_{tm} [N]	48536.02	$\sigma_{0,2}$	640
$0{,}3 \le \frac{F_{tm}}{\sigma_{0,2} \cdot A_s} < 1$						[N/mm2]	
0,3 ≤	0.9	< 1	$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}$	A_s [mm2] 84.264	$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$	d_s [mm]	10.358

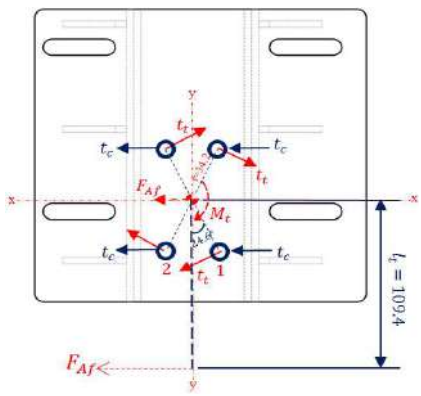
Límite a la fatiga para tornillo laminado despues del tratamiento térmico

$\sigma_A = 0{,}85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45\right) \cdot \left(3{,}8 - \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2 \cdot \sigma_{0.2} \cdot A_s}\right)$	σ_A [N/mm2]	185.725	$FS = \sigma_A / \sigma_{a/t} \ge FS_R$		
d [mm] 12	Tornillo laminado después del tratamiento térmico		$F.S.$	10.51	$FS_R = 1{,}2$

Tabla A.8.5: Unión base motor

Cálculo Unión Atornillada Base del motor

lt [mm]	Rigideces [N/mm]]		Cargas estáticas - Cargas máximas						Cargas dinámicas		
			Carga de cortante Vc [kN]		Momento torsor [N.mm]		Fuerza normal [kN]		Alternante	Vc [kN]	Fn [kN]
109.4	Ct	279139.669	Vc resultante en 1 y 2	0.36	Mt total	9517.8	Fextn (total)	0.00	Superior	0.400	0.000
	Cp	1708713.86	Vc/4 tonillos	0.40			Fextn/4	0.00	Inferiror	0.000	0.000



Base motor lado izquierdo

Fuerzas Maximas situación critica [kN]	
Fext c c/Tornillo	0.400
Fext n c/Tornillo	5.000

Factor de distribución de Carga:	ϕ	0.140	
Factor de Ajuste: α_A (ANEXO A.14)	1.5		$\alpha_A = \frac{F_{M\,máx}}{F_{M\,min}}$
F M min [kN]	7	F M máx [kN]	10.5

Asentamiento Normal [um]	δ_{asn}	0.000008	Fasn [kN]	1.920	$F_{as} = \frac{c_p \cdot c_t}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as}$
Asentamiento Corte [um]	δ_{asc}	0.000009	Fasc [kN]	2.159	

(ANEXO A.14) Considerando acabado superficial promedio de 50 µm

Fuerza exterior sobre el tornillo [kN]		Fuerza exterior sobre las placas [kN]	
$F_{ext/t} = \frac{c_t}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = \emptyset \cdot F_{ext}$	0.702	$F_{ext/p} = \frac{c_p}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = (1 - \emptyset) \cdot F_{ext}$	4.298

Fuerzas en la unión			
Fuerza maxima en el tornillo s/ Asentamiento [kN]		Fuerza minima en Placas c/ Asentamiento [kN]	
$F_{máx/t} = F_{M_{máx}} + F_{ext/t}$	11.20	$F_{res} = F_{M\,min} - F_{as} - F_{ext/p}$	0.78

Esfuerzos y verificación por resistencia

I. Esfuerzos en el tornillo durante el montaje

Esfuerzo normal de montaje [N/mm2]	$\sigma_M = F_M / A_o$	σ_M	Diámetro de paso del tornillo [mm]	d_2	7.188		Área Resistente [mm2]	
		286.840	Diámetro de raiz [mm]	d_3	6.466		$A_o = \pi\, d_o^2 / 4$	
FM=FM máx : Fuerza de montaje máxina			$d_s = (d_2 + d_3) / 2$					
			Diámetro Resistente [mm]	$d_0 = d_S$	6.827		A_0	36.606
Esfuerzo cortante de montaje [N/mm2]	$\tau_{tM} = M_{tM} / W_p$	τ_{tM}	Momento resistente	W_p [mm3]	Ángulo de avance °	φ	3.17	M8
		94.370	$W_p = \pi\, d_o^3 / 16$	62.477	Ángulo fricción efectiva °	ρ'	5.71	$\mu' = tag\rho' = 0.1$
			Momento de montaje [N.mm]	M_{tM}			ANEXO A.14	Clase B
			$M_{tM} = F_M\ tg\,(\varphi + \rho')\cdot d_2 / 2$	5.895.976				

Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_M^2} \le \nu \cdot \sigma_F$	σ_{eqM}	330.14	ν	0.9	$\sigma_{0.2}$	640	Grado 8.8 (ANEXO A.14)	
				(VDI 2230)		[N/mm2]		Tratamiento Previo al Laminado	
			330.14	≤	576	ok !		$F.S.$	1.74

II. Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática

Esfuerzo normal maximo [N/mm2]	$\sigma_{max/t} = F_{max/t} / A_o$	σ_M			Esfuerzo cortante de tabajo [N/mm2]	$\tau_{trab} = F_{ctrab}/A_o$	τ_{trab}	
		306.020					10.927	
Esfuerzo cortante residual [N/mm2]	$\tau_{t.trab} = k\ \tau_{t.M}$	$\tau_{t.res.\,trab}$	k	0.5	Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_{t.trab}^2} \le \sigma_F$	σ_{eqM}	
		47.185	(Recomendación VDI 2230)				317.31	
		σ_{eqM}	317.31	≤	640	$\sigma_{0.2}$	ok !	$F.S.$	2.02

III. Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto

Presión de contacto [N/mm2]	$p = F_c / A_c$	p			Área de contacto [mm2]	$A_c = \pi\,(d_1^2 - d_{ag}^2) / 4$	A_c	d_{ag}	
		206.710					54.192	10	
Fc=Fmáx/t= 11.20							Con arandelas	d_1	
								13	
$p = F_c / A_c \le p_{Adm}$	206.71	≤	260	ok !	p_{Adm}	260	St37		
					[N/mm2]		≈A36	$F.S.$	1.26

IV. Verificacción del tornillo sometido a esfuerzo variable

Componente alternante sobre el tornillo

$\sigma_{a/t} = (F_{ext/t\ s} - F_{ext/t\ i}) / (2\,A_s)$	$\sigma_{a/t}$	9.59		$F_{ext/ts}$ [kN]	0.702	Pulsante	A_s
	[N/mm2]			$F_{ext/ti}$ [kN]	0.000		[mm2] 36.606

Límite a la fatiga

Condición							
$0{,}3 \le \frac{F_{tm}}{\sigma_{0,2} \cdot A_s} < 1$			$F_{tm} = \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2} + 0{,}9 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s$		F_{tm} [N]	21435.99	$\sigma_{0,2}$ [N/mm2] 640
0,3 ≤	0.915	< 1	$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}$	A_s [mm2]	36.606	$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$	d_s [mm] 6.827

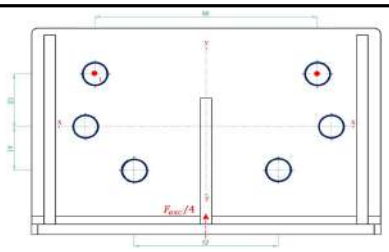
Límite a la fatiga para tornillo laminado despues del tratamiento térmico

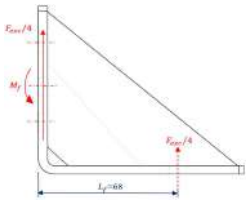
$\sigma_A = 0{,}85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45\right) \cdot \left(3{,}8 - \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s}\right)$	σ_A [N/mm2]	205.1005176	$FS = \sigma_A / \sigma_{a/t} \ge FS_R$		
d [mm] 8	Tornillo laminado después del tratamiento térmico		$F.S.$	21.39	$FS_R = 1{,}2$

Tabla A.8.6: Unión soporte de resortes

Cálculo Unión Atornillada Soporte resortes-Placa lateral

lf [mm]	Rigideces [N/mm]]		Cargas estáticas - Cargas máximas						Cargas dinámicas		
			Carga de cortante Vc [kN]		Momento flector [N.mm]		Fuerza normal [kN]		Alternante	Vc [kN]	Fn [kN]
68	Ct	389511.877	Vc total	8.5	Mf total	578000	Fextn (total)	25.13	Superior	1.417	7.605
	Cp	2211268.03	Vc/6 tonillos	1.42			Fextn/tornillo	7.61	Inferiror	-1.417	-7.605





Fuerzas Maximas situación critica [kN]	
Fext c c/Tornillo	1.417
Fext n c/Tornillo	7.605

Factor de distribución de Carga:	ϕ	0.150	
Factor de Ajuste:	α_A	1.5	$\alpha_A = \frac{F_{M\,máx}}{F_{M\,min}}$
(ANEXO A.14)			
F M min [kN]	8	F M máx [kN]	12

Asentamiento Normal [um]	δ_{asn}	0.000008	Fasn [kN]	2.649	$F_{as} = \frac{c_p \cdot c_t}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as}$
Asentamiento Corte [um]	δ_{asc}	0.000009	Fasc [kN]	2.981	

(ANEXO A.14) Considerando acabado superficial promedio de 50 µm

Fuerza exterior sobre el tornillo [kN]		Fuerza exterior sobre las placas [kN]	
$F_{ext/t} = \frac{c_t}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = \emptyset \cdot F_{ext}$	1.139	$F_{ext/p} = \frac{c_p}{c_t + c_p} \cdot F_{ext} = (1 - \emptyset) \cdot F_{ext}$	6.466

Fuerzas en la unión			
Fuerza maxima en el tornillo s/ Asentamiento [kN]		Fuerza minima en Placas c/ Asentamiento [kN]	
$F_{máx/t} = F_{M_{máx}} + F_{ext/t}$	13.14	$F_{res} = F_{M\,min} - F_{as} - F_{ext/p}$	-1.12

Esfuerzos y verificación por resistencia

I. Esfuerzos en el tornillo durante el montaje

Esfuerzo normal de montaje [N/mm2]	$\sigma_M = F_M / A_o$	σ_M	Diámetro de paso del tornillo [mm]	d_2	7.188		Área Resistente [mm2]	
		327.817	Diámetro de raiz [mm]	d_3	6.466		$A_o = \pi\, d_o^2 / 4$	
FM=FM máx : Fuerza de montaje máxina			$d_s = (d_2 + d_3) / 2$					
			Diámetro Resistente [mm]	$d_0 = d_S$	6.827		A_0	36.606
Esfuerzo cortante de montaje [N/mm2]	$\tau_{tM} = M_{tM} / W_p$	τ_{tM}	Momento resistente	W_p [mm3]	Ángulo de avance °	φ	3.17	M8
		107.852	$W_p = \pi\, d_o^3 / 16$	62.477	Ángulo fricción efectiva °	ρ'	5.71	$\mu' = tag\rho' = 0.1$
			Momento de montaje [N.mm]	M_{tM}			ANEXO A.14	Clase B
			$M_{tM} = F_M\ tg\,(\varphi + \rho')\cdot d_2 / 2$	6.738.258				

Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_M^2} \le \nu \cdot \sigma_F$	σ_{eqM}	377.31	υ	0.9	$\sigma_{0.2}$	640	Grado 8.8 (ANEXO A.14)	
				(VDI 2230)		[N/mm2]		Tratamiento Previo al Laminado	
			377.31	≤	576	ok !		$F.S.$	1.53

II. Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática

Esfuerzo normal maximo [N/mm2]	$\sigma_{max/t} = F_{max/t} / A_o$	σ_M			Esfuerzo cortante de tabajo [N/mm2]	$\tau_{trab} = F_{ctrab}/A_o$	τ_{trab}	
		358.933					38.701	
Esfuerzo cortante residual [N/mm2]	$\tau_{t.trab} = k\ \tau_{t.M}$	$\tau_{t.res.\,trab}$	k	0.5	Esfuerzo Equivalente [N/mm2]	$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\,\tau_{t.trab}^2} \le \sigma_F$	σ_{eqM}	
		53.926	(Recomendación VDI 2230)				376.90	
		σ_{eqM}	376.90	≤	640	$\sigma_{0.2}$	ok !	$F.S.$	1.70

III. Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto

Presión de contacto [N/mm2]	$p = F_c / A_c$	p			Área de contacto [mm2]	$A_c = \pi\,(d_1^2 - d_{ag}^2) / 4$	A_c	d_{ag}	
		242.451					54.192	10	
Fc=Fmáx/t= 13.14							Con arandelas	d_1	
								13	
$p = F_c / A_c \le p_{Adm}$	242.45	≤	260	ok !	p_{Adm}	260	St37		
					[N/mm2]		≈A36	$F.S.$	1.07

IV. Verificacción del tornillo sometido a esfuerzo variable

Componente alternante sobre el tornillo

$\sigma_{a/t} = (F_{ext/t\ s} - F_{ext/t\ i}) / (2\,A_s)$	$\sigma_{a/t}$	31.12	$F_{ext/ts}$ [kN]	1.139		A_s	36.606
	[N/mm2]		$F_{ext/ti}$ [kN]	-1.139		[mm2]	

Límite a la fatiga

Condición							
$0{,}3 \le \frac{F_{tm}}{\sigma_{0,2} \cdot A_s} < 1$			$F_{tm} = \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2} + 0{,}9 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s$		F_{tm} [N]	21084.93	$\sigma_{0,2}$ [N/mm2] 640
0,3 ≤	0.9	< 1	$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}$	A_s [mm2] 36.606	$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$		d_s [mm] 6.827

Límite a la fatiga para tornillo laminado despues del tratamiento térmico

$\sigma_A = 0{,}85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45\right) \cdot \left(3{,}8 - \frac{F_{ext/t\ s} + F_{ext/t\ i}}{2 \cdot \sigma_{0,2} \cdot A_s}\right)$	σ_A [N/mm2]	205.9125	$FS = \sigma_A / \sigma_{a/t} \ge FS_R$		
d [mm] 8	Tornillo laminado después del tratamiento térmico		$F.S.$	6.62	$FS_R = 1{,}2$

A.9.1 Análisis dinámico del modelo a escala con 3 GDL

Con los datos del prototipo a escala real de la zaranda debidamente afectados por los factores de escala, se realiza el análisis dinámico del modelo a escala como un sistema de 3 GDL discreto (un desplazamiento y dos giros), según se esquematiza en la Figura A.9.1.

A.9.1.1 Modelo conceptual para 3 GDL

Primeramente, se ubica el centro de gravedad del modelo a escala, y la distancia a cada resorte, mostrando además los grados de libertad, Figura A.9.1.

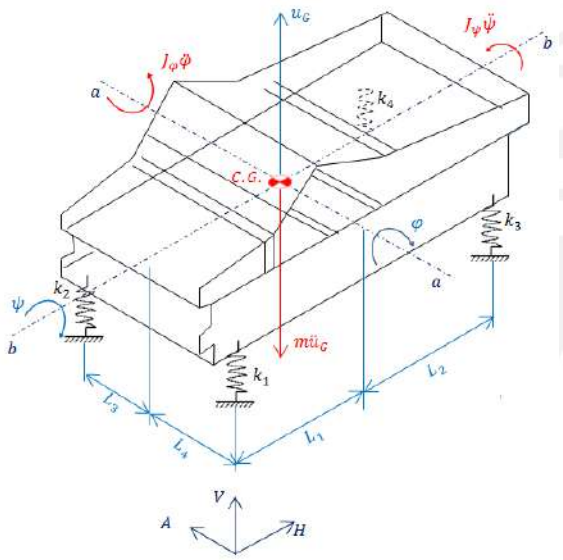


Figura A.9.1: Modelo discreto del módulo a escala de la zaranda con 3GDL

El desplazamiento se considera en la dirección V (vertical) y dos giros en sentido antihorario de los ejes A (axial) y H (horizontal).

Se tiene cuatro resortes equivalentes en cada esquina, con rigideces verticales para el modelo a escala: $k_1 = k_2 = 175000\ N/m$ y $k_3 = k_4 = 125000\ N/m$, (valores escalados de los planos de la zaranda real de referencia). Las rigideces en la parte frontal y posterior son diferentes.

a. Relaciones cinemáticas

Primeramente, se define las condiciones cinemáticas, para los desplazamientos de los resortes. Siendo: u_i son los desplazamientos verticales del resorte k_i (con i: 1,…,4).

$$\begin{aligned} u_1 &= u_G + L_1\varphi - L_4\psi \\ u_2 &= u_G + L_1\varphi + L_3\psi \\ u_3 &= u_G - L_2\varphi - L_4\psi \\ u_4 &= u_G - L_2\varphi + L_3\psi \end{aligned} \tag{A9.1}$$

b. Formulación de Lagrange

Se conforma las ecuaciones de Lagrange, las fuerzas y momentos ubicados en el centro de gravedad del sistema, se determina la energía cinética (T) y energía potencial (V) del sistema y se puede formar el funcional energético de Lagrange (A9.2). Usando como coordenadas generalizadas a u_G, φ y ψ.

$$L = T - V \tag{A9.2}$$

$$T = \frac{1}{2}M * \dot{u}_G^2 + \frac{1}{2}J_{G\varphi} * \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}J_{G\psi} * \dot{\psi}^2 \tag{A9.3}$$

$$V = \frac{1}{2}k_1 * u_1^2 + \frac{1}{2}k_2 * u_2^2 + \frac{1}{2}k_3 * u_3^2 + \frac{1}{2}k_4 * u_4^2 \tag{A9.4}$$

Se considera los momentos polares de masa como una aproximación preliminar a cuerpos rectangulares de lados a, b, c y d Figura A.9.2 y están dados por $J_\varphi = M(a^2 + b^2)/12 \approx 23.9kg.m^2$ y $J_\psi = M(c^2 + d^2)/12 \approx 9.43kg.m^2$.

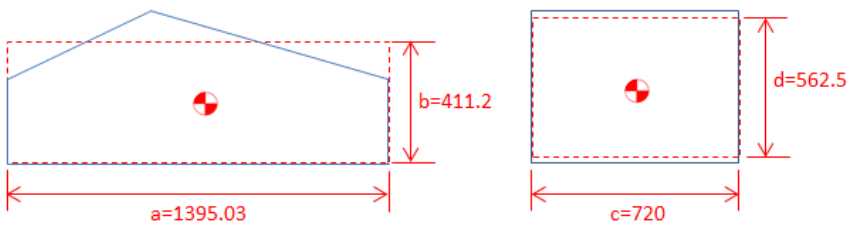


Figura A.9.2: Aproximación a cuerpos rectangulares, para J_φ y J_ψ respectivamente.

Desarrollando el trinomio al cuadrado de los desplazamientos de los resortes:

$$
\begin{aligned}
u_1^2 &= u_G^2 + L_1^2\varphi^2 + L_4^2\psi^2 + 2u_G L_1\varphi - 2u_G L_4\psi - 2L_1L_4\varphi\psi \\
u_2^2 &= u_G^2 + L_1^2\varphi^2 + L_3^2\psi^2 + 2u_G L_1\varphi + 2u_G L_3\psi + 2L_1L_3\varphi\psi \\
u_3^2 &= u_G^2 + L_2^2\varphi^2 + L_4^2\psi^2 - 2u_G L_2\varphi - 2u_G L_4\psi + 2L_2L_4\varphi\psi \\
u_4^2 &= u_G^2 + L_2^2\varphi^2 + L_3^2\psi^2 - 2u_G L_2\varphi + 2u_G L_3\psi - 2L_2L_3\varphi\psi
\end{aligned}
\tag{A9.5}
$$

Desarrollando la energía potencial para cada resorte:

$$V = \frac{1}{2}k_1 * (u_G^2 + L_1^2\varphi^2 + L_4^2\psi^2 + 2u_G L_1\varphi - 2u_G L_4\psi - 2L_1L_4\varphi\psi) + \frac{1}{2}k_2 * (u_G^2 + L_1^2\varphi^2 + L_3^2\psi^2 + 2u_G L_1\varphi + 2u_G L_3\psi + 2L_1L_3\varphi\psi) + \frac{1}{2}k_3 * (u_G^2 + L_2^2\varphi^2 + L_4^2\psi^2 - 2u_G L_2\varphi - 2u_G L_4\psi + 2L_2L_4\varphi\psi) + \frac{1}{2}k_4 * (u_G^2 + L_2^2\varphi^2 + L_3^2\psi^2 - 2u_G L_2\varphi + 2u_G L_3\psi - 2L_2L_3\varphi\psi) \quad \text{(A9.6)}$$

Simplificando la expresión de la energía potencial con $k_1 = k_2 = k_{12}$ y $k_3 = k_4 = k_{34}$:

$$V = k_{12}\left(u_G^2 + L_1^2\varphi^2 + \frac{1}{2}\psi^2(L_3^2 + L_4^2) + 2u_G L_1\varphi + \psi(L_3 - L_4)(u_G + L_1\varphi)\right) + k_{34}\left(u_G^2 + L_2^2\varphi^2 + \frac{1}{2}\psi^2(L_3^2 + L_4^2) - 2u_G L_2\varphi + \psi(L_3 - L_4)(u_G - L_2\varphi)\right) \quad \text{(A9.7)}$$

Además, $L_1 = L_2 = L_{12} = 502.77mm$ y $L_3 = L_4 = L_{34} = 377.5mm$, se tiene:

$$V = k_{12}(u_G^2 + L_{12}^2\varphi^2 + \psi^2 L_{34}^2 + 2u_G L_{12}\varphi) + k_{34}(u_G^2 + L_{12}^2\varphi^2 + \psi^2 L_{34}^2 - 2u_G L_{12}\varphi) \quad \text{(A9.8)}$$

Entonces el funcional energético de Lagrange quedaría:

$$L = \frac{1}{2}M * \dot{u}_G^2 + \frac{1}{2}J_{G\varphi} * \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}J_{G\psi} * \dot{\psi}^2 - k_{12}(u_G^2 + L_{12}^2\varphi^2 + \psi^2 L_{34}^2 + 2u_G L_{12}\varphi) - k_{34}(u_G^2 + L_{12}^2\varphi^2 + \psi^2 L_{34}^2 - 2u_G L_{12}\varphi) \quad \text{(A9.9)}$$

De la ecuación diferencial de Lagrange:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \tag{A9.10}$$

Donde q_i es el grado de libertad y $Q_i =$ son las fuerzas conservativas. Derivando "L" parcialmente respecto a las velocidades y luego respecto al tiempo.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial L}{\partial \dot{u}_G} &= M\dot{u}_G \;\rightarrow\; \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{u}_G}\right) = M\ddot{u}_G \\
\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} &= J_{G\varphi}\dot{\varphi} \;\rightarrow\; \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_G}\right) = J_{G\varphi}\ddot{\varphi} \\
\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} &= J_{G\psi}\dot{\psi} \;\rightarrow\; \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_G}\right) = J_{G\psi}\ddot{\psi}
\end{aligned} \tag{A9.11}$$

Derivando "L" parcialmente respecto a los desplazamientos:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial L}{\partial u_G} &= -k_{12}(2u_G + 2L_{12}\varphi) - k_{34}(2u_G - 2L_{12}\varphi) \\
\frac{\partial L}{\partial \varphi} &= -k_{12}(2L_{12}^2\varphi + 2u_G L_{12}) - k_{34}(2L_{12}^2\varphi - 2u_G L_{12}) \\
\frac{\partial L}{\partial \psi} &= -k_{12}(2L_{34}^2\psi) - k_{34}(2L_{34}^2\psi)
\end{aligned} \tag{A9.12}$$

Entonces se tiene:

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{u}_G}\right) - \frac{\partial L}{\partial u_G} = 0 \;&\rightarrow\; M\ddot{u}_G + k_{12}(2u_G + 2L_{12}\varphi) + k_{34}(2u_G - 2L_{12}\varphi) = 0 \\
\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_G}\right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0 \;&\rightarrow\; J_{G\varphi}\ddot{\varphi} + k_{12}(2L_{12}^2\varphi + 2u_G L_{12}) + k_{34}(2L_{12}^2\varphi - 2u_G L_{12}) = 0 \\
\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}_G}\right) - \frac{\partial L}{\partial \psi} = 0 \;&\rightarrow\; J_{G\psi}\ddot{\psi} + k_{12}(2L_{34}^2\psi) + k_{34}(2L_{34}^2\psi) = 0
\end{aligned} \tag{A9.13}$$

Ordenando de forma matricial se obtiene:

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & J_{G\varphi} & 0 \\ 0 & 0 & J_{G\psi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_G \\ \ddot{\varphi} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2(k_{12}+k_{34}) & 2L_{12}(k_{12}-k_{34}) & 0 \\ 2L_{12}(k_{12}-k_{34}) & 2L_{12}^2(k_{12}+k_{34}) & 0 \\ 0 & 0 & +2L_{34}^2(k_{12}+k_{34}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_G \\ \varphi \\ \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{A9.14}$$

$$\mathbb{M}\ddot{\mathbb{X}} + \mathbb{K}\mathbb{X} = [0]$$

La matriz de masa:

$$\mathbb{M} = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & J_{G\varphi} & 0 \\ 0 & 0 & J_{G\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 135.53kg & 0 & 0 \\ 0 & 23.9kg.m^2 & 0 \\ 0 & 0 & 9.43kg.m^2 \end{bmatrix} \tag{A9.15}$$

La matriz de rigidez:

$$\mathbb{K} = \begin{bmatrix} 600000N/m & 50277N & 0 \\ 50277N & 151666.6N.m & 0 \\ 0 & 0 & 85503.75N.m \end{bmatrix} \tag{A9.16}$$

Ahora se calcula las frecuencias naturales y los modos de vibración del sistema planteado para el modelo a escala con un problema de eingenvalores y eingenvectores.

$$|\mathbb{K} - \omega^2\mathbb{M}| = 0 \tag{A9.17}$$

Realizando un cambio de variable: $\omega^2 = \lambda$

$$|\mathbb{K} - \lambda\mathbb{M}| = 0$$

$$\begin{vmatrix} 600000N/m - 135.53\lambda kg & 50277N & 0 \\ 50277N & 151666.6N.m - 23.9\lambda kg.m^2 & 0 \\ 0 & 0 & 85503.75N.m - 9.43\lambda kg.m^2 \end{vmatrix} \tag{A9.18}$$

De donde el polinomio característico queda:

$$\lambda^3 - 19840.16\lambda^2 + 124993797.7\lambda - 247654910400 = 0 \tag{A9.19}$$

Luego se obtienen las frecuencias naturales:

$$\begin{aligned} \lambda_1 = 4082.32 \rightarrow \omega_1 = 63.89\, rad/seg \rightarrow f_1 = 10.17Hz \\ \lambda_2 = 6690.6 \rightarrow \omega_2 = 81.8\, rad/seg \rightarrow f_2 = 13.02Hz \\ \lambda_3 = 9067.24 \rightarrow \omega_3 = 95.22\, rad/seg \rightarrow f_3 = 15.15Hz \end{aligned} \tag{A9.20}$$

A.9.1.2 Modos de vibración para el sistema de 3GDL

Ahora se halla los modos de vibración para las respectivas frecuencias naturales.

Primer modo: con $\omega_1^2 = 4082.32$:

$$\begin{gathered} |\mathbb{K} - {\omega_1}^2 \mathbb{M}| * \begin{Bmatrix} X_{11} \\ X_{21} \\ X_{31} \end{Bmatrix} = 0 \\ \begin{bmatrix} 45358.38 & 50765 & 0 \\ 50765 & 56816.989 & 0 \\ 0 & 0 & 39168.762 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_{11} \\ X_{21} \\ X_{31} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{gathered} \tag{A9.21}$$

Entonces el primer modo seria:

$$X_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.8935 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A9.22}$$

Segundo modo: con $\omega_2^2 = 6690.6$:

$$\begin{gathered} |\mathbb{K} - {\omega_2}^2 \mathbb{M}| * \begin{Bmatrix} X_{12} \\ X_{22} \\ X_{32} \end{Bmatrix} = 0 \\ \begin{bmatrix} -322192.2002 & 50765 & 0 \\ 50765 & -7998.616 & 0 \\ 0 & 0 & 13595.074 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_{12} \\ X_{22} \\ X_{32} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{gathered} \tag{A9.23}$$

Entonces el segundo modo seria:

$$X_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 6.3467 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A9.24}$$

Tercer modo: con $\omega_3^2 = 9067.24$:

$$|\mathbb{K} - \omega_3{}^2\mathbb{M}| * \begin{Bmatrix} X_{13} \\ X_{23} \\ X_{33} \end{Bmatrix} = 0$$

$$\begin{bmatrix} -666011.451 & 50765 & 0 \\ 50765 & -42454.768 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0314 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_{13} \\ X_{23} \\ X_{33} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A9.25}$$

Entonces el tercer modo seria:

$$X_3 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 13.1195 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{A9.26}$$

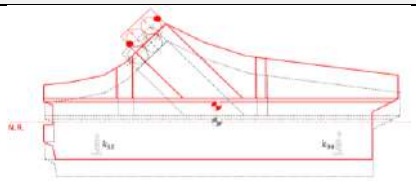
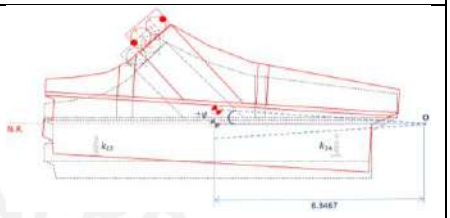
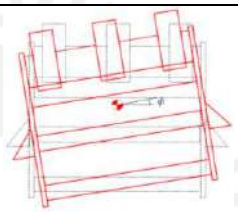
Luego del módulo diseñado se puede extraer las propiedades inerciales como se resumen en la Tabla A.9.1.

Tabla A.9.1: Propiedades físicas de los modelos analizados

Modelo	Masa [Kg]	J_φ [kg.m^2]	J_ψ [kg.m^2]
Teórico escalado (ideal)	135.5	23.9	9.43
Caja vibrante (cuerpo principal)	109.26	17.04	10.05
Masa vibrante (completa)	204.8	26.69	18.34

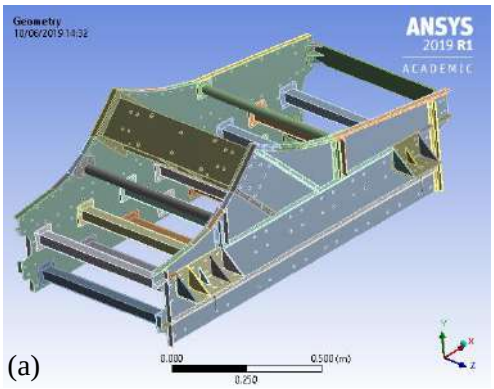
En la Tabla A.9.2, se muestra los tres primeros modos de vibración del modelo de la zaranda, como era de esperarse estos modos, representan los movimientos verticales, de rotación en el eje Axial y eje Horizontal de la zaranda. Estas frecuencias son llamadas frecuencias fundamentales en “modo rígido” de la zaranda. Los resultados obtenidos son similares a los que presenta cualquier zaranda en sus modos fundamentales, también tienen correspondencia con los valores de la zaranda HAVER, en los ANEXOS A.2 y A.3.

Tabla A.9.2: Representación modal de los primeros tres modos

Frecuencia			Representación modal
Masa Teórica	Caja Vibrante	Masa Vibrante	
1er modo: $10.17Hz$	1er modo: $11.68Hz$	1er modo: $8.48Hz$	
2do modo: $13.02Hz$	2do modo: $14.68Hz$	2do modo: $10.87Hz$	
3er modo: $15.15Hz$	3er modo: $14.96Hz$	3er modo: $12.02Hz$	

A.9.2 Modelo computacional solo rigidez vertical

Se realizó un modelamiento computacional por elementos finitos al módulo de la zaranda, en la Tabla A.9.3, se muestran los diez modos más representativos de la caja vibrante (cuerpo principal) y en la Tabla A.9.4, se muestran los diez modos más representativos de la masa vibrante (cuerpo con masa total 204.8kg). En la Figura A.9.3 se ve los modelos usados en la simulación, en la Figura A.9.3b se agrega masas puntuales que representa la masa del sistema de excitación.



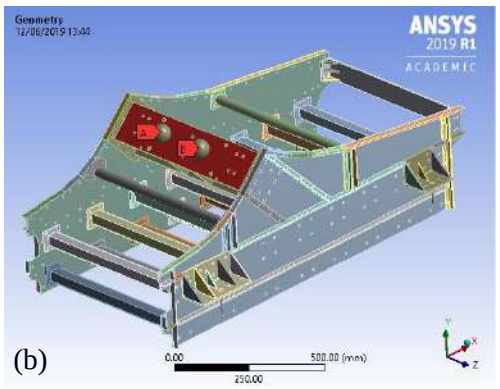


Figura A.9.3: Modelos geométricos (a) Caja vibrante, (b) Masa vibrante

Tabla A.9.3: Frecuencias y modos de la caja vibrante (cuerpo principal)

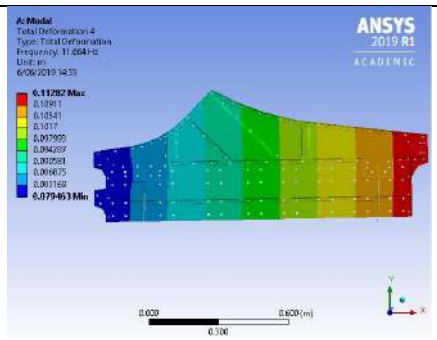
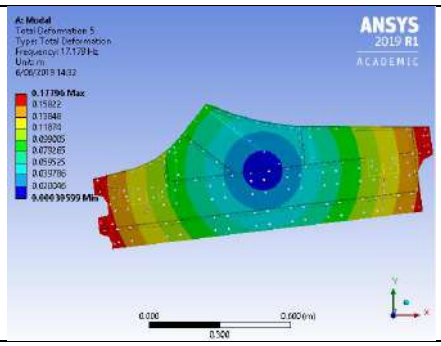
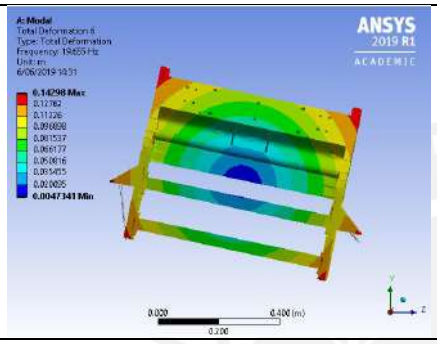
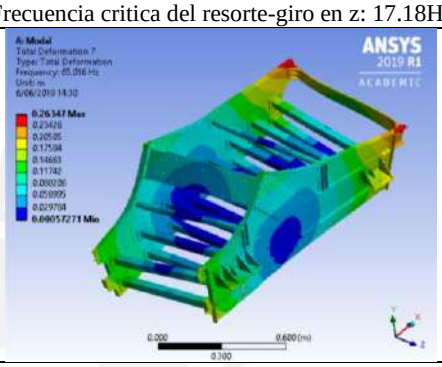
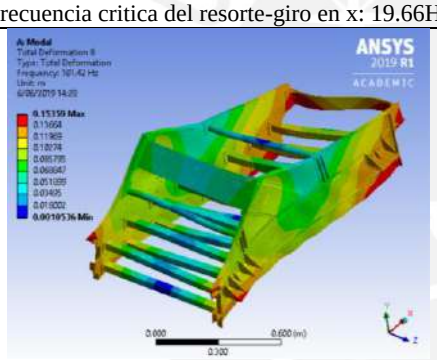
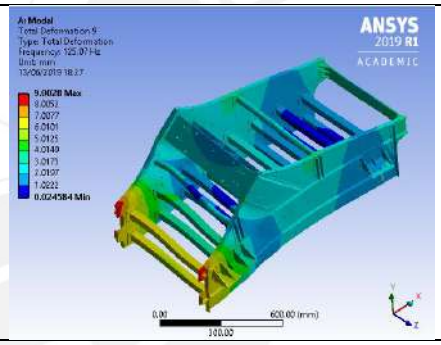
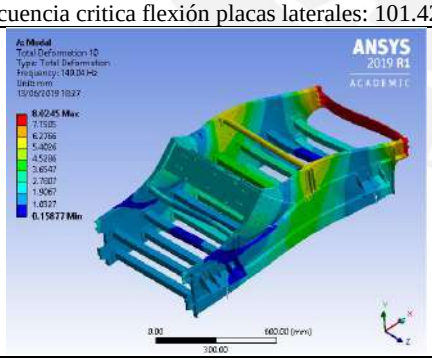
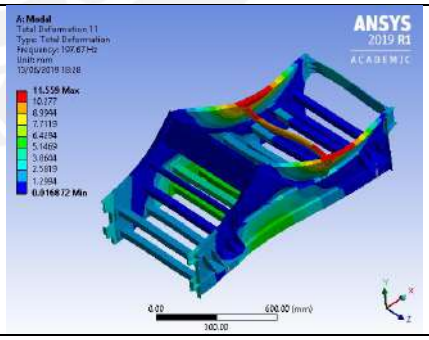
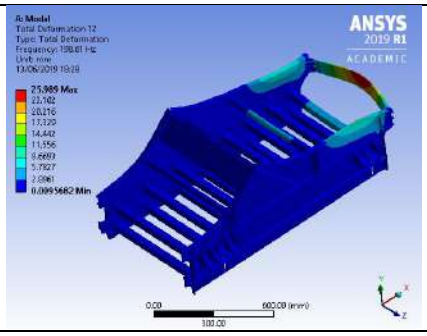
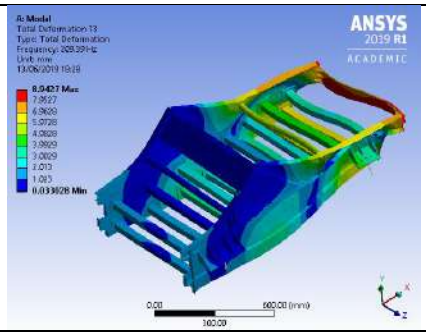
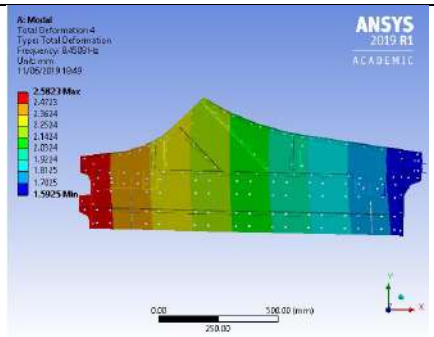
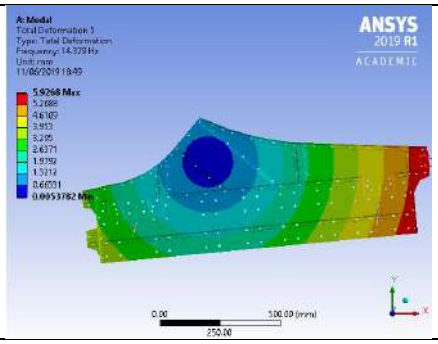
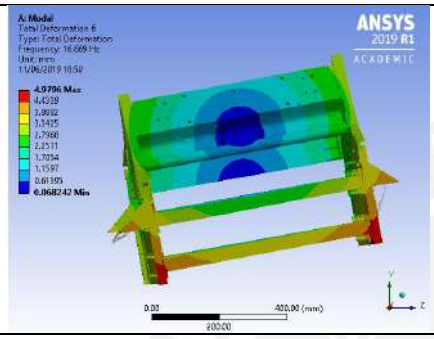
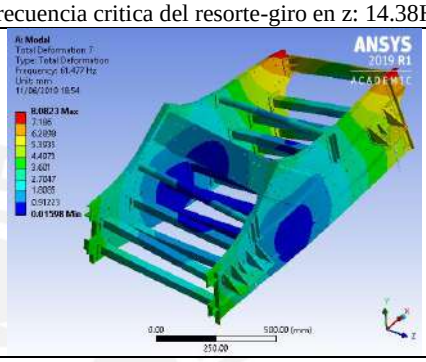
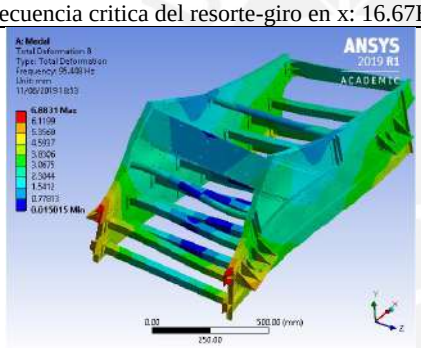
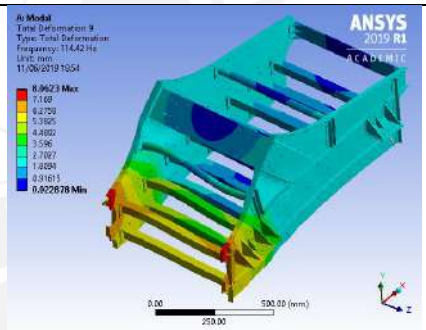
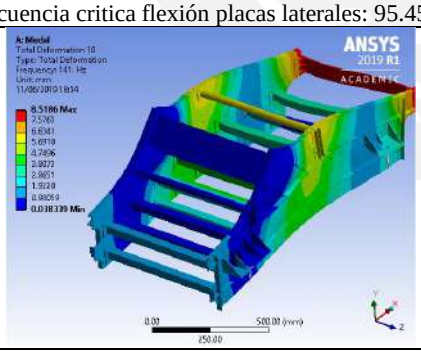
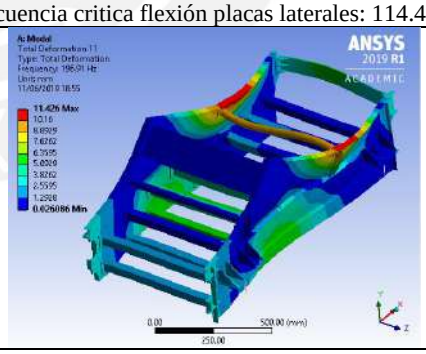
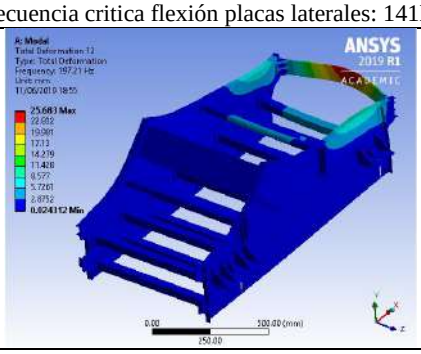
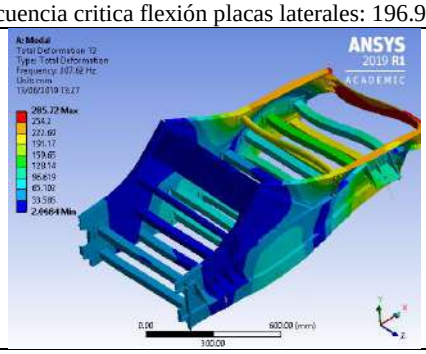
	
Frecuencia critica del resorte-vertical: 11.66Hz	Frecuencia critica del resorte-giro en z: 17.18Hz
	
Frecuencia critica del resorte-giro en x: 19.66Hz	Frecuencia critica torsional: 65.02Hz
	
Frecuencia critica flexión placas laterales: 101.42Hz	Frecuencia critica flexión: 125.07Hz
	
Frecuencia critica flexión: 149.04Hz	Frecuencia critica flexión: 197.67Hz
	
Frecuencia critica flexión: 198.61Hz	Frecuencia critica flexión: 209.39Hz

Tabla A.9.4: Frecuencias y modos de la masa vibrante

	
Frecuencia critica del resorte-vertical: 8.45Hz	Frecuencia critica del resorte-giro en z: 14.38Hz
	
Frecuencia critica del resorte-giro en x: 16.67Hz	Frecuencia critica torsional: 61.48Hz
	
Frecuencia critica flexión placas laterales: 95.45Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 114.42Hz
	
Frecuencia critica flexión placas laterales: 141Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 196.91Hz
	
Frecuencia critica flexión placas laterales: 197.21Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 207.62Hz

A.9.3 Análisis dinámico del modelo a escala con 6 GDL

Se propone adicionalmente, un sistema más cercano a la realidad de 6GDL, Figura A.9.4, en el cual se consideran las rigideces verticales y horizontales en cada uno de los cuatro resortes.

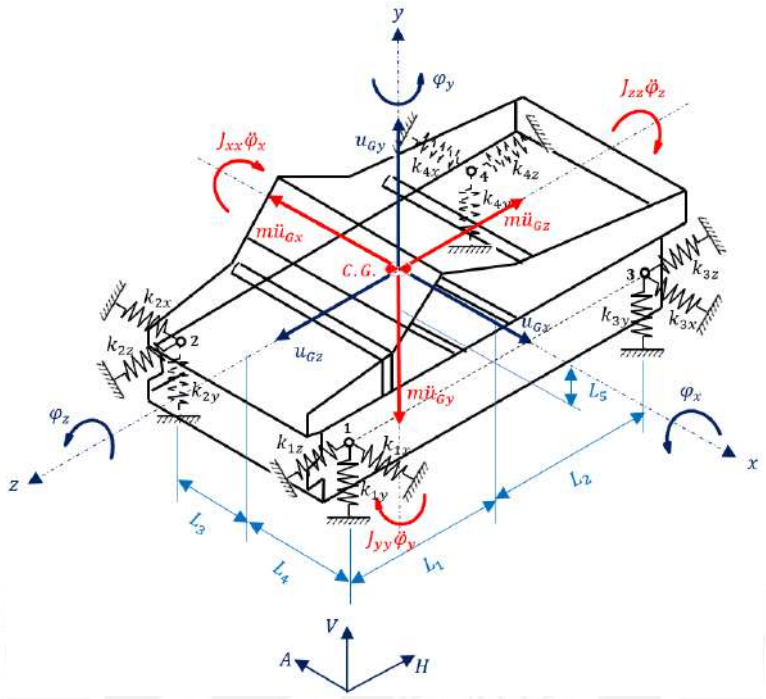


Figura A.9.4: Modelo discreto del módulo a escala de la zaranda con 6GDL

Las rigideces horizontales de los resortes se extraen del catálogo del fabricante [MASON, 2008], el cual muestra un rango de relaciones entre k_x/k_y, según el tamaño de los resortes, mediante una gráfica de la variación de esta relación de rigideces en función de las dimensiones del resorte y la deflexión debido al peso del equipo, como se ve en la Figura A.9.5. Con la masa vibrante $m_v = 204.8kg = 2009.088N$, se puede determinar una deflexión estática δ_{st} aproximada de los cuatro resortes con $\delta_{st} = 2009088/2 * (119093.4 + 178149.6) = 3.38 * 10^{-3}m$, la altura libre del resorte h_o, se obtiene de catálogo, estos datos se resumen en la Tabla A.9.5.

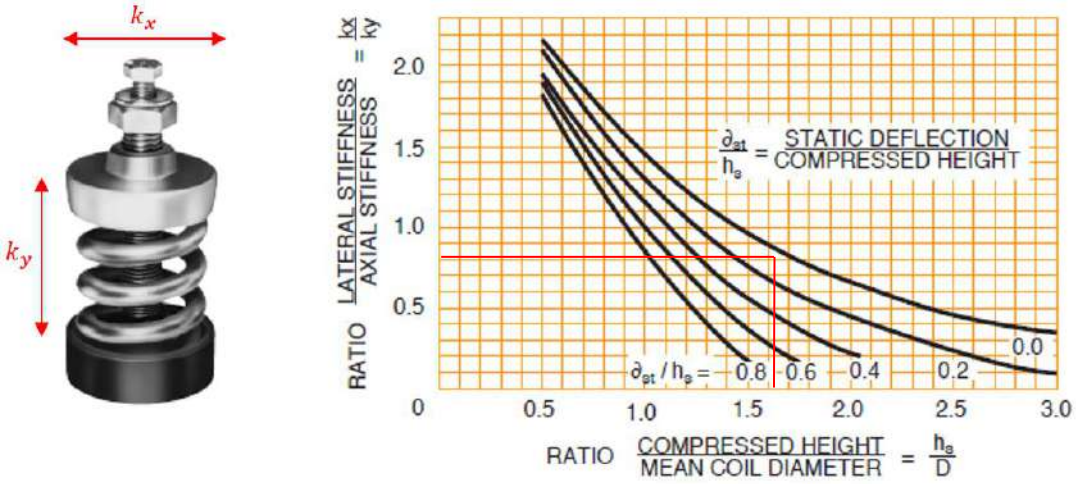


Figura A.9.5: Relación de rigideces vertical k_y y horizontal k_x

Con las relaciones $\delta_{st}/h_s = 0.034$ y $h_s/D = 1.64$, se obtiene la relación k_x/k_y, Tabla A.9.5:

Tabla A.9.5: Parámetros de los resortes helicoidales

Resorte	h_o [mm]	δ_{st} [mm]	h_s [mm]	D [mm]	k_y [N/m]	k_x/k_y	k_x=k_z [N/m]
SLFH-B-750	102	3.38	98.62	60	119093.4	0.81	96465.65
SLFH-B-1000	102	3.38	98.62	60	178149.6	0.81	144301.18

a. Relaciones cinemáticas

Las relaciones cinemáticas para los cuatro resortes en los ejes x, y y z serán:

$$
\begin{aligned}
u_1 &= \left(u_{Gx} + L_1\varphi_y - L_5\varphi_z\right)_x + \left(u_{Gy} + L_4\varphi_z - L_1\varphi_x\right)_y + \left(u_{Gz} + L_5\varphi_x - L_4\varphi_y\right)_z \\
u_2 &= \left(u_{Gx} + L_1\varphi_y - L_5\varphi_z\right)_x + \left(u_{Gy} - L_3\varphi_z - L_1\varphi_x\right)_y + \left(u_{Gz} + L_5\varphi_x + L_3\varphi_y\right)_z \\
u_3 &= \left(u_{Gx} - L_2\varphi_y - L_5\varphi_z\right)_x + \left(u_{Gy} + L_4\varphi_z + L_2\varphi_x\right)_y + \left(u_{Gz} + L_5\varphi_x - L_4\varphi_y\right)_z \qquad \text{(A9.27)} \\
u_4 &= \left(u_{Gx} - L_2\varphi_y - L_5\varphi_z\right)_x + \left(u_{Gy} - L_3\varphi_z + L_2\varphi_x\right)_y + \left(u_{Gz} + L_5\varphi_x + L_3\varphi_y\right)_z
\end{aligned}
$$

b. Formulación de Lagrange

La energía cinética se aplica para los ejes x, y y z:

$$T = \frac{1}{2}M\left(\dot{u}_{Gx}^2 + \dot{u}_{Gy}^2 + \dot{u}_{Gz}^2\right) + \frac{1}{2}\left(J_{xx}\dot{\varphi}_x^2 + J_{yy}\dot{\varphi}_y^2 + J_{zz}\dot{\varphi}_z^2\right) \tag{A9.28}$$

De manera similar la energía potencial para cada resorte en los ejes x, y y z:

$$V = \frac{1}{2}\Big[\sum k_x\left(u_{Gx} + \varphi_y L_{1,2} - \varphi_z L_5\right)^2 + \sum k_y\left(u_{Gy} - \varphi_x L_{3,4} + \varphi_z L_{1,2}\right)^2 + \sum k_z\left(u_{Gz} + \varphi_x L_5 - \varphi_y L_{3,4}\right)^2\Big] \tag{A9.29}$$

La matriz de masa principal, con masa vibrante $M = 204.8kg$, inercias en los ejes x, y y z respectivamente $J_{xx} = 18.337kg.m^2$, $J_{yy} = 30.698kg.m^2$ y $J_{zz} = 26.69kg.m^2$, para el modelo discreto de 6GDL.

$$\mathbb{M} = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zz} \end{bmatrix} \tag{A9.30}$$

Y sus respectivos valores:

$$\mathbb{M} = \begin{bmatrix} 204.8kg & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 204.8kg & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 204.8kg & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 18.337kg.m^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 30.698kg.m^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 26.69kg.m^2 \end{bmatrix}$$

La matriz de rigidez principal para el modelo discreto de 6GDL, considerando $k_{12x} = k_{12z}$, $k_{34x} = k_{34z}$ y $L_3 = L_4 = L_{34}$:

$$\mathbb{K}_{6x6} = \begin{bmatrix} 2(k_{12x}+k_{34x}) & 0 & 0 & 0 & 2(L_1k_{12x}-L_2k_{34x}) & -2L_5(k_{12x}+k_{34x}) \\ 0 & 2(k_{12y}+k_{34y}) & 0 & -2(L_1k_{12y}-L_2k_{34y}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2(k_{12z}+k_{34z}) & 2L_5(k_{12z}+k_{34z}) & 0 & 0 \\ 0 & -2(L_1k_{12y}-L_2k_{34y}) & 2L_5(k_{12z}+k_{34z}) & 2[L_1^2k_{12y}+L_2^2k_{34y}+L_5^2(k_{12z}+k_{34z})] & 0 & 0 \\ 2(L_1k_{12x}-L_2k_{34x}) & 0 & 0 & 0 & 2[L_1^2k_{12x}+L_2^2k_{34x}+L_{34}^2(k_{12z}+k_{34z})] & -2L_5(L_1k_{12x}-L_2k_{34x}) \\ -2L_5(k_{12x}+k_{34x}) & 0 & 0 & 0 & -2L_5(L_1k_{12x}-L_2k_{34x}) & 2[L_5^2(k_{12x}+k_{34x})+L_{34}^2(k_{12y}+k_{34y})] \end{bmatrix} \quad \text{(A9.31)}$$

$$\mathbb{K}_{6x6} = \begin{bmatrix} 481533.66 & 0 & 0 & 0 & -21911.585 & -100399.77 \\ 0 & 594486 & 0 & 27051.35 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 481533.66 & 100399.77 & 0 & 0 \\ 0 & 27051.35 & 100399.77 & 166522.48 & 0 & 0 \\ -21911.585 & 0 & 0 & 0 & 186548.75 & 4568.6 \\ -100399.77 & 0 & 0 & 0 & 4568.6 & 105651.32 \end{bmatrix}$$

Se realiza un cambio de variable: $\omega^2 = \lambda$, y con $|\mathbb{K} - \lambda\mathbb{M}| = 0$:

$$\begin{bmatrix} 481533.66-204.8\lambda & 0 & 0 & 0 & -21911.585 & -100399.77 \\ 0 & 594486-204.8\lambda & 0 & 27051.35 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 481533.66-204.8\lambda & 100399.77 & 0 & 0 \\ 0 & 27051.35 & 100399.77 & 166522.48-18.34\lambda & 0 & 0 \\ -21911.585 & 0 & 0 & 0 & 186548.75-30.7\lambda & 4568.6 \\ -100399.77 & 0 & 0 & 0 & 4568.6 & 105651.32-26.69\lambda \end{bmatrix} = 0$$

Se obtiene el polinomio característico de sexto grado:

$$\begin{aligned}\lambda^6 - 26719.95\lambda^5 + 274894523.63\lambda^4 - 1393680699781.61\lambda^3 \\ + 3672563204148030\lambda^2 - 478508717119462 * 10^4\lambda \\ + 242326363695925 * 10^7\lambda^6 = 0\end{aligned} \tag{A9.32}$$

De donde se obtiene las frecuencias naturales:

$$\begin{aligned}\lambda_1 = 1571.12 \rightarrow \omega_1 = 39.64\, rad/seg \rightarrow f_1 = 6.31Hz \\ \lambda_2 = 1962.84 \rightarrow \omega_2 = 44.3\, rad/seg \rightarrow f_2 = 7.05Hz \\ \lambda_3 = 2885.4 \rightarrow \omega_3 = 53.72\, rad/seg \rightarrow f_3 = 8.55Hz \\ \lambda_4 = 4678.78 \rightarrow \omega_4 = 68.4\, rad/seg \rightarrow f_4 = 10.9Hz \\ \lambda_5 = 6136.31 \rightarrow \omega_5 = 78.33\, rad/seg \rightarrow f_5 = 12.47Hz \\ \lambda_6 = 9485.5 \rightarrow \omega_6 = 97.39\, rad/seg \rightarrow f_6 = 15.5Hz\end{aligned} \tag{A9.33}$$

A.9.4 Modelo computacional con rigideces horizontal y vertical

En el modelo computacional se agrega rigideces adicionales en las coordenadas x y z, en cada soporte, Figura A.9.6.

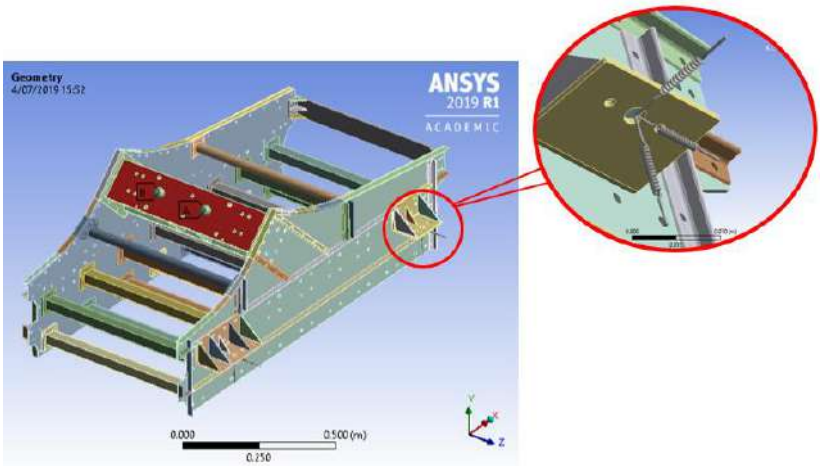
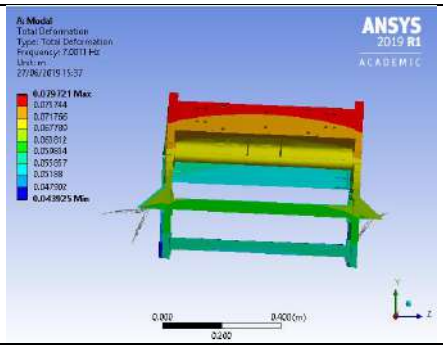
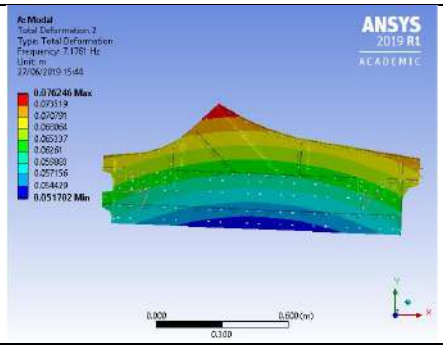
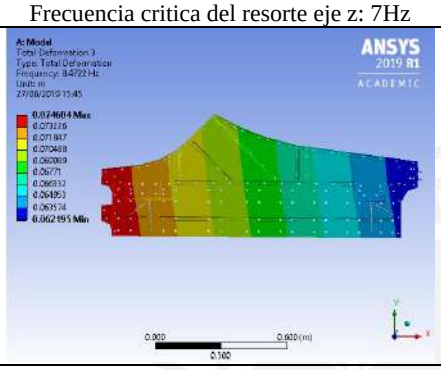
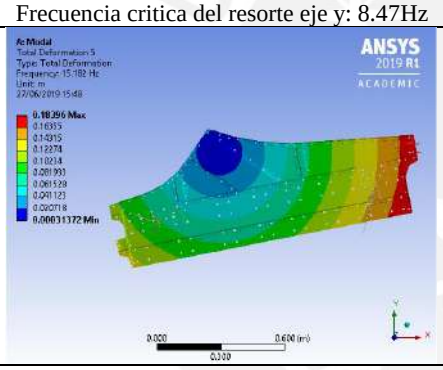
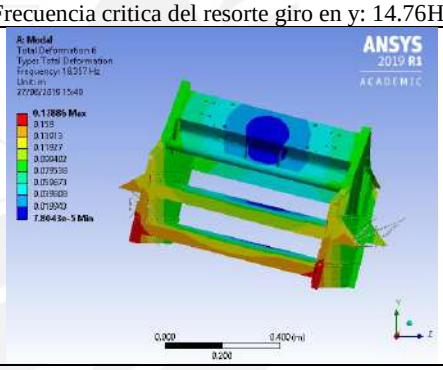
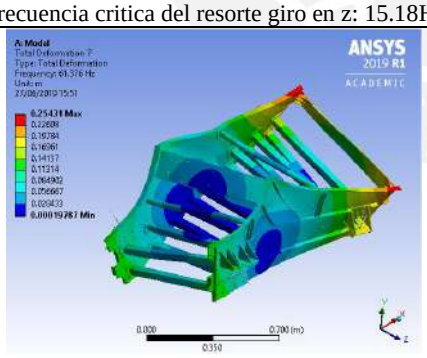
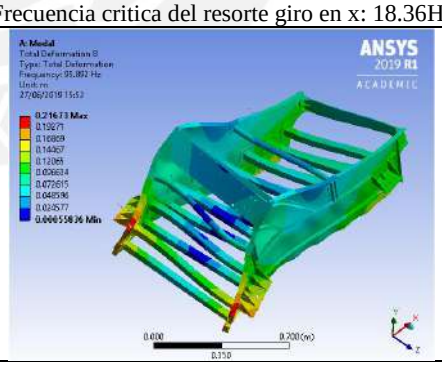


Figura A.9.6: Modelo computacional con rigideces en x y z

En la Tabla A.9.6, se muestran las ocho primeras frecuencias naturales y modos de vibración correspondientes al modelo de la Figura A.9.6.

Tabla A.9.6: Frecuencias y modos de la masa vibrante con tres rigideces por resorte

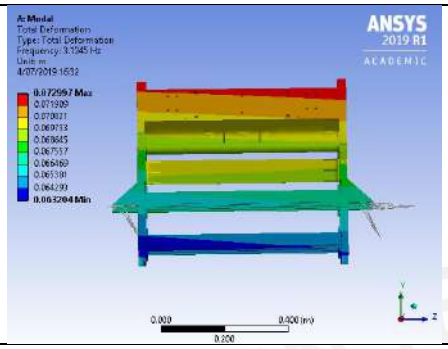
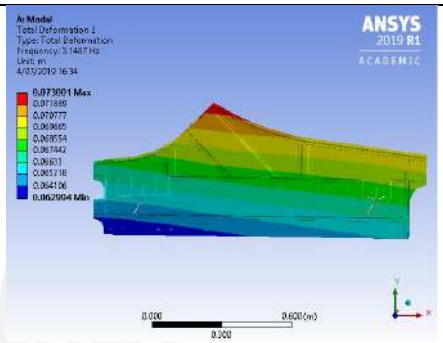
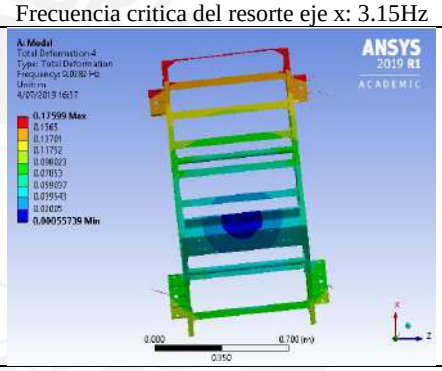
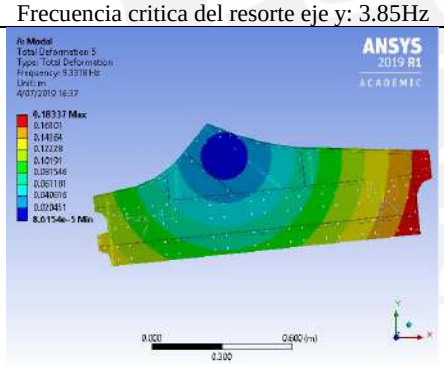
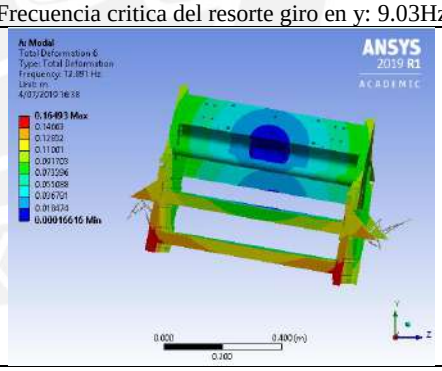
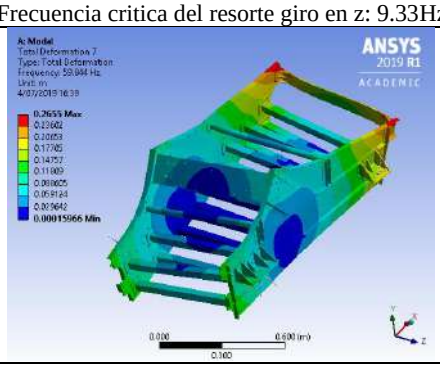
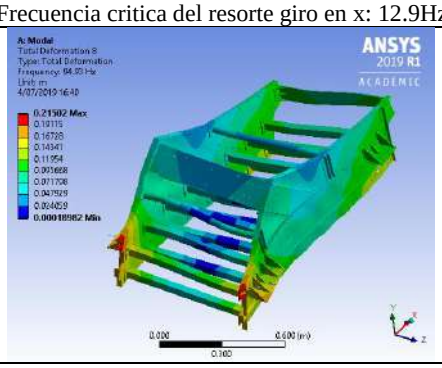
	
Frecuencia critica del resorte eje z: 7Hz	Frecuencia critica del resorte eje x: 7.2Hz
	
Frecuencia critica del resorte eje y: 8.47Hz	Frecuencia critica del resorte giro en y: 14.76Hz
	
Frecuencia critica del resorte giro en z: 15.18Hz	Frecuencia critica del resorte giro en x: 18.36Hz
	
Frecuencia critica torsional: 61.4Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 95.9Hz

A.9.5 Modelo computacional con aislador oscilante ROSTA

Por último en la Tabla A.9.7, se muestra las frecuencias naturales y modos de vibración usando como soportes los aisladores oscilantes ROSTA, se nota frecuencias en “modo rígido”, más pequeñas que las del apartado anterior, esto era de esperarse debido a la

reducción en la rigidez de estos soportes. Por otro lado las frecuencias en “modo flexible” no sufren variación significativa.

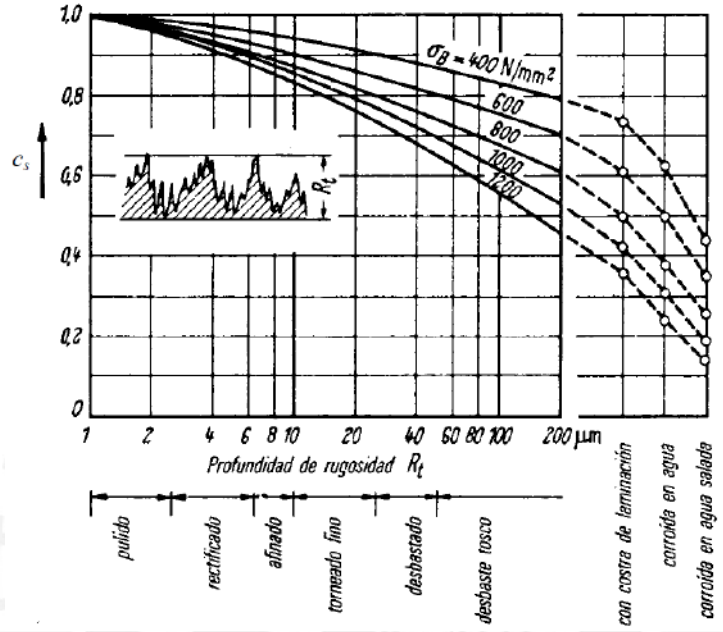
Tabla A.9.7: Frecuencias y modos de la masa vibrante con aislador oscilante ROSTA

	
Frecuencia critica del resorte eje z: 3.13Hz	Frecuencia critica del resorte eje x: 3.15Hz
	
Frecuencia critica del resorte eje y: 3.85Hz	Frecuencia critica del resorte giro en y: 9.03Hz
	
Frecuencia critica del resorte giro en z: 9.33Hz	Frecuencia critica del resorte giro en x: 12.9Hz
	
Frecuencia critica torsional: 59.8Hz	Frecuencia critica flexión placas laterales: 94.9Hz

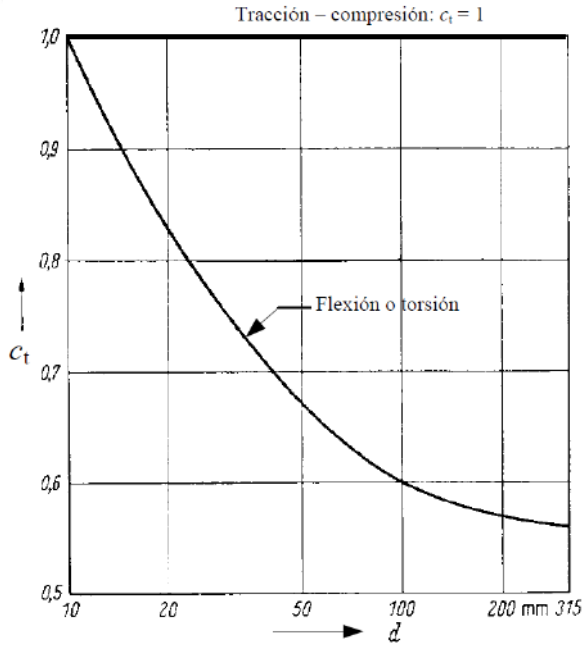
ANEXO A.10

Factores que modifican la resistencia a la fatiga y factores de concentración de esfuerzos

- Factor de superficie C_s



Factor de tamaño C_t



Factor de temperatura C_{temp}

T (°C)	c_{temp}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

[Ref.: Joseph Shigley & Larry Mitchell: Diseño en Ingeniería Mecánica]

Factor de carga C_{carga}

Tipo de carga	c_{carg}
Flexión	1,0
Axial	0,85
Torsión	1,00

[Ref.: Ch. Lipson & R. Juvinall: Handbook of Stress and Strength]

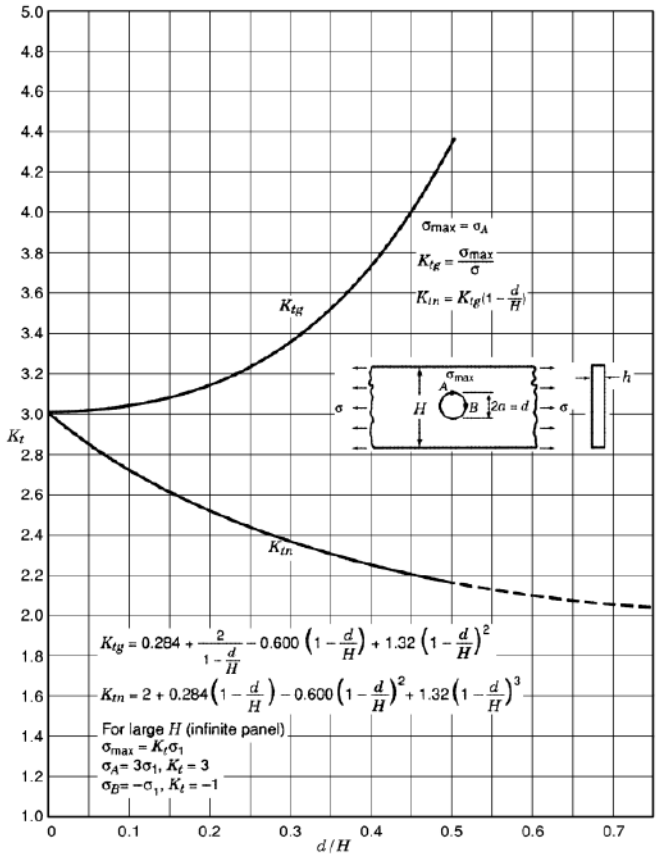
$c_{carg} = 0.58$ (carga cortante) [Ref: Elementos de máquina – Hamrock]

Factor de confiabilidad C_c

Confiabilidad R	c_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

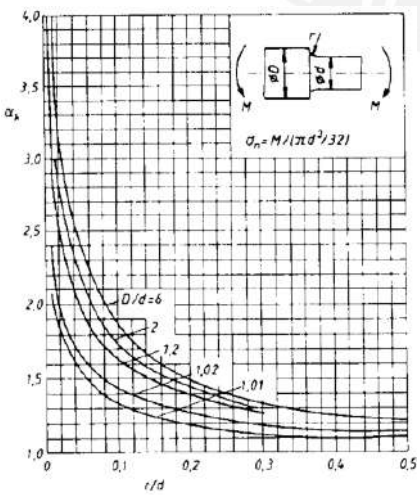
Ref.: Joseph Shigley & Larry Mitchell: Diseño en Ingeniería Mecánica

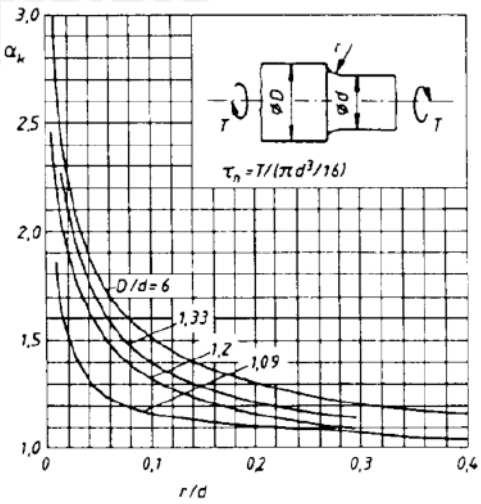
Factor de concentración de esfuerzo para tensión con agujero



Fuente: Peterson´s Stress Concentration factors 2da Ed. – Walter D. Pilkey

Factores de concentración de esfuerzos teórico α, para flexión y torsión



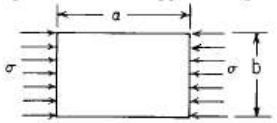


ANEXO A.11

Fórmulas de estabilidad de placas [YOUNG, 2002]

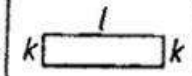
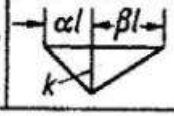
TABLE 15.2 Formulas for elastic stability of plates and shells

NOTATION: E = modulus of elasticity; ν = Poisson's ratio; and t = thickness for all plates and shells. All angles are in radians. Compression is positive; tension is negative. For the plates, the smaller width should be greater than 10 times the thickness unless otherwise specified.

Form of plate or shell and manner of loading	Manner of support	Formulas for critical unit compressive stress σ', unit shear stress τ', load P', bending moment M', or unit external pressure q' at which elastic buckling occurs
1. Rectangular plate under equal uniform compression on two opposite edges b 	1a. All edges simply supported	$\sigma' = K\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2$ Here K depends on ratio $\frac{a}{b}$ and may be found from the following table: $\frac{a}{b}$: 0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.4, 2.7, 3.0, ∞ K: 22.2, 10.9, 6.92, 4.23, 3.45, 3.29, 3.40, 3.68, 3.45, 3.32, 3.29, 3.32, 3.40, 3.32, 3.29, 3.29 (For unequal end compressions, see Ref. 33) (Refs. 1, 6)
	1b. All edges clamped	$\sigma' = K\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2$ $\frac{a}{b}$: 1, 2, 3, ∞ K: 7.7, 6.7, 6.4, 5.73 (Refs. 1, 6, 7)
	1c. Edges b simply supported, edges a clamped	$\sigma' = K\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2$ $\frac{a}{b}$: 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.1, ∞ K: 7.76, 6.32, 5.80, 5.76, 6.00, 6.32, 5.80, 5.76, 6.00, 5.80, 5.76, 5.73 (Refs. 1, 6)
	1d. Edges b simply supported, one edge a simply supported, other edge a free	$\sigma' = K\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2$ $\frac{a}{b}$: 0.5, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.5, 3.0, 4.0, 5.0 K: 3.62, 1.18, 0.934, 0.784, 0.687, 0.622, 0.574, 0.502, 0.464, 0.425, 0.416 (Ref. 1)
	1e. Edges b simply supported, one edge a clamped, other edge a free	$\sigma' = K\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{b}\right)^2$ $\frac{a}{b}$: 1, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9, 2.0, 2.2, 2.4 K: 1.40, 1.28, 1.21, 1.16, 1.12, 1.10, 1.09, 1.09, 1.10, 1.12, 1.14, 1.19, 1.21 (Ref. 1)

ANEXO A.12

Tabla de integración para determinar la matriz de flexibilidad

$\bar{M}$		M								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
						quadratische Parabel	quadratische Parabel	quadratische Parabel	quadratische Parabel	quadratische Parabel
a		lik	$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{2}l(i_1+i_2)k$	$\frac{2}{3}lik$	$\frac{2}{3}lik$	$\frac{2}{3}lik$	$\frac{1}{3}lik$	$\frac{1}{3}lik$
b		$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{3}lik$	$\frac{1}{6}lik$	$\frac{1}{6}l(i_1+2i_2)k$	$\frac{1}{3}lik$	$\frac{5}{12}lik$	$\frac{1}{4}lik$	$\frac{1}{4}lik$	$\frac{1}{12}lik$
c		$\frac{1}{2}li(k_1+k_2)$	$\frac{1}{6}li(k_1+2k_2)$	$\frac{1}{6}li(2k_1+k_2)$	$\frac{1}{6}l[i_1(2k_1+k_2)+i_2(k_1+2k_2)]$	$\frac{1}{3}li(k_1+k_2)$	$\frac{1}{12}li(3k_1+5k_2)$	$\frac{1}{12}li(5k_1+3k_2)$	$\frac{1}{12}li(k_1+3k_2)$	$\frac{1}{12}li(3k_1+k_2)$
d		$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{6}l(1+\alpha)ik$	$\frac{1}{6}l(1+\beta)ik$	$\frac{1}{6}lk[(1+\beta)i_1+(1+\alpha)i_2]$	$\frac{1}{3}l(1+\alpha\beta)ik$	$\frac{1}{12}l(5-\beta-\beta^2)ik$	$\frac{1}{12}l(5-\alpha-\alpha^2)ik$	$\frac{1}{12}l(1+\alpha+\alpha^2)ik$	$\frac{1}{12}l(1+\beta+\beta^2)ik$

ANEXO A.13: Tablas de diseño de uniones soldadas

A.13.1: Factor de carga estática ν

TIPO DE UNIÓN	ESFUERZO	v
A tope	Tracción	1,0
	Compresión	1,0
	Flexión	1,0
	Corte	0,8
En ángulo	Todos	0,8

A.13.2: Factor de calidad de la unión ν2

CALIDAD	v_2
I	1,0
II	0,8
III	0,5

Guía para determinar la calidad de uniones soldadas (DIN 1912)

		Calidad		
		I	II	III
Material	Garantizado para soldar	•	•	•
Preparación	Dirigida por especialista	•	•	•
	Vigilada	•	•	
Método de soldadura	Seleccionado de acuerdo con las propiedades del material, el espesor de las las piezas y las cargas de la unión soldada.	•	•	•
Material de aporte	Seleccionado de acuerdo al material base	•	•	•
	Selección verificada y garantizada.	•	•	
Personal	Soldador calificado con supervisión en su Trabajo	•	•	
Verificación	Comprobación de ausencia de fallas (ultrasonido, rayos x, etc.)	•		

A.13.3: Factor según material base β_w

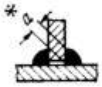
$\sigma_B = 400N/mm^2$

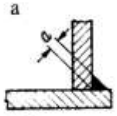
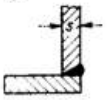
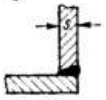
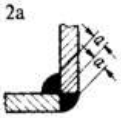
Acero *	σ_F (N/mm²)	σ_B (N/mm²)	β_w
S235	235	360	0,80
S275	275	430	0,85
S355	355	520	0,90
S420	420	540	1,0
S460	460	570	1,0

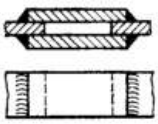
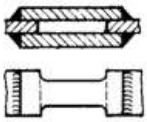
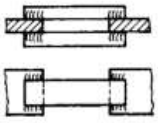
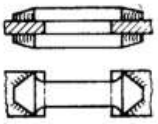
Fuente: Notas del curso de Diseño de Uniones Soldadas 2018-2/ Kurt F. Paulsen Moscoso

A.13.4: Factor de forma o factor de concentración de esfuerzos efectivo (ν1)

Unión a tope	Denominación	Chapa entera	Cordón en V	Cordón en V, raíz soldada	Cordón en V mecanizado	Cordón en X	Cordón oblicuo en V
	Representación del cordón						
	ν_1 Tracción-compresión	1	0,5	0,7	0,92	0,7	0,8
	Flexión	1,2	0,6	0,84	1,1	0,84	0,98
	Cortadura	0,8	0,42	0,56	0,73	0,56	0,65

Unión en T	Denominación	Doble cordón (en ángulo) abombado	plano	cóncavo	Cordón (en ángulo) plano	Cordón HV raíz soldada con cordón en ángulo	Cordón K con dolbe cordón en ángulo	Cordón en X
	Espesor del cordón	2a	2a	2a	a	s	s	s
	Representación del cordón							
	ν_1 Tracción-compresión	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56	0,7
	Flexión	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8	0,84
	Cortadura	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45	0,56

Unión esquinada	Denominación	Cordón (en ángulo) plano	Doble cordón (en ángulo) plano	Cordón esquinado a tope		Cordón esquinado en X
	Espesor del cordón	a	2a	s	s	2a
	Representación del cordón					
	ν_1 Tracción-compresión	0,22	0,3	0,45	0,6	0,35
	Flexión	0,11	0,6	0,55	0,75	0,7
	Cortadura	0,22	0,3	0,37	0,5	0,35

Unión con cubrejuntas	Unión con cubrejuntas con:	Cordón (en ángulo) frontal		Cordón (en ángulo) en los flancos	
	Espesor del cordón	2a	2a	2a	2a
	Representación del cordón				
	ν_1 Tracción	0,22	0,25	0,25	0,48

* también para 

Ref. G. Niemann

ANEXO A.14: Factores de ajuste α_A, Asentamiento δ_A y propiedades mecánicas de tornillos

A.14.1: Extracto de valores recomendados para el factor de ajuste α_A (VDI 2230)

Factor de ajuste α_A	Desviación $\frac{\triangle F_M}{2*F_{Mm}}\%$	Método de ajuste	Procesos de ajuste
1,4 a 1,6	$\pm 17\ a\ \pm 23$	Ajuste con momento de torsión controlado con torquimetro, llave con señal indicadora o entornillador de precisión con medidor dinámico del momento de torsión.	De acuerdo a la práctica se determina el momento nominal de ajuste con las partes originales de la unión atornillada, por ejemplo a través de medición de la deformación del tornillo.

A.14.2: Valores recomendados para el asentamiento (VDI 2230)

Altura promedio de la rugosidad R_z (µm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as}. Por par de superficies. (µm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

Rz: promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de las cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

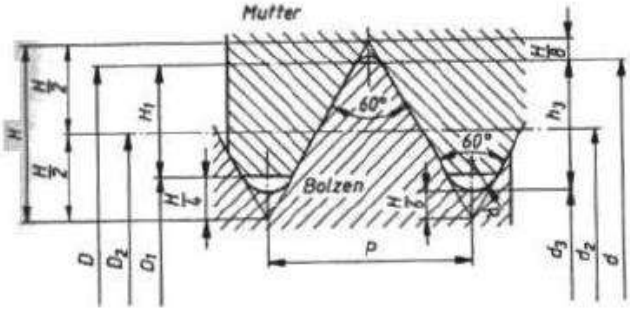
A.14.3: Propiedades mecánicas de tornillos (ISO 898)

Clase	σ_B(N/mm^2)		σ_F (N/mm^2)		$\sigma_{0,2}$ (N/mm^2)	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
3.6	300	330	180	190	-	-
4.6	400	400	240	240	-	-
4.8	400	420	320	340	-	-
5.6	500	500	300	300	-	-
5.8	500	520	400	420	-	-
6.8	600	600	480	480	-	-
8.8[1]	800	800	-	-	640	640
8.8[2]	800	830	-	-	640	660
10.9	1000	1040	-	-	900	940
12.9	1200	1220	-	-	1080	1100

[1)] Hasta los tornillos M16, [2)] Tornillos mayores a M16.

Fuente: Notas del curso de Diseño de Uniones Atornilladas 2017-2/ Kurt F. Paulsen Moscoso

A.14.4: Características geométricas del perfil de rosca en V (DIN 13)



$$H = 0{,}86603\,P$$
$$h_3 = 0{,}61343\,P$$
$$H_1 = 0{,}54127\,P$$
$$R = \frac{H}{6} = 0{,}14434\,P$$

Maße in mm

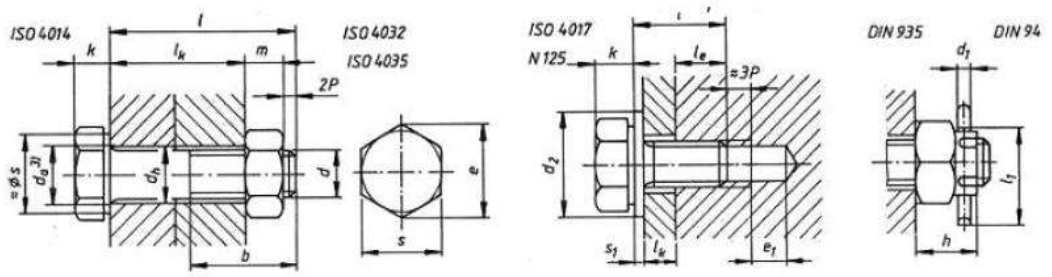
Gewinde-Nenndurchmesser $d = D$		Steigung	Flankendurchmesser	Kerndurchmesser		Gewindetiefe		Spannungsquerschnitt [1] A_s	Kernquerschnitt [1] A_3	Steigungswinkel [1] φ
Reihe 1	Reihe 2	P	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	h_3	H_1	mm²	mm²	Grad
1		0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,460	0,377	5,43
1,2		0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,732	0,626	4,38
1,6		0,35	1,373	1,170	1,221	0,215	0,189	1,27	1,075	4,64
2		0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	2,07	1,788	4,19
2,5		0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	3,39	2,980	3,71
3		0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	5,03	4,475	3,41
	3,5	0,6	3,110	2,765	2,850	0,368	0,325	6,78	6,000	3,51
4		0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	8,78	7,749	3,60
	4,5	0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	11,3	10,07	3,41
5		0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	14,2	12,69	3,25
6		1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	20,1	17,89	3,41
8		1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	36,6	32,84	3,17
	(9)	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	48,1	43,78	2,78
10		1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	58,0	52,30	3,03
	(11)	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	72,3	65,90	2,73
12		1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	84,3	76,25	2,94
	14	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	115	104,7	2,87
16		2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	157	144,1	2,48
	18	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	193	175,1	2,78
20		2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	245	225,2	2,48
	22	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	303	281,5	2,24
24		3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	353	324,3	2,48
	27	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	459	427,1	2,18
30		3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	561	519,0	2,30
	33	3,5	30,727	28.706	29,211	2,147	1,894	694	647,2	2,08
36		4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	817	759,3	2,19
	39	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	976	913,0	2,00
42		4,5	39,077	36,479	37,129	2,760	2,436	1121	1045	2,10
	45	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	1306	1224	1,95
48		5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	1473	1377	2,04
	52	5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	1758	1652	1,87
56		5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	2030	1905	1,91
	60	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	2362	2227	1,78
64		6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248	2676	2520	1,82
	68	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248	3055	2888	1,71

Fuente: Notas del curso de Diseño de Uniones Atornilladas 2017-2/ Kurt F. Paulsen Moscoso

A.14.5: Coeficiente de fricción entre filetes /Coeficiente de fricción entre tuerca (o cabeza de tornillo) y placa.

Clase	Rango para los coeficientes de fricción	Ejemplos típicos	
		Material / superficie	Lubricantes
A	0,04 a 0,10	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado,	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
B	0,08 a 0,16	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado.	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Galvanizado en caliente	MoS, grafito
		Recubrimientos orgánicos	Con lubricante sólido integrado
		Acero austenítico	Lubricante sólido
C	0,14 a 0,24	Acero austenítico	Cera en pasta
		Brillo metálico. Fosfatado	Estado de entrega (ligeramente aceitado)
		Galvanizado	Ninguno
D	0,20 a 0,35	Acero austenítico	Aceite
		Galvanizado o galvanizado en caliente	Ninguno
E	≥ 0,30	Galvanizado	Ninguno

A.14.6: Dimensiones de tornillos de cabeza hexagonal



Dimensiones en mm

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ISO DIN EN DIN	272, 4014, 4032 u.a. 24014 , 24032 u.a. 475		4014 24014	4014 24014	4017 24017	4014 24014	4014 24014	4032 24032	4035 24035	935	94	125	
						$l \leq 125$ mm	$l > 125$ bis 200						
d	s	e	k	l 1)	l 1)	b	b	m 2)	m	h	$d_1 \times l_1$	d_2	s_1
M3	5,5	6,01	2	20 ... 30	6 ... 30	12	–	2,4	1,8	–	–	7	0,5
M4	7	7,66	2,8	25 ... 40	8 ... 40	14	–	3,2	2,2	5	1 × 10	9	0,8
M5	8	8,79	3,5	25 ... 50	10 ... 50	16	–	4,7	2,7	6	1,2 × 12	10	1
M6	10	11,05	4	30 ... 60	12 ... 60	18	–	5,2	3,2	7,5	1,6 × 14	12	1,6
M8	13	14,38	5,3	40 ... 80	16 ... 80	22	–	6,8	4	9,5	2 × 16	16	1,6
M10	16	17,77	6,4	45 ... 100	20 ... 100	26	–	8,4	5	12	2,5 × 20	20	2
M12	18	20,03	7,5	50 ... 120	25 ... 120	30	–	10,8	6	15	3,2 × 22	24	2,5
M14	21	23,38	8,8	60 ... 140	30 ... 140	34	40	12,8	7	16	3,2 × 25	28	2,5
M16	24	26,75	10	65 ... 160	30 ... 200	38	44	14,8	8	19	4 × 28	30	3
M20	30	33,53	12,5	80... 200	40 ... 200	46	52	18	10	22	4 × 36	37	3
M24	36	39,98	15	90 ... 240	50 ... 200	54	60	21,5	12	27	5 × 40	44	4
M30	46	51,28	18,7	110... 300	60 ... 200	66	72	25,6	15	33	6,3 × 50	56	4
M36	55	61,31	22,5	140 ... 360	70 ... 200	–	84	31	18	38	6,3 × 63	66	5

1) l: ... 6 8 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 ... 500.

2) DIN EN 24033 mit $m/d = 1$.

Fuente: Notas del curso de Diseño de Uniones Atornilladas 2017-2/ Kurt F. Paulsen Moscoso

ANEXO A.15

Motovibrador Atlas Copco

IDEAL FOR STEEL FORMS

We offer a wide range of vibrators from high-speed pneumatic to normal-frequency electric – all with adjustable centrifugal force.

1. ER electric vibrators

The ER series provides high centrifugal force. To increase flexibility and cost effectiveness, the ER207B, ER407B and ER507B vibrators are mounted on quick-release brackets. This makes them easy to move, so that you don't need as many of them as you otherwise would.

2. EP pneumatic vibrators

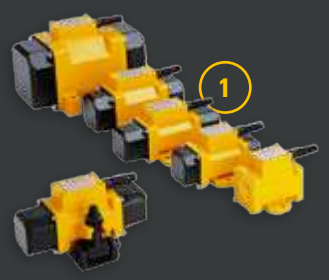
The EP series is suitable for all concrete mixes on civil engineering sites and in precast factories. A single moving part improves the possibility of seamless operation. The integrated noise reducer makes these vibrators very quiet. They too are available with quick-release brackets.

3. Adjustable centrifugal force

You have the flexibility to adjust as you like to suit the job at hand.

4. Quick-release brackets

You can secure the vibrator and increase flexibility during use with the quick-release brackets.



HIGH SPEED VIBRATORS		ELECTRIC			PNEUMATIC			
		ER207B	ER407B	ER507B	EP121B	EP271B	EP371B	EP601B
Speed	rpm	6,000	6,000	6,000	9,000	9,350	9,350	8,800
Max. centrifugal force	N	7,400	11,000	16,000	8,100	10,350	26,800	31,500
Voltage	V/Hz	42-3-200	42-3-200	42-3-200	-	-	-	-
Intensity	A	12.5	16.5	23.5	-	-	-	-
Air consumption	l/min	10.5	15.5	23.2	1,200	1,200	1,400	1,400
Weight	kg	-	-	-	9.5	10	16.5	18
Bracket attachment		VT2	VT4	VT4	VT2	VT2	VT4	VT4
Part number 42V-3-200 Hz		4812 0509 80	4812 0509 81	4812 0509 82	-	-	-	-
Part number		-	-	-	4812 0509 86	4812 0509 87	4812 0509 88	4812 0509 89
Bracket		4700 1025 69	4700 1019 70	4700 1019 70	4700 1025 69	4700 1025 69	4700 1019 70	4700 1019 70

NORMAL SPEED ELECTRIC VIBRATORS		ER105	ER205	ER305	ER405	ER505	ER605	ER705
Speed	rpm	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
Max. centrifugal force	N	500	1,400	3,000	6,000	8,000	12,000	16,000
Intensity at 230/400V	A	0.16/0.09	0.3/0.18	0.7/0.4	1.8/1.09	2.2/1.3	3.3/1.9	4.2/2.5
Weight	kg	2.7	4.3	11	20	22	44.6	46.8
Part number 230/400V-3-50HZ		4812 0509 10	4812 0509 20	4812 0509 30	4812 0509 40	4812 0509 50	4812 0509 60	4812 0509 70
Bracket		-	-	-	4700 1857 71	4700 1857 71	-	-

Important: More detailed technical specifications are available in the product Safety and Operating Instructions (ID-number: 9800 1199 01 and 9800 1197 01) at www.acprintshop.com

QUICK RELEASE BRACKET	VT2	VT4	ER405/ER505*
Part number	4700 1025 69	4700 1019 70	4700 1857 71

* Quick release bracket for ER405 and ER505

EXTENSION CORDS FOR ER-7B SERIES					
Length	m	5	10	15	20
Part number		4700 1814 13	4700 1814 14	4700 1814 15	4700 1814 16

Cable including male and female plug only for 42 V-3-200 Hz tools.

ANEXO A.16

Motor eléctrico SIEMENS

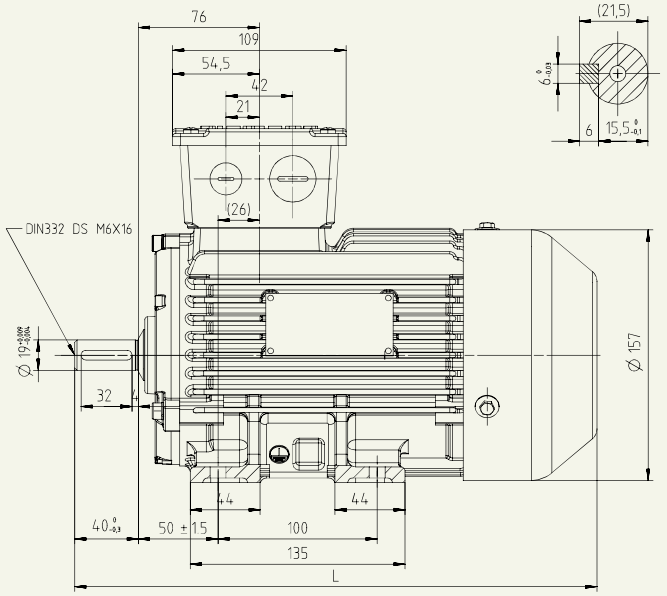
02 Valores eléctricos motores Serie 1LE0142

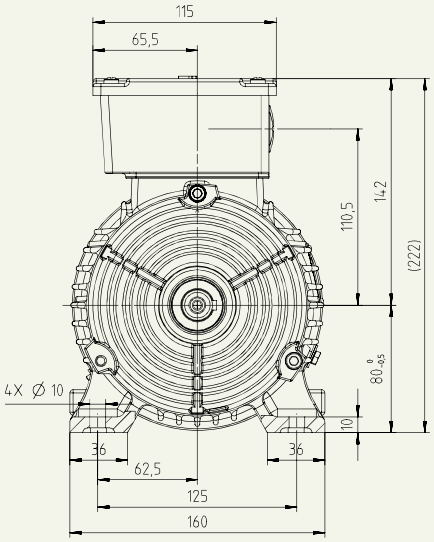
Potencia (HP)	Referencia Motor	Factor de Servicio	Tamaño constructivo		Datos nominales Velocidad (rpm)	Torque (Nm)	Corriente Nominal 220 VDD A	380 VYY A	440 VD A	Factor de Potencia	Eficiencia 100%	Datos de arranque Corriente x Inom	Torque x Tnom	Torque rotor bloqueado x Tn	Rodamientos AS / BS	Peso Neto B3 (kg)
Datos Eléctricos motores serie 1LE0142 IE1 2 polos (3600 rpm)																
1	1LE0142-0DA26-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.440	2,1	3,15	1,82	1,57	0,84	74,0	6,0	2,2	2,8	6204 2RZ C3	13,5
1,5	1LE0142-0DA36-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.435	3,1	4,45	2,60	2,25	0,84	78,5	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3	15,0
2	1LE0142-0DA86-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.460	4,1	5,60	3,25	2,80	0,86	81,0	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3	17,5
3	1LE0142-0EA46-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.480	6,0	8,30	4,80	4,15	0,87	81,5	7,5	2,0	3,1	6205 2RZ C3	20,0
4	1LE0142-0EA86-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.475	8,2	10,60	6,20	5,30	0,87	84,5	7,1	1,8	2,8	6205 2RZ C3	27,0
5	1LE0142-1AA86-4AA4-Z D80	1,15	100	L	3.420	10,3	13,30	7,70	6,70	0,87	84,5	7,5	3,0	2,6	6206 2RZ C3	31,0
7,5	1LE0142-1BA86-4AA4-Z D80	1,15	112	M	3.520	14,9	19,40	11,20	9,70	0,88	86,0	7,5	2,0	2,6	6206 2RZ C3	45,0
10	1LE0142-1CA16-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.515	20,4	25,50	14,70	12,70	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3	55,0
15	1LE0142-1CA86-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.520	29,9	38,00	22,00	19,10	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3	70,0
20	1LE0142-1DA36-4AA4-Z D80	1,15	160	M	3.535	40,5	52,00	30,00	26,00	0,85	88,5	7,4	2,2	3,0	6209 2RZ C3	100,0
25	1LE0142-1DA46-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	49,9	64,00	37,00	32,00	0,86	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3	120,0
30	1LE0142-1DA86-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	59,4	75,00	43,00	37,50	0,88	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3	130,0
40	1LE0142-1EA86-4AA4-Z D80	1,15	180	M	3.535	81,1	98,00	56,00	49,00	0,89	90,2	7,5	2,4	3,0	6210 RZ C3	170,0
50	1LE0142-2AA56-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.555	99,4	122,00	70,00	61,00	0,88	91,5	7,6	2,5	3,0	6212 RZ C3	233,0
60	1LE0142-2AA86-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.550	121,0	144,00	83,00	72,00	0,89	91,7	7,0	2,3	3,0	6212 RZ C3	250,0
75	1LE0142-2BA86-4AA4-Z D80	1,15	225	M	3.555	148,0	179,00	103,00	89,00	0,89	92,4	7,0	2,4	3,1	6213 RZ C3	335,0
100	1LE0142-2CA86-4AA4-Z D80	1,15	250	M	3.570	201,0	235,00	137,00	118,00	0,89	93,0	7,5	2,4	3,1	6215 C3	430,0
125	1LE0142-2DA23-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	241,0	-	-	149,00	0,88	93,0	7,0	2,5	3,0	6317 C3	545,0
150	1LE0142-2DA83-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	294,0	-	-	175,00	0,90	93,0	7,5	3,0	3,3	6317 C3	610,0
200	1LE0142-3AA23-3AA4-Z D80	1,10	315	M	3.580	400,0	-	-	225,00	0,92	94,1	7,6	2,2	2,7	6319 C3	850,0
250	1LE0142-3AA73-3AA4-Z D80	1,15	315	L	3.580	494,0	-	-	285,00	0,92	94,1	8,5	2,8	3,0	6319 C3	1070,0
300	1LE0142-3AA83-3AA4-Z D80	1,10	315	L	3.580	600,0	-	-	340,00	0,92	94,1	9,0	2,1	2,5	6319 C3	1070,0

Potencia (HP)	Referencia Motor	Factor de Servicio	Tamaño constructivo		Datos nominales Velocidad (rpm)	Torque (Nm)	Corriente Nominal 220 VDD A	380 VYY A	440 VD A	Factor de Potencia	Eficiencia 100%	Datos de arranque Corriente x Inom	Torque x Tnom	Torque rotor bloqueado x Tn	Rodamientos AS / BS	Peso Neto B3 (kg)
Datos Eléctricos motores serie 1LE0142 IE1 4 polos (1800 rpm)																
0,75	1LE0142-0DB26-4AA4-Z D80	1,15	80	M	1.735	3,0	2,60	1,49	1,29	0,77	74,0	6,0	2,0	2,7	6204 2RZ C3	14,5
1	1LE0142-0DB36-4AA4-Z D80	1,15	80	M	1.720	4,2	3,30	1,91	1,65	0,77	77,0	6,0	2,0	2,7	6204 2RZ C3	15,0
1,5	1LE0142-0DB86-4AA4-Z D80	1,15	80	M	1.720	6,1	4,85	2,80	2,40	0,77	79,0	6,0	2,0	2,7	6204 2RZ C3	15,5
2	1LE0142-0EB46-4AA4-Z D80	1,15	90	L	1.725	8,3	6,20	3,55	3,10	0,78	81,5	6,5	2,1	2,7	6205 2RZ C3	21,0
3	1LE0142-0EB86-4AA4-Z D80	1,15	90	L	1.735	12,1	8,70	5,10	4,35	0,81	83,0	6,5	2,1	3,0	6205 2RZ C3	27,0
4	1LE0142-1AB56-4AA4-Z D80	1,15	100	L	1.730	16,6	11,10	6,40	5,50	0,83	85,0	7,3	2,5	3,1	6206 2RZ C3	33,0
5	1LE0142-1AB86-4AA4-Z D80	1,15	100	L	1.715	20,6	13,90	8,00	6,90	0,83	85,0	6,8	2,3	3,0	6206 2RZ C3	41,0
7,5	1LE0142-1BB86-4AA4-Z D80	1,15	112	M	1.740	30,2	21,50	12,40	10,70	0,79	87,0	7,0	2,5	3,8	6206 2RZ C3	47,0
10	1LE0142-1CB26-4AA4-Z D80	1,15	132	M	1.750	40,9	27,50	15,80	13,50	0,82	87,5	7,4	2,3	2,9	6208 2RZ C3	66,0
15	1LE0142-1CB86-4AA4-Z D80	1,15	132	M	1.750	60,1	40,50	23,50	20,00	0,82	88,5	7,4	2,3	3,5	6208 2RZ C3	78,0
20	1LE0142-1DB46-4AA4-Z D80	1,15	160	L	1.760	81,4	52,00	30,00	26,00	0,84	89,5	8,0	2,2	2,7	6209 2RZ C3	123,0
25	1LE0142-1DB86-4AA4-Z D80	1,15	160	M	1.760	100,0	64,00	37,50	32,00	0,84	90,5	8,0	2,2	3,8	6209 2RZ C3	108,0
30	1LE0142-1EB46-4AA4-Z D80	1,15	180	L	1.765	119,0	77,00	44,50	38,50	0,84	91,0	8,0	2,2	2,7	6210 RZ C3	169,0
40	1LE0142-1EB86-4AA4-Z D80	1,15	180	L	1.765	162,0	100,00	58,00	50,00	0,85	91,7	8,0	2,2	3,4	6210 RZ C3	190,0
50	1LE0142-2AB86-4AA4-Z D80	1,15	200	L	1.770	200,0	128,00	74,00	64,00	0,83	92,4	7,5	2,7	3,4	6212 RZ C3	250,0
60	1LE0142-2BB26-4AA4-Z D80	1,15	225	M	1.770	243,0	145,00	84,00	73,00	0,87	93,0	7,5	2,4	3,0	6213 RZ C3	310,0
75	1LE0142-2BB86-4AA4-Z D80	1,15	225	M	1.770	297,0	190,00	110,00	95,00	0,83	93,0	7,5	2,4	3,0	6213 RZ C3	350,0
100	1LE0142-2CB86-4AA4-Z D80	1,15	250	M	1.778	403,0	245,00	141,00	122,00	0,86	93,2	7,5	3,0	3,0	6215 C3	450,0
125	1LE0142-2DB23-3AA4-Z D80	1,15	280	M	1.790	480,0	-	-	153,00	0,86	93,2	8,0	2,5	2,8	6317 C3	550,0
150	1LE0142-2DB83-3AA4-Z D80	1,15	280	M	1.785	589,0	-	-	180,00	0,87	93,5	8,0	2,8	2,8	6317 C3	670,0
200	1LE0142-3AB23-3AA4-Z D80	1,10	315	M	1.785	803,0	-	-	240,00	0,87	94,5	7,4	2,4	2,7	6319 C3	870,0
250	1LE0142-3AB63-3AA4-Z D80	1,15	315	L	1.788	989,0	-	-	295,00	0,88	94,5	7,6	2,6	2,8	6319 C3	1060,0
300	1LE0142-3AB73-3AA4-Z D80	1,10	315	L	1.786	1.204,0	-	-	355,00	0,88	94,5	8,0	2,8	2,8	6319 C3	1.070,0

PLANOS DIMENSIONALES

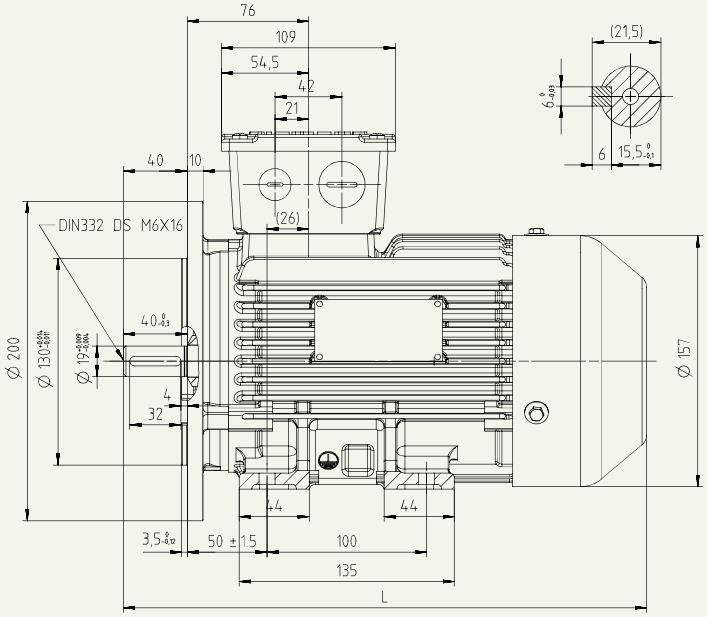
Forma Constructiva IM B3 AH80

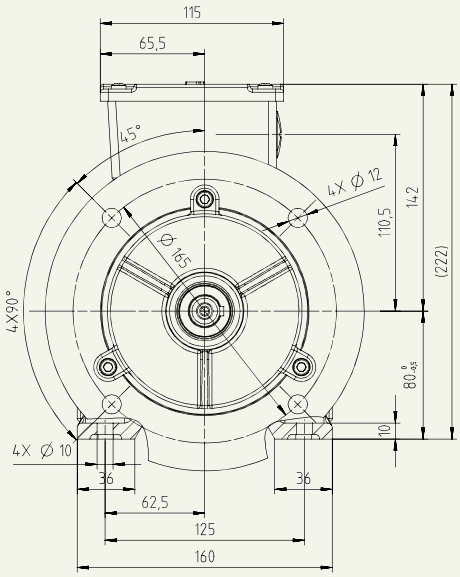




Type	Power(HP)	Poles	L
1LE0142-0DA2	1	2	288
1LE0142-0DA3	1.5		
1LE0142-0DA8	2		328
1LE0142-0DB2	0.75	4	288
1LE0142-0DB3	1		
1LE0142-0DB8	1.5		
1LE0142-0DC3	0.75	6	
1LE0142-0DC8	1		

Forma Constructiva IM B35 AH80





Type	Power(HP)	Poles	L
1LE0142-0DA2	1	2	288
1LE0142-0DA3	1.5		
1LE0142-0DA8	2		328
1LE0142-0DB2	0.75	4	288
1LE0142-0DB3	1		
1LE0142-0DB8	1.5		
1LE0142-0DC3	0.75	6	
1LE0142-0DC8	1		

ANEXO A.17

Tablas de diseño de fajas trapezoidales

Cálculo de la transmisión

Factor de carga c_2

optibelt
Power Transmission

El factor de carga c_2 tiene en cuenta la duración diaria del funcionamiento y el tipo de máquina motriz y de máquina de trabajo. Es de aplicación exclusiva para transmisiones de 2 poleas. No se consideran las otras particularidades tales como transmisiones con rodillos tensores, de guía o inversores. En las páginas 115-117 se indican las correspondientes normas básicas de construcción para accionamientos con más de dos poleas. **No** se han tenido en consideración las condiciones extremas de funcionamiento (por ejemplo, polvo agresivo, temperaturas especialmente altas o la influencia de los diferentes medios). Dado que es prácticamente imposible cubrir todas las combinaciones imaginables entre máquinas motrices / máquinas accionadas / condiciones de funcionamiento en un manual breve, los factores de carga serán solamente **valores orientativos.**

En casos especiales, como por ejemplo, pares de arranque elevados (arranque directo de ventiladores), en accionamientos con alta frecuencia de conmutación, en casos de cargas por golpes excepcionales, o cuando deban acelerarse o frenarse masas importantes, deberá incrementarse el factor de carga. Valor experimental:

Con un par de arranque > 1,8 veces el nominal, deberá dividirse el valor por 1,5 para calcular el factor de carga mínimo c_2. Ejemplo: par de arranque M_A = 3,0; c_2 seleccionado 2,0. En caso de problemas especiales, consulte a nuestros ingenieros del Departamento de técnica aplicada.

Tabla 18

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices: Los motores de corriente alterna y trifásicos con par de arranque normal (hasta 1,8 veces el par nominal), p. ej. motores síncronos y monofásicos con fase auxiliar de arranque, motores trifásicos con arranque directo, arranque en estrella-triángulo o con anillo colector; motores de corriente continua en derivación, motores de combustión y turbinas de n > 600 min^{-1}.			Ejemplos de máquinas motrices: Los motores de corriente alterna y trifásicos con par de arranque elevado (superior a 1,8 veces el par nominal), p. ej. motores monofásicos con par de arranque elevado; motores de corriente continua en serie y combinación; motores de combustión y turbinas de n < = 600 min^{-1}.		
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			**Factor de carga c_2** para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsores (transportadoras helicoidales, de placas, de cangilones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Surtido estándar metal

optibelt Poleas acanaladas trapeciales

DIN 2211 para correas trapeciales estrechas y DIN 2217 para correas trapeciales clásicas

optibelt
Power Transmission

Tabla 10

Correas trapeciales Perfil	Denominación ISO	–	Y	–	Z	A	B	–	C	–	D	E	Datum diameter d_d		Tolerancia de concentricidad y planitud
	DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40			
Correas trapeciales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO 4184	–	–	–	SPZ	SPA	SPB	–	SPC	–	–	–	mín.	máx.	
Diámetro de referencia d_d		20,0 22,0 25,0 28,0 31,5 35,5 40,0	28,0 31,5 35,5 40,0	40	40■•								20,0 22,0 25,0 28,0 31,5 35,5 40,0	20,4 22,4 25,4 28,4 32,0 36,1 40,6	0,2
		45,0 50,0 56,0 63,0	45,0 50,0 56,0 63,0	45 50 56 63	**45■•** **50■•** **56■•** **63** **67**	**63■** **67■•**							45,0 50,0 56,0 63,0 67,0	45,7 50,8 56,9 64,0 68,0	
		71,0 80,0	71,0 80,0 90,0 100,0	71 80 90 100	**71** **75** **80** **85** **90** **95** **100** **106**	**71■•** **75■•** **80■•** **85■•** **90** **95** **100** **106**	**90■•** **95■•** **100■•** **106■•**						71,0 75,0 80,0 85,0 90,0 95,0 100,0 106,0	72,1 76,1 81,3 86,3 91,4 96,4 101,6 107,6	
			112,0 125,0	112 125 140 160	**112** **118** **125** **132** **140** **150** **160**	**112** **118** **125** **132** **140** **150** **160**	**112■•** **118■•** **125■•** **132■•** **140** **150** **160**	160	140• 150• 160•				112,0 118,0 125,0 132,0 140,0 150,0 160,0	113,8 119,9 127,0 134,1 142,2 152,4 162,6	0,3
				180 200	**170** **180** **190** **200** **212** **224** **250**	**170** **180** **190** **200** **212** **224** **225** **236** **250**	**170** **180** **190** **200** **212** **224** **225** **236** **250** **265**	180 200 224 250	**180■•** 190■• **200■•** **212■•** **224** **225** **236** **250** **265**	250			170,0 180,0 190,0 200,0 212,0 224,0 225,0 236,0 250,0 265,0	172,7 182,9 193,0 203,2 215,4 227,6 228,6 239,8 254,0 269,0	0,4
					280 **300** **315** **355** **400**	**280** **300** **315** **355** **400**	**280** **300** **315** **335** **355** **375** **400** **425**	280 315 355 400	**280** **300** **315** **335** **355** **375** **400** **425**	280 315 355 400	355 400		280,0 300,0 315,0 335,0 355,0 375,0 400,0 425,0	284,5 304,8 320,0 340,0 360,7 380,7 406,4 431,4	0,5
					450 **500** **560** **630**	**450** **500** **560** **630**	**450** **500** **560** **630**	450 500 560 630	**450** **475** **500** **560** **630**	450 500 560 630	450 500 560 630	500 560 630	450,0 475,0 500,0 560,0 630,0	457,2 482,2 508,0 569,0 640,1	0,6
					710	710 800 900 1000	**710** **800** **900** **1000**	710 800 900 1000	**710** **800** 900 **1000**	710 800 900 1000	710 800 900 1000	710 800 900 1000	710,0 800,0 900,0 1000,0	721,4 812,8 914,4 1016,0	0,8
								1120 1250 1400 1600	1120 **1250** 1400 1600	1120 1250 1400 1600	1120 1250 1400 1600	1120 1250 1400 1600	1120,0 1250,0 1400,0 1600,0	1137,9 1270,0 1422,4 1625,6	1,0
								1800 2000	1800 2000	1800 2000	1800 2000	1800 2000	1800,0 2000,0	1828,8 2032,0	1,2
Desviación admisible del diámetro de referencia entre los canales (mm)		0,3			0,4			0,6					—		

Para más detalles ver normas DIN 2211 página 1 y DIN 2217 página 1. Estas poleas acanaladas también se pueden usar para las correas trapeciales Optibelt SUPER TX y Super X-POWER M=S. Usar preferentemente los diámetros de referencia impresos en **negrita**.

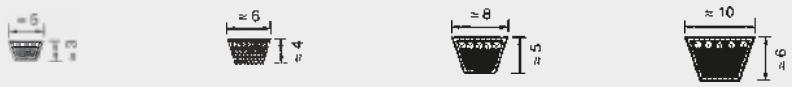
■ Sólo para correas trapeciales clásicas, de flancos abiertos • Para correas trapeciales estrechas Super X-POWER M=S

Surtido estándar

optibelt *VB* Correas trapeciales clásicas

DIN 2215/ISO 4184

optibelt
Power Transmission



5 | Y/6 | 8 | Z/10

Perfil 5*		Perfil Y/6*		Perfil 8		Perfil Z/10								
Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo de referencia interior L_i (mm)	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo de referencia interior L_i (mm)	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo de referencia interior L_i (mm)	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo de referencia interior L_i (mm)	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo de referencia interior L_i (mm)	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo de referencia interior L_i (mm)
200	190	295	280	335*	315*	Z 11	312*	290*	Z 38½	997	975	**Z 68**	**1747**	**1725**
239	229	315	300	375*	355*	Z 12½	337*	315*	Z 39	1022	1000	**Z 69**	**1772**	**1750**
270	260	350	335	420*	400*	Z 14	397*	375*	Z 40	1038	1016	**Z 70**	**1797**	**1775**
290	280	415	400	445*	425*	Z 15	422*	400*	Z 40½	1052	1030	**Z 71**	**1822**	**1800**
310	300	440	425	470*	450*	Z 16	447*	425*	Z 41	1063	1041	**Z 73**	**1872**	**1850**
325	315	465	450	495*	475*	Z 17	472*	450*	Z 41½	1072	1050	**Z 75**	**1922**	**1900**
332	322	515	500	510*	490*	Z 18	497*	475*	Z 42	1082	1060	**Z 78**	**1997**	**1975**
345	335	555	540	550*	530*	Z 19	502*	480*	Z 43	1102	1080	**Z 79**	**2022**	**2000**
385	375	615	600	580*	560*	Z 19¾	522*	500*	Z 43¼	1122	1100	**Z 83½**	**2142**	**2120**
435	425	865	850	595*	575*	Z 20	537*	515*	Z 44	1142	1120	**Z 88**	**2262**	**2240**
485	475			620*	600*	Z 20½	547*	525*	Z 45	1172	1150	**Z 93**	**2382**	**2360**
510	500			650*	630*	Z 21	552*	530*	Z 46	1187	1165	**Z 98**	**2522**	**2500**
540	530			690*	670*	Z 21¼	562*	540*	Z 46½	1202	1180			
564	554			720*	700*	Z 22	582*	560*	Z 47	1216	1194			
610	600			730*	710*	Z 23	597	575	Z 48	1237	1215			
				770*	750*	Z 24	622	600	Z 48½	1247	1225			
				795*	775*	Z 25	652	630	Z 49	1272	1250			
				820*	800*	Z 26	672	650	Z 50	1292	1270			
				845	825	Z 27	692	670	Z 51	1317	1295			
				870	850	Z 27½	722	700	Z 52	1342	1320			
				895	875	Z 28	732	710	Z 53	1368	1346			
				920	900	Z 28½	747	725	Z 54	1393	1371			
				970	950	Z 29	752	730	Z 55	1422	1400			
				1020	1000	Z 29½	772	750	Z 56	1444	1422			
				1040	1020	Z 30	787	765	Z 57	1472	1450			
				1070	1050	Z 31	797	775	Z 58	1497	1475			
				1095	1075	Z 31½	822	800	Z 59	1522	1500			
				1140	1120	Z 32	842	820	Z 60	1546	1524			
				1220	1200	Z 33	847	825	**Z 61**	**1572**	**1550**			
				1270	1250	Z 33½	872	850	**Z 62**	**1597**	**1575**			
						Z 34	887	865	**Z 63**	**1622**	**1600**			
						Z 35	897	875	**Z 64**	**1648**	**1626**			
						Z 36	922	900	**Z 65**	**1673**	**1651**			
						Z 37	947	925	**Z 66**	**1697**	**1675**			
						Z 38	972	950	**Z 67**	**1722**	**1700**			

Otras dimensiones bajo consulta
Peso: ≈ 0,018 kg/m

Otras dimensiones bajo consulta
Peso: ≈ 0,026 kg/m

Peso: ≈ 0,042 kg/m

Desarrollo máximo de fabricación: 4500 mm L_i
Cantidad mínima a pedir:
más de 1800 mm =
20 unidades para desarrollos intermedios
60 unidades para determinadas versiones especiales
Peso: ≈ 0,064 kg/m

Desarrollo de referencia L_d ≙ desarrollo efectivo L_w/L_p * **Correas trapeciales de flancos abiertos, dentadas** Otras dimensiones bajo consulta

Los desarrollos escritos en **negrita** son en versión S=C PLUS (juegos constantes).

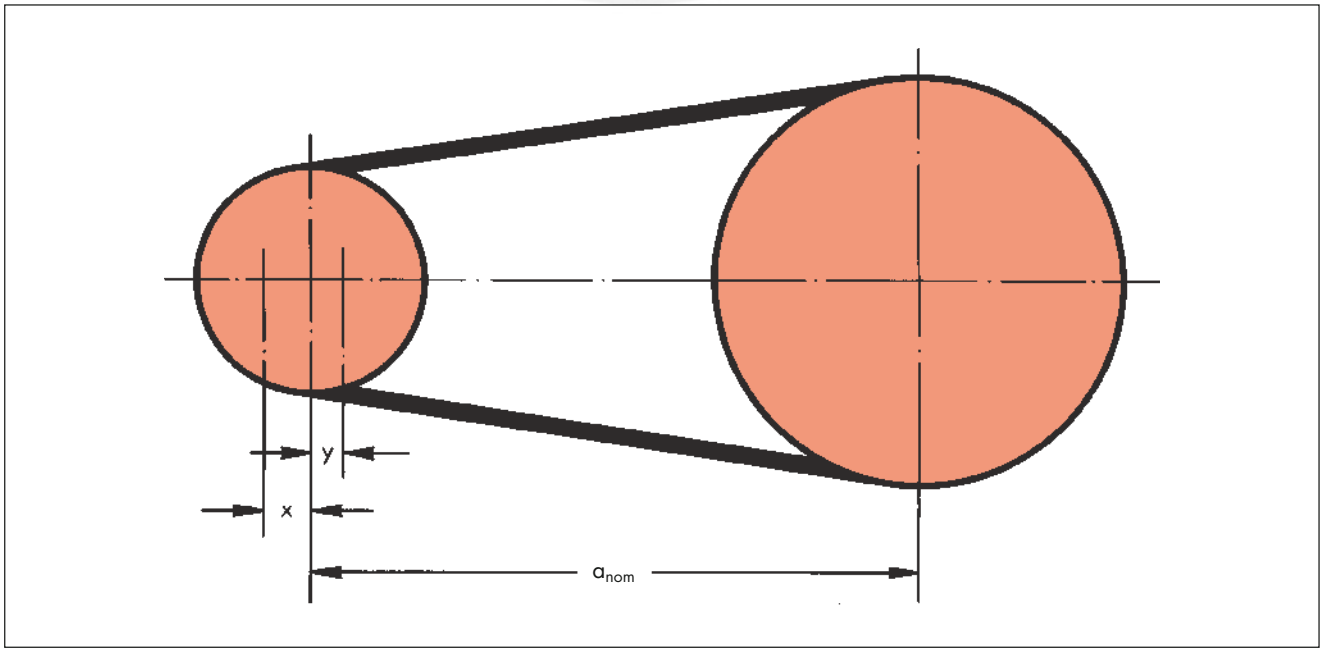
Cálculo de la transmisión

Recorrido mínimo de ajuste x/y de la distancia entre ejes a_{nom}

optibelt
Power Transmission

Tabla 24: Correas trapeciales clásicas Optibelt VB

Desarrollo de referencia (mm)	Recorrido mínimo de ajuste x (mm) – para tensado y retensado	Recorrido mínimo de ajuste y (mm) – para montar sin forzar										
		5	Y/6	8	Z/10, ZX/X10	A/13, AX/X13	B/17, BX/X17	20	C/22, CX/X22	25	D/32	E/40
≤ 200	5	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
> 200 ≤ 250	5	10	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–
> 250 ≤ 315	5	10	10	10	10	–	–	–	–	–	–	–
> 315 ≤ 670	10	–	–	10	10	10	10	–	–	–	–	–
> 670 ≤ 1000	15	–	–	10	15	15	15	–	–	–	–	–
> 1000 ≤ 1250	20	–	–	15	15	15	15	20	20	–	–	–
> 1250 ≤ 1800	25	–	–	15	20	20	20	20	25	25	–	–
> 1800 ≤ 2240	25	–	–	20	20	20	20	25	25	30	35	–
> 2240 ≤ 3000	35	–	–	–	20	20	20	25	30	30	35	40
> 3000 ≤ 4000	45	–	–	–	20	20	20	25	30	30	35	40
> 4000 ≤ 5000	55	–	–	–	20	20	20	30	30	30	35	40
> 5000 ≤ 6300	70	–	–	–	–	20	25	35	35	35	40	45
> 6300 ≤ 8000	85	–	–	–	–	20	25	40	40	40	45	50
> 8000 ≤ 10000	110	–	–	–	–	25	25	40	45	45	45	50
> 10000 ≤ 12500	135	–	–	–	–	–	30	40	45	45	50	55
> 12500 ≤ 15000	150	–	–	–	–	–	40	50	55	55	60	65
> 15000 ≤ 18000	190	–	–	–	–	–	40	50	55	55	60	65



Cálculo de la transmisión

Potencia nominal Optibelt P_N – Factor de ángulo c_1

Power Transmission

Las potencias nominales Optibelt PN de las tablas 27 a 55 se basan en una fórmula reconocida internacionalmente y una vida útil teórica de la correa de 25 000 horas bajo condiciones ideales. Esta fórmula contiene constantes del material, a aplicar de acuerdo con los procedimientos estándar del fabricante. Las especiales características de calidad de las correas trapeciales Optibelt hacen posible, por ejemplo, utilizar otras constantes para el material a las indicadas en las normas DIN. Por ello, las potencias nominales Optibelt PN exceden considerablemente los estándares para correas trapeciales estrechas en la norma DIN 7753 parte 2 y para correas trapeciales clásicas en DIN 2218, para la misma vida útil teórica. Las potencias nominales PN se basan en la polea menor con carga del sistema de transmisión. De esta manera se tienen en consideración para el cálculo de cada valor de la potencia nominal PN:

- el diámetro de referencia de la polea pequeña d_{dk},
- la frecuencia de rotación de la polea pequeña n_k,
- la multiplicación i,
- la consideración de un ángulo de contacto en la polea pequeña de **β** = 180°,
- un desarrollo de referencia dependiente del perfil de la correa.

Para ajustarse más a los datos reales de la transmisión, en relación al ángulo de contacto y el desarrollo de las correas empleadas, se han introducido como factores de corrección el factor de ángulo de contacto c_1 y el factor de desarrollo c_3.

Si se desea, podemos realizar los cálculos de la transmisión con valores de vida útil teóricos modificados. Los valores intermedios para la potencia nominal, el factor de ángulo de contacto y el factor de desarrollo, se pueden interpolar linealmente.

El factor de ángulo de contacto c_1 corrige la potencia nominal P_N, cuando el ángulo de contacto es inferior a 180° , ya que el valor P_N fue calculado teniendo en cuenta el ángulo de contacto **β** = 180° en la polea pequeña d_{dk}.

Tabla 17

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

Cálculo de la transmisión

Factor de desarrollo c_3 para correas trapeciales y correas múltiples

optibelt
Power Transmission

Tabla 21

Perfil 5*		Perfil Y/6*		Perfil 8		Perfil Z/10, ZX/X10		Perfil A/13, AX/X13		Perfil B/17, BX/X17		Perfil 20	
Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3
172	**0,87**	280	**0,97**	299*	**0,86**	422*	**0,86**	660	**0,80**	900	**0,81**	948	**0,75**
202	**0,91**	295	**0,99**	334*	**0,88**	447*	**0,87**	740	**0,82**	990	**0,83**	998	**0,76**
248	**0,95**	**315**	**1,00**	374*	**0,91**	472*	**0,88**	780	**0,83**	1040	**0,84**	1048	**0,77**
277	**0,97**	330	**1,01**	419*	**0,93**	497*	**0,89**	830	**0,85**	1100	**0,85**	1168	**0,79**
292	**0,99**	350	**1,02**	444*	**0,94**	522*	**0,90**	880	**0,86**	1140	**0,85**	1228	**0,80**
312	**1,00**	370	**1,04**	469*	**0,95**	552*	**0,92**	930	**0,87**	1220	**0,87**	1298	**0,81**
327	**1,01**	390	**1,05**	494*	**0,97**	582*	**0,93**	980	**0,88**	1290	**0,88**	1368	**0,82**
334	**1,01**	415	**1,06**	549*	**0,99**	622	**0,94**	1030	**0,89**	1360	**0,89**	1448	**0,83**
347	**1,02**	440	**1 07**	**579***	**1,00**	652	**0,95**	1090	**0,90**	1440	**0,90**	1548	**0,85**
364	**1,03**	465	**1,09**	594*	**1,01**	692	**0,96**	1150	**0,91**	1540	**0,92**	1648	**0,86**
387	**1,05**	490	**1,10**	619*	**1,01**	732	**0,98**	1210	**0,92**	1640	**0,93**	1848	**0,88**
418	**1,06**	515	**1,11**	649*	**1,02**	**822**	**1,00**	1280	**0,94**	1740	**0,94**	2048	**0,91**
437	**1,07**	555	**1,13**	689*	**1,04**	847	**1,01**	1350	**0,95**	1840	**0,95**	2168	**0,92**
487	**1,10**	615	**1,15**	729*	**1,05**	887	**1,02**	1430	**0,96**	1940	**0,97**	2298	**0,93**
512	**1,11**	725	**1,19**	769*	**1,06**	922	**1,02**	1530	**0,97**	2040	**0,98**	2408	**0,94**
524	**1,11**	765	**1,20**	819*	**1,08**	947	**1,03**	1630	**0,99**	2160	**0,99**	2548	**0,95**
542	**1,12**	865	**1,23**	869	**1,09**	997	**1,04**	**1730**	**1,00**	**2280**	**1,00**	2698	**0,96**
566	**1,13**			894	**1,10**	1022	**1,05**	1830	**1,01**	2400	**1,01**	2848	**0,98**
612	**1,15**			919	**1,10**	1082	**1,06**	1930	**1,02**	2590	**1,03**	3048	**0,99**
				969	**1,11**	1142	**1,07**	2030	**1,03**	2690	**1,04**	**3198**	**1,00**
				1019	**1,13**	1172	**1,08**	2150	**1,05**	2840	**1,05**	3398	**1,01**
				1139	**1,15**	1202	**1,08**	2270	**1,06**	3040	**1,06**	3598	**1,03**
				1269	**1,18**	1272	**1,10**	2390	**1,07**	3190	**1,07**	3798	**1,04**
				1339	**1,19**	1342	**1,11**	2530	**1,08**	3390	**1,09**	4048	**1,05**
				1419	**1,20**	1422	**1,12**	2680	**1,10**	3590	**1,10**	4298	**1,06**
				1519	**1,22**	1522	**1,14**	2830	**1,11**	3790	**1,11**	4548	**1,08**
						1622	**1,15**	3030	**1,12**	4040	**1,13**	4798	**1,09**
								3180	**1,14**	4290	**1,14**	5048	**1,10**
								3380	**1,15**	4540	**1,15**	5348	**1,11**
								3780	**1,17**	4790	**1,17**	5648	**1,13**
								4030	**1,19**	5040	**1,18**	6048	**1,14**
								4530	**1,22**	5340	**1,19**	6348	**1,15**
								5030	**1,24**	5640	**1,20**	7148	**1,18**
										6040	**1,22**	8048	**1,21**
										6340	**1,23**		

Perfil C/22, CX/X22				Perfil 25				Perfil D/32				Perfil E/40	
1458	**0,80**	5058	**1,06**	1311	**0,75**	4311	**0,99**	3225	**0,86**	10075	**1,10**	4830	**0,92**
1558	**0,81**	5358	**1,07**	1461	**0,77**	**4561**	**1,00**	3425	**0,87**	10675	**1,11**	5080	**0,93**
1658	**0,83**	5658	**1,09**	1561	**0,78**	4811	**1,01**	3625	**0,88**	11275	**1,13**	5380	**0,94**
1858	**0,85**	6058	**1,10**	1661	**0,79**	5061	**1,02**	3825	**0,89**	11875	**1,14**	5680	**0,95**
1958	**0,86**	6358	**1,11**	1761	**0,80**	5361	**1,04**	4075	**0,91**	12575	**1,15**	6080	**0,96**
2058	**0,87**	6758	**1,13**	1861	**0,81**	5661	**1,05**	4325	**0,92**	13275	**1,16**	6380	**0,97**
2178	**0,88**	7158	**1,14**	1961	**0,82**	6061	**1,06**	4575	**0,93**	14075	**1,18**	6780	**0,99**
2298	**0,89**	7558	**1,15**	2061	**0,83**	6361	**1,07**	4825	**0,94**	15075	**1,19**	**7180**	**1,00**
2418	**0,90**	8058	**1,17**	2181	**0,85**	6761	**1,09**	5075	**0,95**	16075	**1,21**	7580	**1,01**
2558	**0,92**	9058	**1,19**	2301	**0,86**	7161	**1,10**	5375	**0,96**			8080	**1,03**
2708	**0,93**	10058	**1,22**	2421	**0,87**	7561	**1,11**	5675	**0,98**			8580	**1,04**
2858	**0,94**			2561	**0,88**	8061	**1,13**	6075	**0,99**			9080	**1,05**
3058	**0,95**			2711	**0,89**	9061	**1,15**	**6375**	**1,00**			9580	**1,06**
3208	**0,96**			2861	**0,90**	10061	**1,18**	6775	**1,01**			10080	**1,07**
3608	**0,99**			3061	**0,92**	11261	**1,20**	7175	**1,03**			10680	**1,09**
3808	**1,00**			3211	**0,93**	12561	**1,23**	7575	**1,04**			11280	**1,10**
4058	**1,01**			3411	**0,94**			8075	**1,05**			11880	**1,11**
4308	**1,03**			3611	**0,95**			8575	**1,06**			12580	**1,12**
4558	**1,04**			3811	**0,96**			9075	**1,08**			13280	**1,14**
4808	**1,05**			4061	**0,98**			9575	**1,09**			14080	**1,15**
												15080	**1,17**
												16080	**1,18**

*** Correas trapeciales de flancos abiertos, dentadas**

Valores de potencia

optibelt *VB* Perfil Z/10

Potencia nominal PN (kW) para β = 180° y L_d = 822 mm

optibelt
Power Transmission

Tabla 48

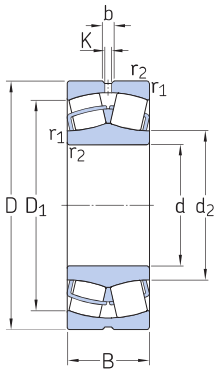
Poleas	v (m/s)	n_k (min⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_{dk} (mm) 45	50	56	63	71	80	90	100	112	Incremento por multiplicación (kW) por correa para 1.01 hasta 1.05	1.06 hasta 1.26	1.27 hasta 1.57	> 1.57
Equilibradas estáticamente		**700**	0.18	0.22	0.28	0.34	0.42	0.50	0.59	0.67	0.77	0.00	0.02	0.03	0.03
		950	0.22	0.28	0.35	0.44	0.53	0.64	0.75	0.86	1.00	0.00	0.02	0.04	0.04
		1450	0.29	0.38	0.48	0.60	0.74	0.89	1.06	1.22	1.40	0.01	0.03	0.06	0.06
		2850	0.42	0.58	0.77	0.98	1.22	1.47	1.75	2.02	2.33	0.01	0.07	0.11	0.12
		100	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15	0.00	0.00	0.00	0.00
		200	0.07	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23	0.27	0.00	0.00	0.01	0.01
		300	0.09	0.12	0.14	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.38	0.00	0.01	0.01	0.01
		400	0.12	0.15	0.18	0.22	0.26	0.31	0.37	0.42	0.48	0.00	0.01	0.02	0.02
		500	0.14	0.17	0.21	0.26	0.32	0.38	0.44	0.51	0.58	0.00	0.01	0.02	0.02
		600	0.16	0.20	0.25	0.30	0.37	0.44	0.51	0.59	0.68	0.00	0.01	0.02	0.03
		700	0.18	0.22	0.28	0.34	0.42	0.50	0.59	0.67	0.77	0.00	0.02	0.03	0.03
	2	800	0.19	0.25	0.31	0.38	0.46	0.55	0.65	0.75	0.87	0.00	0.02	0.03	0.03
		900	0.21	0.27	0.34	0.42	0.51	0.61	0.72	0.83	0.95	0.00	0.02	0.03	0.04
		1000	0.23	0.29	0.37	0.45	0.55	0.66	0.78	0.90	1.04	0.00	0.02	0.04	0.04
		1100	0.24	0.31	0.39	0.49	0.60	0.72	0.85	0.97	1.12	0.01	0.03	0.04	0.05
		1200	0.25	0.33	0.42	0.52	0.64	0.77	0.91	1.05	1.21	0.01	0.03	0.05	0.05
		1300	0.27	0.35	0.45	0.56	0.68	0.82	0.97	1.11	1.29	0.01	0.03	0.05	0.06
		1400	0.28	0.37	0.47	0.59	0.72	0.87	1.03	1.18	1.37	0.01	0.03	0.05	0.06
		1500	0.29	0.39	0.49	0.62	0.76	0.91	1.08	1.25	1.44	0.01	0.04	0.06	0.06
		1600	0.31	0.40	0.52	0.65	0.80	0.96	1.14	1.31	1.52	0.01	0.04	0.06	0.07
		1700	0.32	0.42	0.54	0.68	0.84	1.01	1.19	1.38	1.59	0.01	0.04	0.07	0.07
		1800	0.33	0.44	0.56	0.71	0.87	1.05	1.25	1.44	1.66	0.01	0.04	0.07	0.08
		1900	0.34	0.45	0.59	0.74	0.91	1.10	1.30	1.50	1.73	0.01	0.05	0.07	0.08
		2000	0.35	0.47	0.61	0.77	0.94	1.14	1.35	1.56	1.80	0.01	0.05	0.08	0.09
		2100	0.36	0.48	0.63	0.79	0.98	1.18	1.40	1.62	1.87	0.01	0.05	0.08	0.09
	5	2200	0.37	0.50	0.65	0.82	1.01	1.22	1.45	1.68	1.94	0.01	0.05	0.08	0.10
		2300	0.38	0.51	0.67	0.85	1.05	1.26	1.50	1.73	2.00	0.01	0.06	0.09	0.10
		2400	0.39	0.52	0.69	0.87	1.08	1.30	1.55	1.79	2.06	0.01	0.06	0.09	0.10
		2500	0.39	0.54	0.70	0.90	1.11	1.34	1.60	1.84	2.12	0.01	0.06	0.10	0.11
		2600	0.40	0.55	0.72	0.92	1.14	1.38	1.64	1.89	2.18	0.01	0.06	0.10	0.11
		2700	0.41	0.56	0.74	0.94	1.17	1.42	1.69	1.94	2.24	0.01	0.06	0.10	0.12
		2800	0.42	0.57	0.76	0.97	1.20	1.46	1.73	1.99	2.30	0.01	0.07	0.11	0.12
		2900	0.42	0.59	0.77	0.99	1.23	1.49	1.77	2.04	2.35	0.01	0.07	0.11	0.13
		3000	0.43	0.60	0.79	1.01	1.26	1.53	1.81	2.09	2.41	0.01	0.07	0.12	0.13
		3100	0.44	0.61	0.81	1.03	1.29	1.56	1.85	2.14	2.46	0.01	0.07	0.12	0.13
		3200	0.44	0.62	0.82	1.06	1.31	1.59	1.89	2.18	2.51	0.02	0.08	0.12	0.14
		3300	0.45	0.63	0.84	1.08	1.34	1.63	1.93	2.22	2.56	0.02	0.08	0.13	0.14
		3400	0.46	0.64	0.85	1.10	1.37	1.66	1.97	2.27	2.60	0.02	0.08	0.13	0.15
		3500	0.46	0.65	0.87	1.12	1.39	1.69	2.01	2.31	2.65	0.02	0.08	0.13	0.15
		3600	0.47	0.66	0.88	1.14	1.42	1.72	2.04	2.35	2.69	0.02	0.09	0.14	0.16
		3700	0.47	0.67	0.90	1.15	1.44	1.75	2.08	2.39	2.74	0.02	0.09	0.14	0.16
		3800	0.48	0.68	0.91	1.17	1.46	1.78	2.11	2.42	2.78	0.02	0.09	0.15	0.16
		3900	0.48	0.68	0.92	1.19	1.49	1.81	2.14	2.46	2.81	0.02	0.09	0.15	0.17
		4000	0.48	0.69	0.93	1.21	1.51	1.83	2.17	2.49	2.85	0.02	0.10	0.15	0.17
		4100	0.49	0.70	0.95	1.22	1.53	1.86	2.20	2.53	2.89	0.02	0.10	0.16	0.18
	10	4200	0.49	0.71	0.96	1.24	1.55	1.89	2.23	2.56	2.92	0.02	0.10	0.16	0.18
		4300	0.49	0.71	0.97	1.26	1.57	1.91	2.26	2.59	2.95	0.02	0.10	0.17	0.19
		4400	0.50	0.72	0.98	1.27	1.59	1.93	2.29	2.62	2.98	0.02	0.11	0.17	0.19
		4500	0.50	0.73	0.99	1.29	1.61	1.96	2.32	2.65	3.01	0.02	0.11	0.17	0.19
		4600	0.50	0.73	1.00	1.30	1.63	1.98	2.34	2.67	3.04	0.02	0.11	0.18	0.20
		4700	0.50	0.74	1.01	1.32	1.65	2.00	2.37	2.70	3.06	0.02	0.11	0.18	0.20
		4800	0.51	0.74	1.02	1.33	1.67	2.02	2.39	2.72	3.08	0.02	0.12	0.18	0.21
		4900	0.51	0.75	1.03	1.34	1.68	2.04	2.41	2.75	3.10	0.02	0.12	0.19	0.21
		5000	0.51	0.75	1.04	1.35	1.70	2.06	2.43	2.77	3.12	0.02	0.12	0.19	0.22
		5100	0.51	0.76	1.05	1.37	1.71	2.08	2.45	2.79	3.14	0.02	0.12	0.20	0.22
		5200	0.51	0.76	1.05	1.38	1.73	2.10	2.47	2.80	3.15	0.03	0.13	0.20	0.23
		5300	0.51	0.77	1.06	1.39	1.74	2.11	2.49	2.82	3.16	0.03	0.13	0.20	0.23
		5400	0.51	0.77	1.07	1.40	1.76	2.13	2.50	2.83	3.17	0.03	0.13	0.21	0.23
		5500	0.51	0.77	1.08	1.41	1.77	2.14	2.52	2.85	3.18	0.03	0.13	0.21	0.24
		5600	0.51	0.78	1.08	1.42	1.78	2.16	2.53	2.86	3.19	0.03	0.13	0.22	0.24
		5800	0.51	0.78	1.09	1.44	1.80	2.18	2.56	2.88	3.19	0.03	0.14	0.22	0.25
		6000	0.51	0.79	1.10	1.45	1.82	2.20	2.57	2.89	3.19	0.03	0.14	0.23	0.26
	15	6200	0.51	0.79	1.11	1.47	1.84	2.22	2.59	2.90	3.18	0.03	0.15	0.24	0.27
		6400	0.50	0.79	1.12	1.48	1.85	2.23	2.60	2.89	3.15	0.03	0.15	0.25	0.28
		6600	0.50	0.79	1.12	1.49	1.86	2.24	2.60	2.88	3.12	0.03	0.16	0.25	0.29
		6800	0.49	0.79	1.13	1.49	1.87	2.25	2.60	2.87	3.08	0.03	0.16	0.26	0.29
		7000	0.49	0.79	1.13	1.50	1.88	2.25	2.59	2.85	3.03	0.03	0.17	0.27	0.30
		7200	0.48	0.78	1.13	1.50	1.88	2.25	2.58	2.82	2.97	0.03	0.17	0.28	0.31
		7400	0.47	0.78	1.13	1.50	1.88	2.24	2.56	2.78	2.90	0.04	0.18	0.28	0.32
		7600	0.46	0.77	1.12	1.50	1.88	2.23	2.53			0.04	0.18	0.29	0.33
		7800	0.45	0.77	1.12	1.49	1.87	2.22	2.50			0.04	0.19	0.30	0.34
		8000	0.44	0.76	1.11	1.49	1.86	2.20	2.47			0.04	0.19	0.31	0.35
		8200	0.42	0.75	1.11	1.48	1.85	2.17				0.04	0.20	0.32	0.35
		8400	0.41	0.74	1.10	1.47	1.83	2.15				0.04	0.20	0.32	0.36
			20		25	30						v (m/s)			
							Equilibradas dinámicamente (para más detalles ver DIN 2211)					Poleas			

v > 30 m/s. Póngase en contacto con nuestros ingenieros del Departamento de técnica aplicada.

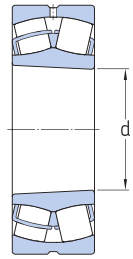
ANEXO A.18

Rodamiento de rodillos a rotula y lubricación

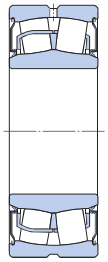
d **20 – 55** mm



Cylindrical bore



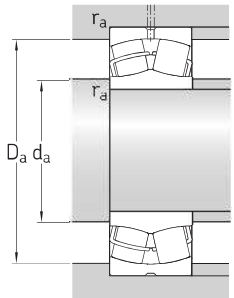
Tapered bore

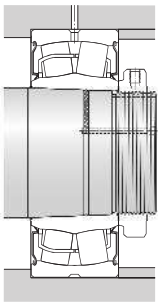


Sealed (2RS)

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
			dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		Bearing with cylindrical bore	tapered bore
d	D	B	C	C_0	P_u					
mm			kN		kN	r/min		kg	–	
20	52	18	49,9	44	4,75	13 000	17 000	0,28	22205/20 E	–
25	52	18	49,9	44	4,75	13 000	17 000	0,26	▸ 22205 E	▸ 22205 EK
	52	23	49,9	44	4,75	–	6 100	0,26	▸ BS2-2205-2RS/VT143	–
	62	17	49,1	41,5	4,55	9 300	12 000	0,28	21305 CC	–
30	62	20	66,1	60	6,4	10 000	14 000	0,29	▸ 22206 E	▸ 22206 EK
	62	25	66,1	60	6,4	–	5 100	0,34	▸ BS2-2206-2RS/VT143	–
	72	19	65,7	61	6,8	8 200	10 000	0,41	21306 CC	–
35	72	23	88,8	85	9,3	9 000	12 000	0,45	▸ 22207 E	▸ 22207 EK
	72	28	88,8	85	9,3	–	4 300	0,52	▸ BS2-2207-2RS/VT143	–
	80	21	79,2	72	8,15	7 300	9 500	0,55	21307 CC	–
40	80	23	98,5	90	9,8	8 000	11 000	0,53	▸ 22208 E	▸ 22208 EK
	80	28	98,5	90	9,8	–	3 900	0,57	▸ BS2-2208-2RS/VT143	▸ BS2-2208-2RSK/VT143
	90	23	107	108	11,8	7 000	9 500	0,75	▸ 21308 E	21308 EK
	90	33	155	140	15	6 000	8 000	1,05	▸ 22308 E/VA405	–
	90	33	155	140	15	6 000	8 000	1,05	▸ 22308 E	▸ 22308 EK
	90	38	155	140	15	–	3 900	1,2	▸ BS2-2308-2RS/VT143	–
45	85	23	104	98	10,8	7 500	10 000	0,58	▸ 22209 E	▸ 22209 EK
	85	28	104	98	10,8	–	3 500	0,66	▸ BS2-2209-2RS/VT143	▸ BS2-2209-2RSK/VT143
	100	25	129	127	13,7	6 300	8 500	0,99	21309 E	▸ 21309 EK
	100	36	190	183	19,6	5 300	7 000	1,4	▸ 22309 E/VA405	–
	100	36	190	183	19,6	5 300	7 000	1,4	▸ 22309 E	▸ 22309 EK
	100	42	190	183	19,6	–	3 400	1,6	▸ BS2-2309-2RS/VT143	–
50	90	23	107	108	11,8	7 000	9 500	0,63	▸ 22210 E	▸ 22210 EK
	90	28	107	108	11,8	–	3 200	0,7	▸ BS2-2210-2RS/VT143	▸ BS2-2210-2RSK/VT143
	110	27	159	166	18,6	5 600	7 500	1,35	▸ 21310 E	▸ 21310 EK
	110	40	228	224	24	4 800	6 300	1,9	▸ 22310 E/VA405	–
	110	40	228	224	24	4 800	6 300	1,9	▸ 22310 E	▸ 22310 EK
	110	45	228	224	24	–	3 000	2,1	▸ BS2-2310-2RS/VT143	–
55	100	25	129	127	13,7	6 300	8 500	0,84	▸ 22211 E	▸ 22211 EK
	100	31	129	127	13,7	–	2 900	1	▸ BS2-2211-2RS/VT143	▸ BS2-2211-2RSK/VT143
	120	29	159	166	18,6	5 600	7 500	1,7	▸ 21311 E	▸ 21311 EK
	120	43	280	280	30	4 300	5 600	2,45	▸ 22311 E	▸ 22311 EK
	120	43	280	280	30	4 300	5 600	2,45	▸ 22311 E/VA405	22311 EK/VA405
	120	49	280	280	30	–	2 800	2,8	▸ BS2-2311-2RS/VT143	–

SKF Explorer bearing
▸ Popular item





Dimensions						Abutment and fillet dimensions				Calculation factors				Permissible acceleration for oil lubrication[1]	
d	d_2 ≈	D_1 ≈	b	K	$r_{1,2}$ min.	d_a min.	d_a max.	D_a max.	r_a max.	e	Y_1	Y_2	Y_0	rotational	linear
mm						mm				–				m/s²	
20	31,3	44,2	3,7	2	1	25,6	–	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8	–	–
25	31,3	44,2	3,7	2	1	30,6	–	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8	–	–
	30	46,6	4,4	2	1	30	30	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8	–	–
	35,7	50,7	–	–	1,1	32	–	55	1	0,3	2,3	3,4	2,2	–	–
30	37,6	53	3,7	2	1	35,6	–	56,4	1	0,31	2,2	3,3	2,2	–	–
	35,8	56,4	4,4	2	1	35,5	35,5	56,4	1	0,31	2,2	3,3	2,2	–	–
	43,3	58,8	–	–	1,1	37	–	65	1	0,27	2,5	3,7	2,5	–	–
35	44,5	61,8	3,7	2	1,1	42	–	65	1	0,31	2,2	3,3	2,2	–	–
	42,4	65,3	4,4	2	1,1	42	42	65	1	0,31	2,2	3,3	2,2	–	–
	47,2	65,6	–	–	1,5	44	–	71	1,5	0,28	2,4	3,6	2,5	–	–
40	49,6	69,4	6	3	1,1	47	–	73	1	0,28	2,4	3,6	2,5	–	–
	47,2	72,8	6	3	1,1	47	47	73	1	0,28	2,4	3,6	2,5	–	–
	60	79,8	5,5	3	1,5	49	–	81	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	49,9	74,3	6	3	1,5	49	–	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	115 g	31 g
	49,9	74,3	6	3	1,5	49	–	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	–	–
	47,5	79,3	6	3	1,5	47,5	47,5	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	–	–
45	54,4	74,4	5,5	3	1,1	52	–	78	1	0,26	2,6	3,9	2,5	–	–
	52,5	77,8	6	3	1,1	52	52	78	1	0,26	2,6	3,9	2,5	–	–
	65,3	88	6	3	1,5	54	–	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	57,6	83,4	6	3	1,5	54	–	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	97 g	29 g
	57,6	83,4	6	3	1,5	54	–	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	–	–
	55	88,5	6	3	1,5	54	55	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	–	–
50	60	79	5,5	3	1,1	57	–	83	1	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	58,1	82,3	6	3	1,1	57	58	83	1	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	72,7	96,8	6	3	2	61	–	99	2	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	63,9	91,9	6	3	2	61	–	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8	85 g	28 g
	63,9	91,9	6	3	2	61	–	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8	–	–
	61,5	96,8	6	3	2	61	61	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8	–	–
55	65,3	88	6	3	1,5	64	–	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	63,5	92	6	3	1,5	63,5	63,5	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	72,7	96,2	6	3	2	66	–	109	2	0,24	2,8	4,2	2,8	–	–
	70,1	102	5,5	3	2	66	–	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8	–	–
	70,1	102	5,5	3	2	66	–	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8	78 g	26 g
	67,5	107	6	3	2	66	67	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8	–	–

[1] For details about permissible accelerations → page 779

Intervalos de re-lubricación t_f y factor b_f

Diagram 2

Relubrication intervals at operating temperatures of 70 °C (*160 °F*)

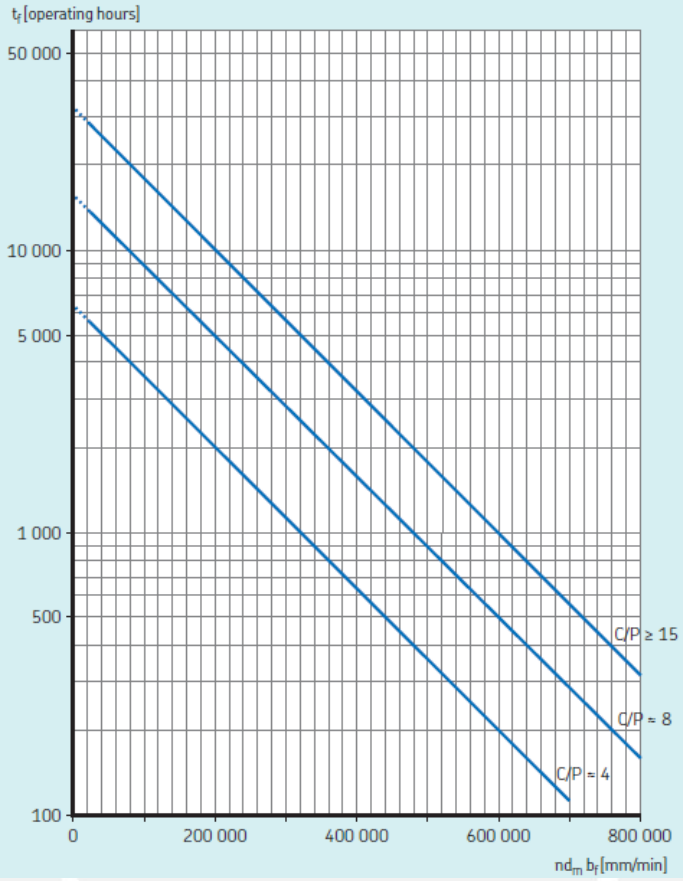


Table 1

Bearing factors and recommended nd_m limits

Bearing type[1]	Bearing factor b_f	Recommended nd_m limits for load ratio C/P ≥ 15	C/P ≈ 8	C/P ≈ 4
–	–	mm/min		
Deep groove ball bearings	1	500 000	400 000	300 000
Angular contact ball bearings	1	500 000	400 000	300 000
Self-aligning ball bearings	1	500 000	400 000	300 000
Cylindrical roller bearings				
– non-locating bearing	1,5	450 000	300 000	150 000
– locating bearing, without external axial loads or with light but alternating axial loads	2	300 000	200 000	100 000
– locating bearing, with constantly acting light axial load	4	200 000	120 000	60 000
– without a cage, full complement[2]	4	NA[3]	NA[3]	20 000
Needle roller bearings				
– with a cage	3	350 000	200 000	100 000
Tapered roller bearings	2	350 000	300 000	200 000
Spherical roller bearings				
– when the load ratio $F_a/F_r \leq e$ and $d_m \leq 800$ mm				
series 213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
series 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
series 241	2	150 000	80 000	50 000
– when the load ratio $F_a/F_r \leq e$ and $d_m > 800$ mm				
series 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
series 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
series 241	2	100 000	50 000	30 000
– when the load ratio $F_a/F_r > e$ all series	6	150 000	50 000	30 000

ANEXO A.19

Engrasadores DIN 71412

Engrasadores

DIN 714 12 A, B, C
Acero, cincado

Engrasadores cónicos rectos

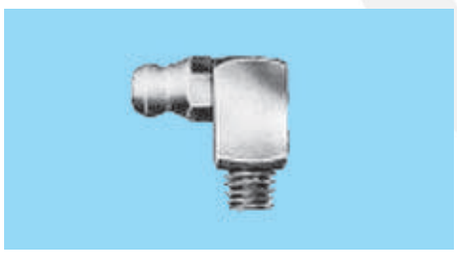

DIN	Denom.	Rosca	Long. Rosca (mm)	Long. Total (mm)	Medida Llave (mm)	**Art. Nº**	U/E
71412A	H1	M6X1	4.0	14.0	7	**986 40**	25/100
			7.5	24.0		**986 40 0***	
		M8X1	5.4	16.0	9	**986 41**	
		M8X1.25				**986 135**	
		M10X1			11	**986 42**	
		M10X1.5				**986 136**	
		R1/8"				**986 43**	
		R1/4"	6.5	19.5	14	**986 44**	
			4.4	14.0	8	**986 44 1**	
		R3/8"	6.5	19.5	17	**986 45**	

* El **Art. Nº 986 40 0** corresponde a 24,0 mm de longitud

Engrasadores cónicos a 45°

DIN	Denom.	Rosca	Long.Rosca (mm)	Long total (mm)	Medida llave (mm)	**Art. Nº**	U/E
71412B	H2	M6x1	5.5	20.0	9	**986 50**	25/100
		M8x1				**986 51**	
		M10x1	5.0			**986 52**	
		M10x1.5	6.0		11	**986 145**	
		R1/8"			14	**986 53**	
		R1/4"	7.0	21.0	17	**986 54**	
		R3/8"		23.0		**986 55**	

Engrasadores cónicos a 90°



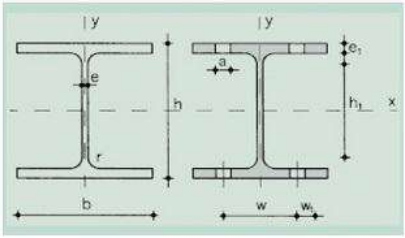
DIN	Denom.	Rosca	Long. Rosca	Long. total (mm)	Medida llave (mm)	**Art. Nº**	U/E
71412C	H3	M6x1	5.5	18.0	9	**986 60**	25/100
		M8x1				**986 61**	
		M10x1	6.0			**986 62**	
		M10x1.5			11	**986 155**	
		R1/8"				**986 63**	

Conjunto de engrasadores

Contenido:
9 medidas H1/H2/H3 desde 6 x 1 hasta 10 x 1 mm = 450 piezas
3 medidas de engrasadores de impacto H1 desde 6 hasta 10 mm = 150 piezas

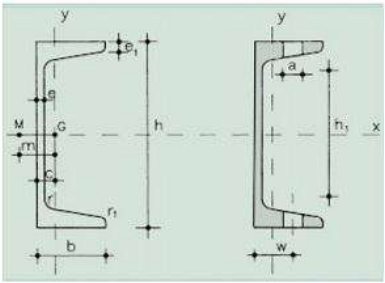
Art. Nº 964 986

ANEXO A.20 – Perfiles estructurales HEB y UPN



A = Área de la sección
S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
$W_x = 2I_x : h$. Módulo resistente de la sección, respecto a X
$i_x = \sqrt{I_x : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a X
I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
$W_y = 2I_y : b$. Módulo resistente de la sección, respecto a Y
$i_y = \sqrt{I_y : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a Y
I_t = Módulo de torsión de la sección
I_a = Módulo de alabeo de la sección
u = Perímetro de la sección
a = Diámetro del agujero del roblón normal
w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
h_1 = Altura de la parte plana del alma
p = Peso por m

Perfil	Dimensiones							Términos de sección										Agujeros			Peso	
	h mm	b mm	e mm	e_1 mm	r_1 mm	h_1 mm	u mm	A cm²	S_x cm³	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	I_t cm⁴	I_a cm⁶	w mm	w_1 mm	a mm	p kp/m	
HEB 100	100	100	6,0	10,0	12	56	567	26,0	52,1	450	90	4,16	167	33	2,53	9,34	3.375	55	–	13	20,4	P
HEB 120	120	120	6,5	11,0	12	74	686	34,0	82,6	864	144	5,04	318	53	3,06	14,90	9.410	65	–	17	26,7	P
HEB 140	140	140	7,0	12,0	12	92	805	43,0	123,0	1.509	216	5,93	550	79	3,58	22,50	22.480	75	–	21	33,7	P
HEB 160	160	160	8,0	13,0	15	104	918	54,3	177,0	2.492	311	6,78	889	111	4,05	33,20	47.940	85	–	23	42,6	P
HEB 180	180	180	8,5	14,0	15	122	1.040	65,3	241,0	3.831	426	7,66	1.363	151	4,57	46,50	93.750	100	–	25	51,2	P
HEB 200	200	200	9,0	15,0	18	134	1.150	78,1	321,0	5.696	570	8,54	2.003	200	5,07	63,40	171.100	110	–	25	61,3	P
HEB 220	220	220	9,5	16,0	18	152	1.270	91,0	414,0	8.091	736	9,43	2.843	258	5,59	84,40	295.400	120	–	25	71,5	P
HEB 240	240	240	10,0	17,0	21	164	1.380	106,0	527,0	11.259	938	10,30	3.923	327	6,08	110,00	486.900	90	35	25	83,2	P
HEB 260	260	260	10,0	17,5	24	177	1.500	118,4	641,0	14.919	1.150	11,20	5.135	395	6,58	130,00	753.700	100	40	25	93,0	P
HEB 280	280	280	10,5	18,0	24	196	1.620	131,4	767,0	19.270	1.380	12,10	6.595	471	7,09	153,00	1.130.000	110	45	25	103,0	P
HEB 300	300	300	11,0	19,0	27	208	1.730	149,1	934,0	25.166	1.680	13,00	8.563	571	7,58	192,00	1.688.000	120	50	25	117,0	P
HEB 320	320	300	11,5	20,5	27	225	1.770	161,3	1.070,0	30.823	1.930	13,80	9.239	616	7,57	241,00	2.069.000	120	50	25	127,0	P
HEB 340	340	300	12,0	21,5	27	243	1.810	170,9	1.200,0	36.656	2.160	14,60	9.690	646	7,53	278,00	2.454.000	120	50	25	134,0	P
HEB 360	300	300	12,5	22,5	27	261	1.850	180,6	1.340,0	43.193	2.400	15,50	10.140	676	7,49	320,00	2.883.000	120	50	25	142,0	P
HEB 400	400	300	13,5	24,0	27	298	1.930	197,8	1.620,0	57.680	2.880	17,10	10.819	721	7,40	394,00	3.817.000	120	50	25	155,0	P
HEB 450	450	300	14,0	26,0	27	344	2.030	218,0	1.990,0	79.887	3.550	19,10	11.721	781	7,33	500,00	5.258.000	120	50	25	171,0	P
HEB 500	500	300	14,5	28,0	27	390	2.120	238,6	2.410,0	107.176	4.290	21,20	12.624	842	7,27	625,00	7.018.000	120	45	28	187,0	C
HEB 550	550	300	15,0	29,0	27	438	2.220	254,1	2.800,0	136.691	4.970	23,20	13.077	872	7,17	701,00	8.856.000	120	45	28	199,0	C
HEB 600	600	300	15,5	30,0	27	486	2.320	270,0	3.210,0	171.041	5.700	25,20	13.530	902	7,08	783,00	10.965.000	120	45	28	212,0	C



A = Área de la sección
S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
$W_x = 2I_x : h$. Módulo resistente de la sección, respecto a X
$i_x = \sqrt{I_x : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a X
I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
$W_y = I_y : (b - c)$. Mínimo módulo resistente de la sección, respecto a Y
$i_y = \sqrt{I_y : A}$. Radio de giro de la sección, respecto a Y
I_t = Módulo de torsión de la sección
c = Posición del eje Y
m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes
a = Diámetro del agujero del roblón normal
w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
h_1 = Altura de la parte plana del alma
p = Peso por m
u = Perímetro

Perfil	Dimensiones							Términos de sección											Agujeros		Peso	
	h mm	b mm	e mm	e_1=r mm	r_1 mm	h_1 mm	u mm	A cm²	S_x cm³	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	I_t cm⁴	c cm	m cm	w mm	a mm	p kp/m	
UPN 80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	312	11,0	15,9	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	2,24	1,45	2,67	25	13	8,64	C
UPN 100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	372	13,5	24,5	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	2,96	1,55	2,93	30	13	10,60	P
UPN 120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	434	17,0	36,3	364	60,7	4,62	43,2	11,10	1,59	4,30	1,60	3,03	30	17	13,40	P
UPN 140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	489	20,4	51,4	605	86,4	5,45	62,7	14,80	1,75	6,02	1,75	3,37	35	17	16,00	P
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	24,0	68,8	925	116,0	6,21	85,3	18,30	1,89	7,81	1,84	3,56	35	21	18,80	P
UPN 180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	611	28,0	89,6	1350	150,0	6,95	114,0	22,40	2,02	9,98	1,92	3,75	40	21	22,00	P
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	661	32,2	114,0	1910	191,0	7,70	148,0	27,00	2,14	12,60	2,01	3,94	40	23	25,30	P
UPN 220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	718	37,4	146,0	2690	245,0	8,48	197,0	33,60	2,30	17,00	2,14	4,20	45	23	29,40	P
UPN 240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	775	42,3	179,0	3600	300,0	9,22	248,0	39,60	2,42	20,80	2,23	4,39	45	25	33,20	P
UPN 260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	834	48,3	221,0	4820	371,0	9,99	317,0	47,70	2,56	23,70	2,36	4,66	50	25	37,90	P
UPN 280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	890	53,3	266,0	6280	448,0	10,90	399,0	57,20	2,74	33,20	2,53	5,02	50	25	41,80	P
UPN 300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	950	58,8	316,0	8030	535,0	11,70	495,0	67,80	2,90	40,60	2,70	5,41	55	25	46,20	P

ANEXO A.21

Resortes MASON

MASON INDUSTRIES, Inc.
Manufacturers of Vibration Control Products
350 Rabro Drive
Hauppauge, NY 11788
631/348-0282
FAX 631/348-0279
2101 W. Crescent Ave., Suite D
Anaheim, CA 92801
714/535-2727
FAX 714/535-5738
Info@Mason-Ind.com • www.Mason-Ind.com

FREE STANDING SPRING MOUNTS and HEIGHT SAVING BRACKETS

TYPE
SLF

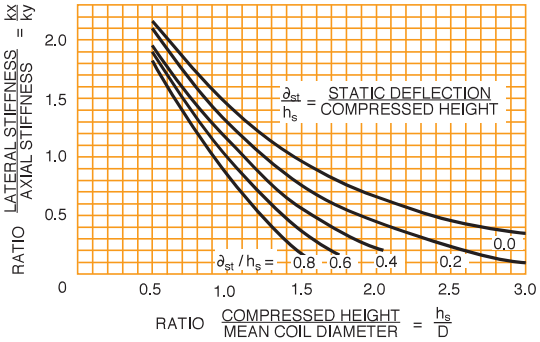
SLF-200-8 BULLETIN

The Type **SLF** spring design evolved after many years of experience using springs within guided housing as the primary isolator. Since the old housing acted telescopically, the internal springs were designed for vertical stiffness and deflection only. Early attempts to use these tall slender springs out of their housing failed as the springs showed immediate instability or they fell over when subjected to minor horizontal forces.

It was important to eliminate the housing as they had a tendency to bind whenever they were cocked and to transmit vibration in the horizontal directions. We knew that if the springs were unhampered they would not only do better vertically, but do an equally fine job in isolating the horizontal disturbances.

Our research showed that springs could be designed with horizontal stiffnesses as high, or even higher than the vertical by carefully adhering to the ratios of the spring's compressed height to the mean coil diameter, and the static deflection to the compressed height as shown in the graph.

SINGLE SPRING
1" 25mm Deflection
SLF MOUNT



SINGLE SPRING
1" 25mm Deflection
SLFH MOUNT

Starting with the 1" **25mm** deflection series, we paid great attention to these design factors and our springs became short stable columns. When we had tested and were completely satisfied with the 1" **25mm** designs, we moved on the 2" **51mm**, 3" **76mm**, 4" **102mm** and 5" **127mm** deflection series. Every spring table now includes data on the ratio of the spring diameter to the compressed height, and the ratio of the horizontal to the vertical spring constants. Our specifications suggest a minimum ratio of 0.75 between the spring diameter and the compressed height as a good working rule, although some of our designs exceed this number.

All of these springs are designed so as not to exceed the elastic limit when the coils are closed up and the springs are compressed solid. This prevents damage when the springs are overloaded and assures a return to the spring's free height. The rated loads and deflections allow for 50% additional travel to solid to accommodate weight distribution errors and to keep the springs operating in a low stress range. In our Nominal 1" **25mm** Deflection A, B, and C Spring series the smallest rated deflection is 1" **25mm** although some of the lighter springs can deflect as much as 2" **51mm**. The springs are used individually or in clusters to develop greater capacity. Some of our B2 and C2 springs only meet competitive criteria and do not have 50% additional travel. This is clearly noted in our catalog Data Sheet DS-208.

MULTIPLE SPRING
1" 25mm Deflection
SLF MOUNT

In an effort to develop a foolproof simple isolator using these sophisticated springs, we have merely added a neoprene friction pad on the bottom to help prevent the passage of noise and a spring loading and adjustment bolt at the top with a locking cap screw. You will find that these adjustment bolts are very substantial because they must be made rigid enough to maintain the alignment of the top of the spring with the base plate, and the head of the bolt is actually the equipment supporting surface. The bolts are tapped to receive the locking cap screw as this methods makes it easy to remove the isolator for servicing. The 5" **127mm** deflection springs are sometimes furnished with three adjustment bolts in a tripod arrangement to maintain the top plate stability. Other stabilizing methods use single oversized bolts or pull-down brackets. In some cases **SLF** mountings with smaller deflections are similarly designed when there are large horizontal forces such as in the isolation of a horizontal compressor. There is no need to bolt this mounting down in most cases because of the friction pad and the spring's reduction of the horizontal forces before they get down to the base plate.

SLF mountings of the proper deflection are recommended for all vibration control applications where it is not necessary to cope with weight removal or seismic and wind load problems. Excessive discharge pressures can be dealt with by adding mass through the use of floating inertia bases or where mass is not a practical solution, by the addition of horizontal thrust restraints.

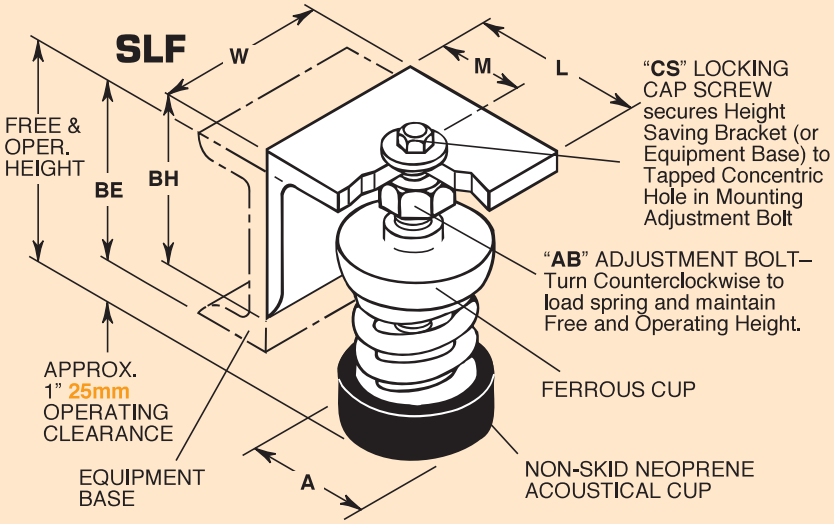
SINGLE SPRING
2" 51mm,
3" 76mm,
4" 102mm and
5" 127mm
Deflection
SLF MOUNT

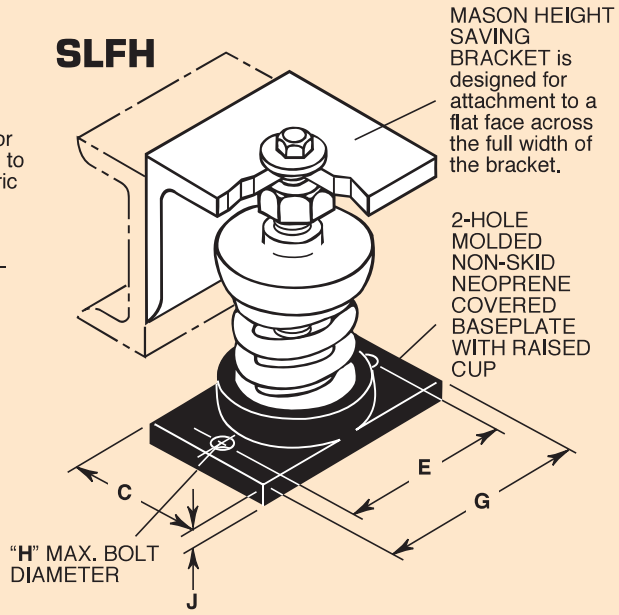
Steel Holders (Top & Bottom) are used when spring O.D. exceeds 7¾" 197mm

The **SLFH** series of mounts are identical to the style **SLF** except for having two or four holes in the base to allow for bolting to the structure. Since it is expensive to bolt mountings down, and any bolting procedure tends to bypass the acoustical action of the neoprene pad on the bottom of the mounting, it is strongly recommended that you use the Type **SLF** unless the **SLFH** must be used because of elevated installations on steel beams, etc.

1" 25mm Deflection
SLF SINGLE SPRING MOUNTS

Change designation to SLFH when base plate with bolt holes is required.





Matching Height Saving Bracket

BH- Bracket Height BE- Bracket Elevation

Type	Size	L (in)	L (mm)	M (in)	M (mm)	W (in)	W (mm)	BE (in)	BE (mm)	BH (in)	BH (mm)
SLF- SLFH-	X	21/2	64	2	51	3	76	23/4	70	21/2	64
	A-45 – A-400	21/2	64	2	51	3	76	31/4	83	21/2	64
	A-510 – A-625	21/2	64	2	51	3	76	35/8	92	21/2	64
	B & C	4	102	23/4	70	3	76	5	127	4	102

All springs have additional travel to solid equal to 50% of the rated deflection.

Solid Spring Height = Free Height minus 1.5 times Rated Deflection.

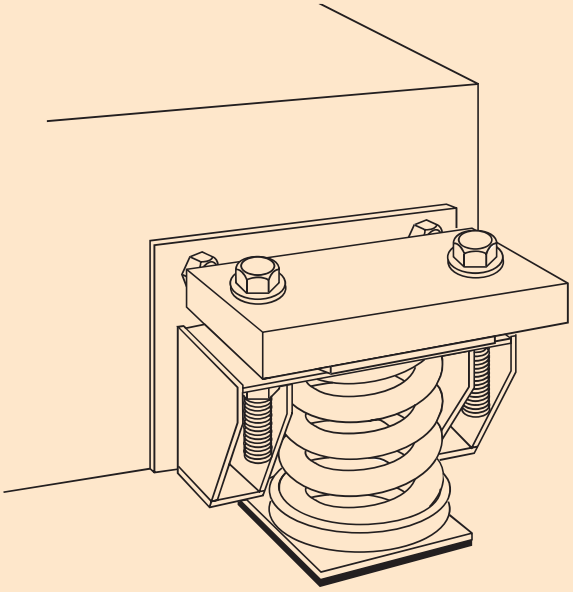
Ratings & Dimensions for 1" 25mm Deflection Single Spring Mounts (inches mm)

Type	Size	Rated Capacity (lbs)	(kg)	Rated Defl. (in)	(mm)	Spring Constant (lbs/in)	(kg/mm)	Spring Color	Spring Only Spring OD	Spring Only Free Height	Free & Oper Ht	A	C	E	G	Max. Bolt Dia. H	J	Adjustment Bolt AB	Locking Cap Screw CS
SLF- SLFH-	X-12†	12	5	1.25	32	10	0.18	Orange	11/2 38	21/2 64	33/4 95	2 51	– –	– –	– –	– –	– –	1/2 x 21/2 x 64	1/4 x 1 x 25
	X-23†	23	10	1.50	38	18	0.26	Brown											
	X-33†	33	15	1.30	33	30	0.45	Red											
	X-54†	54	24	1.40	36	45	0.67	White											
	X-76†	76	34	1.22	31	73	1.10	Black											
	X-113†	113	51	1.20	30	113	1.70	Yellow											
	X-130†	130	59	1.20	30	130	1.97	Purple											
	X-175†	175	79	1.20	30	175	2.63	Silver											
	X-210†	210	95	1.20	30	210	3.17	Blue											
	A-45	45	20	1.60	41	28	0.49	Blue	13/4 44	3 76	41/4 108	21/8 54	21/4 57	3 76	33/4 95	1/4 6	3/8 10	5/8 x 21/2 x 64	3/8 x 1 x 25
	A-75	75	34	1.50	38	50	0.89	Orange											
	A-125	125	57	1.33	34	94	1.68	Brown											
	A-200	200	91	1.15	29	174	3.14	Black											
	A-310	310	141	1.00	25	310	5.64	Yellow											
	A-400	400	181	1.00	25	400	7.24	Green											
	A-510	510	231	1.00	25	510	9.24	Red	13/4 44	31/8 79	45/8 117	21/8 54	21/4 57	3 76	33/4 95	1/4 6	3/8 10	5/8 x 21/2 x 64	3/8 x 1 x 25
	A-625	625	283	1.00	25	625	11.32	White	13/4 44	33/8 86									
	B-65	65	29	2.10	53	31	0.55	Brown	23/8 60	4 102	6 152	23/4 70	27/8 73	41/8 105	53/8 137	1/2 13	3/8 10	7/8 x 41/4 x 108	1/2 x 11/4 x 32
	B-85	85	39	2.10	53	40	0.74	White††											
	B-115	115	52	2.00	51	57	1.02	Silver											
	B-150	150	68	2.00	51	75	1.33	Orange											
	B-280	280	127	1.60	41	174	3.10	Green											
	B-450	450	204	1.31	33	344	6.18	Red											
	B-750	750	340	1.12	28	670	12.14	White											
	B-1000	1000	454	1.00	25	1000	18.16	Blue											
	C-1000	1000	454	1.00	25	1000	18.16	Black	21/4 73	41/8 105	6 152	31/4 83	33/8 86	43/4 121	61/8 156	1/2 13	3/8 10	7/8 x 41/4 x 108	1/2 x 11/4 x 32
	C-1350	1350	612	1.00	25	1350	24.48	Yellow											
	C-1750	1750	794	1.00	25	1750	31.76	Black*											
	C-2100	2100	953	1.00	25	2100	38.12	Yellow*											
	C-2385	2385	1082	1.00	25	2385	43.28	Yellow**											
	C-2650	2650	1202	1.00	25	2650	48.08	Red*											
	C-2935	2935	1331	1.00	25	2935	53.24	Red**											

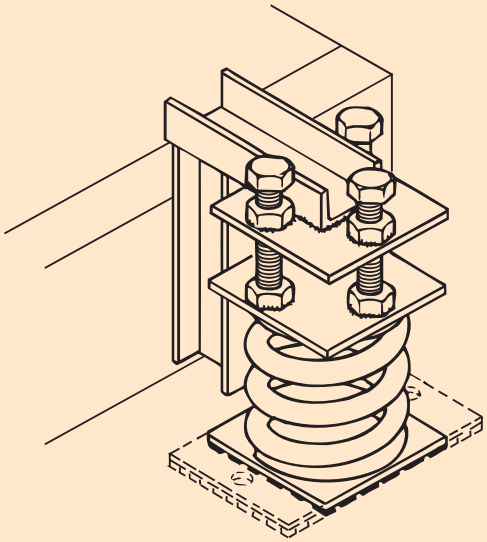
†SLFH not available ††with BLACK stripe *with RED inner spring **with GREEN inner spring

Alternate bracket and spring adjustment methods to improve stability and appearance when using 4” 102mm, 5” 127mm and greater deflection springs.

PULL-DOWN BRACKET



3 ADJUSTMENT BOLTS



SPRING CHARACTERISTICS

Spring Size	Rated Deflection	Ratio Kx/Ky	Ratio OD/OH	Spring Size	Rated Deflection	Ratio Kx/Ky	Ratio OD/OH
X	1.00-1.30	0.75-1.00	0.92-1.40	101-118	2.00-2.55	0.71-1.10	0.82-1.15
A	1.00-1.60	0.50-0.90	0.74-1.25	126-143	3.25	0.72-1.00	0.85-1.36
B	1.00-2.10	0.70-0.90	0.80-1.25	150-169	4.38	0.80-1.10	0.85-1.33
C & Multiples	1.00	0.90-1.10	0.92	174-198	5.27-5.38	0.70-1.00	0.92-1.31

PRODUCT FINISHES

All standard products have a painted or powder coated finish unless otherwise indicated. Springs are powder coated or zinc electroplated.

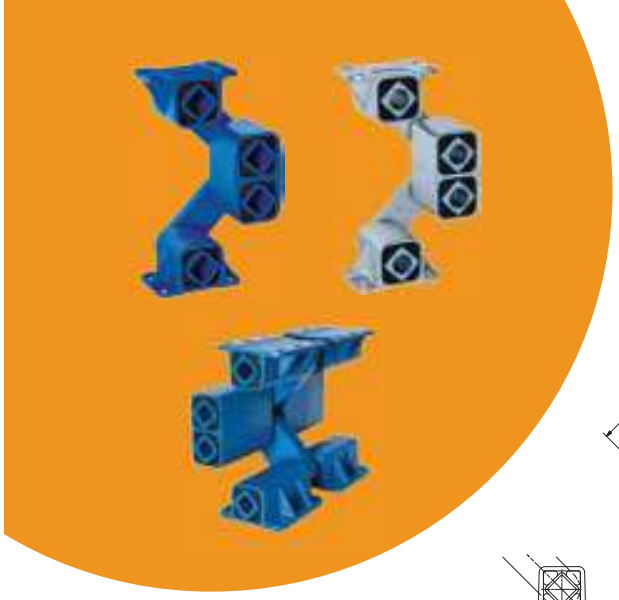
All mounts can be manufactured in stainless steel or hot dipped galvanized at additional cost.

MASON INDUSTRIES, INC.
350 Rabro Drive,Hauppauge, NY 11788 • 631/348-0282 • FAX 631/348-0279
2101 W. Crescent Ave., Suite D • Anaheim, CA 92801 • 714/535-2727 • FAX 714/535-5738
Email info@Mason-Ind.com • Website www.Mason-Ind.com

Wu1006
2/08

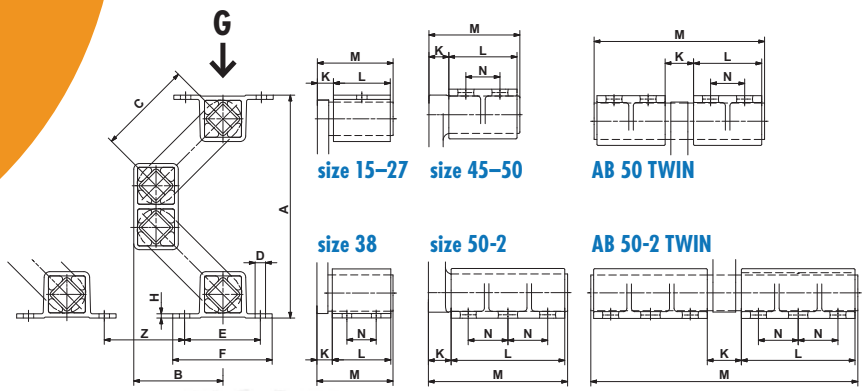
ANEXO A.22

Aislador oscilante ROSTA



Oscillating Mountings

Type AB (standard blue)
Type ABI (stainless steel)



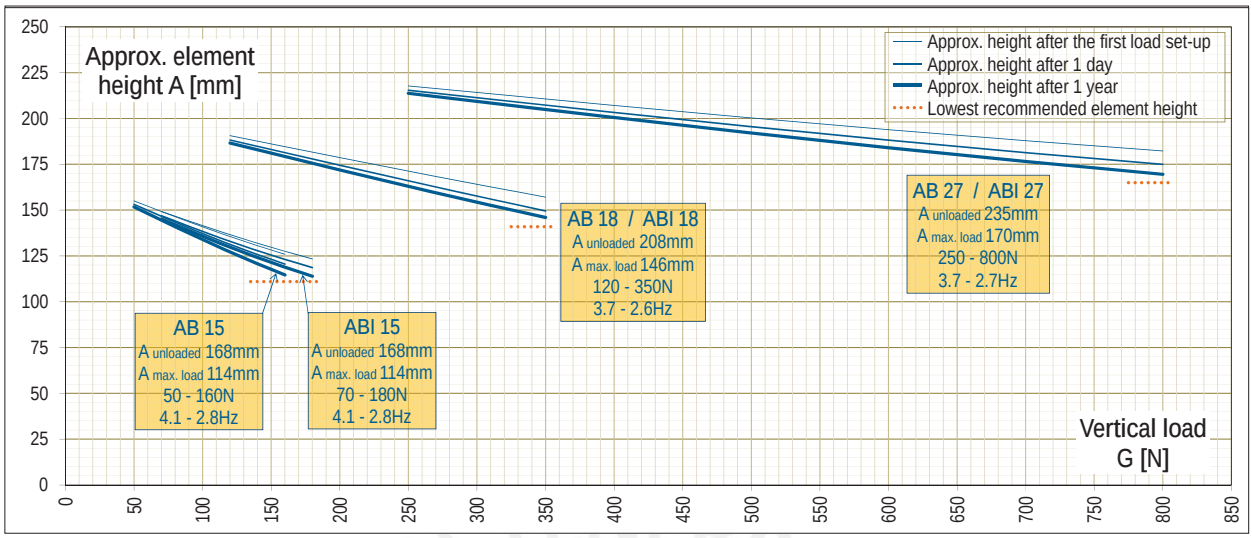
Art. No.	Type	Load capacity Gmin. – Gmax. [N]	A un-loaded	A* max. load	B un-loaded	B* max. load	C	D	E	F	H	K	L	M	N	Weight [kg]
07 051 056	**AB 15**	50 – 160	168	114	70	88	80	ø7	50	65	3	10	40	52	–	0.5
new 07 171 107	**ABI 15**	70 – 180						7x10								0.9
07 051 057	**AB 18**	120 – 350	208	146	88	109	100	ø9	60	80	3.5	14	50	67	–	1.2
new 07 171 114	**ABI 18**							9x15								1.7
07 051 058	**AB 27**	250 – 800	235	170	94	116	100	ø11	80	105	4.5	17	60	80	–	2.2
new 07 171 109	**ABI 27**							11x20								3.3
07 051 059	**AB 38**	600 – 1'600	305	225	120	147	125	ø13	100	125	6	21	80	104	40	5.1
new 07 171 110	**ABI 38**							13x20								7.6
07 051 054	**AB 45**	1'200 – 3'000	353	257	141	172	140	13x26	115	145	8	28	100	132	58	11.5
new 07 171 111	**ABI 45**				137	168										13.5
07 051 061	**AB 50**	2'500 – 6'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	35	120	160	60	19.1
new 07 171 112	**ABI 50**															21.9
07 051 055	**AB 50-2**	4'200 – 10'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	40	200	245	70	32.2
new 07 171 113	**ABI 50-2**															35.4
07 051 008	**AB 50 TWIN**	5'000 – 12'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	50	120	300	60	35.0
07 051 009	**AB 50-2 TWIN**	8'400 – 20'000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	60	200	470	70	54.0

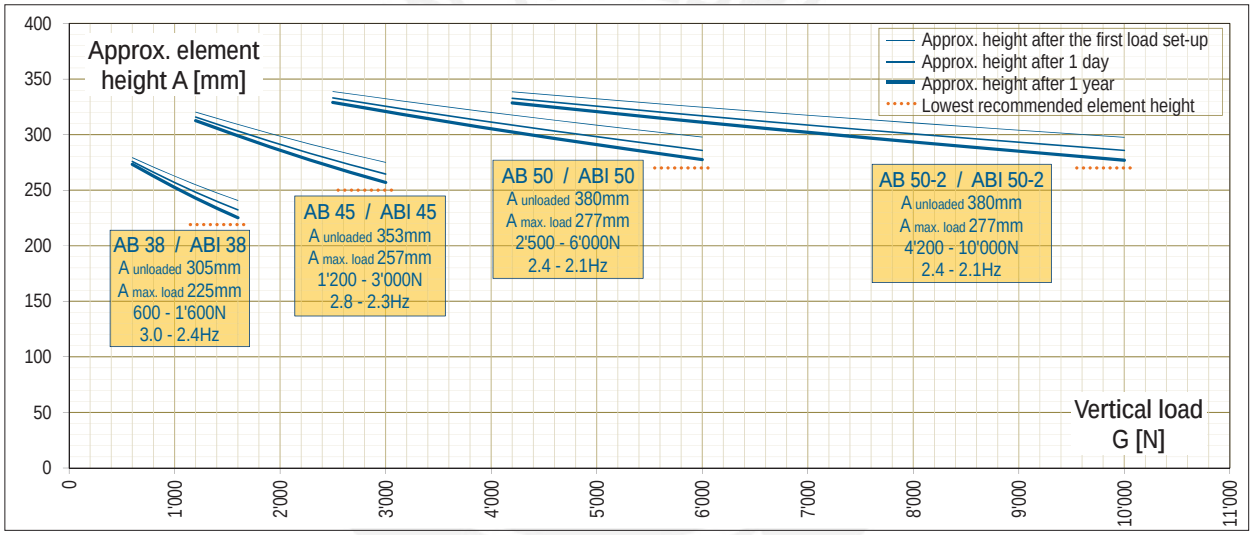
Art. No.	Type	Natural frequency Gmin. – Gmax. [Hz]	Z	Dynamic spring value cd vertical [N/mm]	Dynamic spring value cd horizontal [N/mm]	Capacity limits by different rpm 720 min⁻¹ sw max. [mm]	720 min⁻¹ K max. [–]	960 min⁻¹ sw max. [mm]	960 min⁻¹ K max. [–]	1440 min⁻¹ sw max. [mm]	1440 min⁻¹ K max. [–]	Light metal profile	Steel welded construction	Nodular cast iron	ROSTA blue painted	Stainless steel casting
07 051 056	**AB 15**	4.0 – 2.8	65	10	6	14	4.1	12	6.2	8	9.3	x	x		x	
new 07 171 107	**ABI 15**															x
07 051 057	**AB 18**	3.7 – 2.6	80	20	14	17	4.9	15	7.7	8	9.3	x	x		x	
new 07 171 114	**ABI 18**															x
07 051 058	**AB 27**	3.7 – 2.7	80	40	25	17	4.9	14	7.2	8	9.3	x	x		x	
new 07 171 109	**ABI 27**															x
07 051 059	**AB 38**	3.0 – 2.4	100	60	30	20	5.8	17	8.8	8	9.3	x	x		x	
new 07 171 110	**ABI 38**															x
07 051 054	**AB 45**	2.8 – 2.3	115	100	50	21	6.1	18	9.3	8	9.3	x	x	x	x	
new 07 171 111	**ABI 45**															x
07 051 061	**AB 50**	2.4 – 2.1	140	190	85	22	6.4	18	9.3	8	9.3			x	x	
new 07 171 112	**ABI 50**															x
07 051 055	**AB 50-2**	2.4 – 2.1	140	320	140	22	6.4	18	9.3	8	9.3			x	x	
new 07 171 113	**ABI 50-2**															x
07 051 008	**AB 50 TWIN**	2.4 – 2.1	140	380	170	22	6.4	18	9.3	8	9.3		x	x	x	
07 051 009	**AB 50-2 TWIN**	2.4 – 2.1	140	380	170	22	6.4	18	9.3	8	9.3		x	x	x	
				Values in nominal load range at 960 min⁻¹ and sw of 8 mm		Acceleration > 9.3 g is not recommended						Material structure				

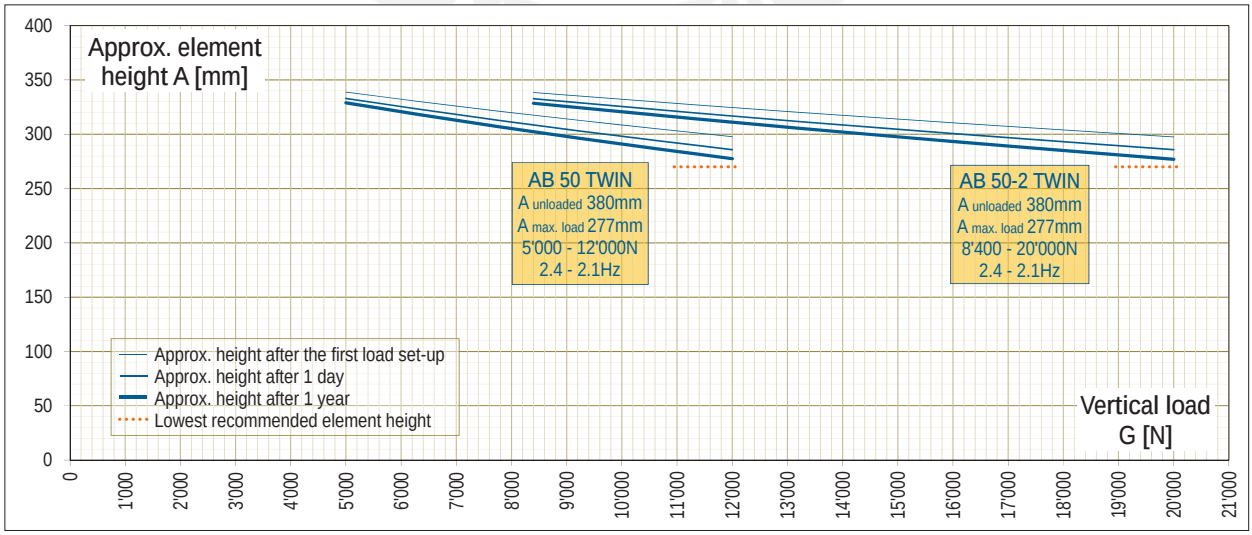
ROSTA
www.rosta.com

* compression load Gmax. and cold flow compensation (after approx. 1 year).

Element heights and cold flow behaviour AB and ABI







ANEXO A.23

Planchas y perfiles estructurales

productos planos

Son comercializados con la garantía de Corporación Aceros Arequipa y bajo un estricto cumplimiento de las Normas ISO 9000.

PLANCHAS Y BOBINAS LAMINADAS EN CALIENTE

Planchas Delgadas LAC

Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación, de espesores menores que 4.75 mm.

DIMENSIONES NOMINALES (1)	
Calidad Comercial PDLAC 1011 TB (mm)	Calidad Estructural PDLAC A36 (mm)
1.8 x 1,000 x 2,400	3.0 x 1,500 x 6,000
1.9 x 1,000 x 2,400	4.0 x 1,500 x 6,000
2.0 x 1,100 x 2,400	4.5 x 1,200 x 2,400
2.0 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,200 x 6,000
2.2 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,500 x 6,000
2.3 x 1,200 x 2,400	
2.4 x 1,200 x 2,400	
2.5 x 12,00 x 2,400	
2.8 x 1,200 x 2,400	
2.9 x 1,200 x 2,400	
3.0 x 1,200 x 2,400	
4.0 x 1,200 x 2,400	
4.4 x 1,200 x 2,400	

NORMAS TÉCNICAS:
Comercial : ASTM A1011 TB
Estructural : ASTM A36

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Comercial:
Límite de Fluencia mínimo = 2,110 - 3,510 kg/cm² (*)
Alargamiento en 50 mm = 25.0 % mínimo (*)
Doblado = a 180º

Estructural
Límite de Fluencia mínimo = 2,550 kg/cm² (*)
Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,610 kg/cm²
Alargamiento en 50 mm = 20.0 % mínimo
Doblado = a 180º (opcional).
Diámetro Pin = 3e. Sentido Laminación

(*) Referencial
(1) Previa consulta y a pedido, también se suministra en otras longitudes.

USOS:
Construcción de silos, embarcaciones pesqueras, vagones, estructuras y usos en general.

Planchas Gruesas LAC

Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación de espesores mayores que 4.75 mm.

DIMENSIONES NOMINALES (1)				
PGLAC A1011 Tipo B (mm)		PGLAC A36 (mm)		PGLAC A36 (mm)
5.9 x 1,200 x 2,400	9.0 x 1,500 x 6,000	6.0 x 1,200 x 2,400	32.0 x 1,500 x 6,000	16.0 x 2,400 x 6,000
8.0 x 1,200 x 2,400	9.0 x 2,400 x 6,000	6.0 x 1,200 x 6,000	32.0 x 2,400 x 6,000	16.0 x 3,000 x 6,000
6.0 x 2,400 x 6,000	9.0 x 3,000 x 6,000	19.0 x 1,200 x 2,400	32.0 x 3,000 x 6,000	
8.0 x 1,200 x 2,400	12.0 x 1,200 x 2,400	19.0 x 1,500 x 6,000	38.0 x 1,500 x 6,000	
8.0 x 1,200 x 6,000	12.0 x 1,500 x 6,000	19.0 x 2,400 x 6,000	38.0 x 2,400 x 6,000	
8.0 x 1,500 x 6,000	12.0 x 2,400 x 6,000	19.0 x 3,000 x 6,000	38.0 x 3,000 x 6,000	
8.0 x 2,400 x 6,000	12.0 x 3,000 x 6,000	25.0 x 1,200 x 2,400	50.0 x 1,500 x 6,000	
8.0 x 3,000 x 6,000	16.0 x 1,200 x 2,400	25.0 x 1,500 x 6,000	50.0 x 2,400 x 6,000	
9.0 x 1,200 x 2,400	16.0 x 1,500 x 6,000	25.0 x 2,400 x 6,000	50.0 x 3,000 x 6,000	
9.0 x 1,200 x 6,000		25.0 x 3,000 x 6,000		

NORMAS TÉCNICAS:
Comercial : ASTM A1011 Tipo B
Estructural : ASTM A36

USOS:
Construcción de silos, plataformas, embarcaciones, equipamiento pesado, carrocerías, etc.

(1)Previa consulta y a pedido, también se suministra en otras longitudes.

Planchas Estriadas LAC

DIMENSIONES NOMINALES
PLACE A 1011 TB
2.5 x 1,000 x 2,400 mm
2.5 x 1,200 x 2,400 mm
2.9 x 1,000 x 2,400 mm
2.9 x 1,200 x 2,400 mm
4.4 x 1,200 x 2,400 mm
5.9 x 1,200 x 2,400 mm

NORMA TÉCNICA:
ASTM A786 1 A786M
Adicionalmente, estos productos cumplen con las exigencias de la norma estructural respectiva, como A 1011 / A 1011 M Tipo B.

PRESENTACIÓN:
Las planchas vienen sueltas en función del espesor o en paquetes de 2.0 TM mínimo.
A solicitud del cliente se emiten certificados de calidad.

USOS:
En la construcción de plataformas, pisos, escaleras, equipamiento de transporte y circulación, y estructuras en general.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Límite de Fluencia mínimo = 2,110 - 3,510 kg/cm² (*)
Alargamiento = 25 % mín. (*)
Doblado al frío = Sin fisura

(*) Valores referenciales.

tubos

Los Tubos Aceros Arequipa son los únicos que poseen un acabado perfecto, limpio de rebordes. No tienen abolladuras en los extremos, lo que permite aprovechar todo el tubo.

Contamos con una gama completa de medidas y acabados para todos los usos. Se abastecen largos especiales a pedido.

Tubo LAC A500

DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m

Designación Nominal		Dimensión Exterior (mm)	Espesores (mm) 1.8	2	2.3	2.5	3	3.3	4
REDONDO DIAM. NOMINAL	1/2"	21.3	0.866	0.952		1.159			
	3/4"	26.7	1.105	1.218		1.492			
	1"	33.4	1.403	1.549		1.905	2.249		
	1 1/4"	42.2	1.793	1.983		2.448	2.900		
	1 1/2"	48.3	2.064	2.284	2.609	2.824	3.351	3.662	
	2"	60.3	2.597	2.876		3.564	4.239		
	2 1/2"	73.0		3.502		4.347	5.179		
	3"	88.9		4.285		5.327	6.355		
	4"	114.3		5.539		6.892	8.234	9.034	
CUAD O.D	4"	101.6							12.133

NORMAS TÉCNICAS DE FABRICACIÓN:
Las dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la Norma ASTM A500.

DESCRIPCIÓN :
Tubo para estructura fabricado con acero al carbono laminado en caliente (LAC), utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación pueden ser redondas y cuadradas.

PRESENTACIÓN:
Longitud
Tubos Redondos : 6.40 m.
Tubos Cuadrados y Rectangulares : 6 m.
Otras longitudes a pedido.

Acabado de extremos : Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Recubrimiento : Negro
Galvanizado (solo tubo redondo).

USOS:
Estructuras livianas diversas, tijerales, postes, etc.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Redondo:
Resistencia a la Tracción = 310 Min. Mpa
Límite de Fluencia = 228 Min. Mpa
Cuadrado y Rectangular:
Resistencia a la Tracción = 310 Min. Mpa
Límite de Fluencia = 269 Min. Mpa

Tubo ASTM A53

DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m

DESIGNACIÓN	DIÁMETRO EXTERIOR (mm)	ESPESOR SCH-40 (mm)	PESO SCH-40 (Kg/m)
1/8"	10.3	1.73	0.370
1/4"	13.7	2.24	0.630
3/8"	17.1	2.31	0.840
1/2"	21.3	2.77	1.270
3/4"	26.7	2.87	1.690
1"	33.4	3.38	2.500
1 1/4"	42.2	3.56	3.390
1 1/2"	48.3	3.68	4.050
2"	60.3	3.91	5.440
2 1/2"	73.0	5.16	8.630
3"	88.9	5.49	11.290
3 1/2"	101.6	5.74	13.570
4"	114.3	6.02	16.070
5"	141.3	6.55	21.770
6"	168.3	7.11	28.260

DESCRIPCIÓN:
Tubos para alta presión (SCH 40) fabricados con acero al carbono de calidad estructural, utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

NORMA TÉCNICA DE FABRICACIÓN:
Según Norma ASTM A53

Comprende dos tipos (grados)

Grado A: Schedule 10
Schedule 20
Schedule 30
Schedule 40

Grado B (Tratamiento Térmico): Schedule 40

USOS:
Conducción para alta presión de agua, gas, vapor, petróleo, aire presurizado y fluidos no corrosivos.

PRESENTACIÓN:
Longitud : 6.40 m (21').
Otras longitudes a pedido.

Acabado de extremos : Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Biselado.
Roscado (según Norma ANSI B1.20.1).
Ranura tipo Victaulic.

Recubrimiento : Negro.
Galvanizado (Según ASTM A53).
Pintado.
Aceitado.
Desengrasado.
Bajo Pedido.

Acabado Interno : Escariado.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Grado A:
Resistencia a la Tracción = 330 Min. Mpa
Límite de Fluencia = 205 Min. Mpa

Grado B:
Resistencia a la Tracción = 415 Min. Mpa
Límite de Fluencia = 240 Min. Mpa

TOLERANCIAS DIMENSIONALES :
Espesor mínimo : -12.5 % del valor nominal
Peso : + / - 10 % del valor nominal

Diámetro : + / - 1 % del valor nominal

Tubo LAF A513

DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m

	Dimensión	Espesores (mm)							
		0.6	0.7	0.75	0.8	0.9	1.0	1.2	1.5
REDONDO	1/2"	0.179	0.207	0.221	0.235	0.262	0.289		
	5/8"	0.226	0.262	0.280	0.298	0.332	0.367	0.434	
	3/4"	0.273	0.317	0.338	0.360	0.403	0.445	0.528	0.649
	7/8"		0.372	0.397	0.423	0.473	0.523	0.622	0.766
	1"			0.456	0.485	0.544	0.602	0.716	0.884
	1 1/4"			0.573	0.611	0.685	0.758	0.904	1.119
	1 1/2"			0.691	0.736	0.826	0.915	1.092	1.354
	1 3/4"			0.808	0.861	0.967	1.072	1.280	1.589
	2"			0.926	0.986	1.108	1.228	1.468	1.824
	3"							2.220	
CUAD.	5/8"		0.319	0.341	0.363	0.406	0.449	0.533	
	3/4"	0.342		0.425	0.452	0.507	0.560	0.666	0.822
	7/8"	0.429		0.515	0.548	0.614	0.680	0.810	1.001
	1"	0.459		0.572	0.609	0.683	0.756	0.901	1.115
	1 1/4"			0.718	0.765	0.858	0.951	1.136	1.408
	1 1/2"				0.920	1.035	1.148	1.371	1.703
RECT.	1/2"x1 1/2"				0.615	0.689	0.763	0.910	1.126
	1"x2"			0.865	0.928	1.042	1.155	1.381	1.715

NORMAS TÉCNICAS:
Las dimensiones y espesores se fabrican según la Norma ASTM A513 Tipo 2.

DESCRIPCIÓN :
Tubo electrosoldado fabricado con acero al carbono laminado en frío (LAF), utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

Las secciones de fabricación pueden ser redondas, cuadradas y rectangulares.

PRESENTACIÓN:
Longitud : 6 metros. Otras longitudes a pedido.
Acabado de extremos : Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Recubrimiento : Aceitado.

USOS:
Tubos para estructuras ligeras, muebles, cerrajería en general y usos ornamentales.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES :
Longitud : + 20 mm, - 5 mm
Espesor : Según Norma ASTM A513.

Rectitud
Redondo : Variación máxima 0.76 mm / m
Cuadrado y Rectangular : Variación máxima 1.7 mm / m

Tubo ISO65

DESIGNACIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m

Designación Nominal	Dimensión Exterior (mm)	Serie Liviana (L)		Serie Standard (S)		Serie Mediana (M)		Serie Pesada (H)	
		Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
1/4"	13.5			2.0	0.570				
3/8"	17.2			2.0	0.742				
1/2"	21.3	2.00	0.947	2.3	1.080				
3/4"	26.9	2.00	1.228	2.3	1.390				
1"	33.7	2.60	1.980	2.9	2.200				
1 1/4"	42.4	2.60	2.540	2.9	2.820				
1 1/2"	48.3	2.65	2.983	2.9	3.240				
2"	60.3	2.90	4.080	3.2	4.490				
2 1/2"	73.0	3.00	5.179	3.2	5.730	3.6	6.420	4.5	7.930
3"	88.9	3.20	6.720	3.6	7.550	4.0	8.360	5.0	10.300
4"	114.3	3.60	9.750	4.0	10.800	4.5	12.200	5.4	14.500
5"	139.7					5.0	16.600	5.4	17.900
6"	165.1					5.0	19.800	5.4	21.300

NORMAS TÉCNICAS:
Diámetros y espesores según Norma ISO 65.

DESCRIPCIÓN :
Tubos fabricados con acero al carbono, utilizando el sistema de soldadura por resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW).

PRESENTACIÓN:
Longitud : 6.40 metros
Otras longitudes a pedido.
Acabado de extremos : Refrentado (plano), limpio de rebordes.
Roscado (según norma ANSI B1.20.1)
Recubrimiento : Negro
Galvanizado (según norma ISO 1461)
Aceitado *
Desengrasado *

USOS:
Conducción de agua, gas, vapor, petróleo, aire presurizado y fluidos no corrosivos.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES :
Espesor mínimo :
Serie S, Serie M y Serie H : -12.5 % del espesor nominal.
Serie L : -8 % del espesor nominal.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Resistencia a la Tracción = 320 - 520 Min. N/mm²
Elongación mínima = 15%

PRUEBA HIDROSTÁTICA :
A 700 PSI

* Fabricación bajo pedido.

barras y perfiles

Al haberse laminado en caliente, nuestras barras cuentan con una distribución uniforme de sus propiedades, lo cual garantiza seguridad en el trabajo en cualquier sección de la barra, sin afectar su resistencia y facilitando el doblado.

FÁCILES DE TRABAJAR: Las más fáciles de trabajar, porque tienen el contenido preciso de carbono. Son flexibles, pero resistentes en el trabajo final.

MAYOR SOLDABILIDAD: Las más soldables, permitiendo un buen cordón de soldadura con los distintos tipos de electrodos, porque tienen el contenido preciso de manganeso y azufre.

VARIEDAD DE MEDIDAS: Ofrecidas en la mayor variedad de formas, medidas y espesores del mercado peruano y se adecuan a las necesidades de la industria.

ngulos Estructurales

DIMENSIONES Sistema Inglés (pulgadas)	
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	2 1/2 x 2 1/2 x 1/4
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	2 1/2 x 2 1/2 x 5/16
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	2 1/2 x 2 1/2 x 3/8
1 3/4 x 1 3/4 x 1/8	3 x 3 x 1/4
1 3/4 x 1 3/4 x 3/16	3 x 3 x 5/16
1 3/4 x 1 3/4 x 1/4	3 x 3 x 3/8
2 x 2 x 1/8	3 x 3 x 1/2
2 x 2 x 3/16	4 x 4 x 1/4
2 x 2 x 1/4	4 x 4 x 5/16
2 x 2 x 5/16	4 x 4 x 3/8
2 x 2 x 3/8	4 x 4 x 1/2

DIMENSIONES Sistema métrico (mm)
20 x 20 x 2.0
20 x 20 x 2.5
20 x 20 x 3.0
25 x 25 x 2.0
25 x 25 x 2.5
25 x 25 x 3.0
25 x 25 x 4.5
25 x 25 x 6.0
30 x 30 x 2.0
30 x 30 x 2.5
30 x 30 x 3.0
30 x 30 x 4.5
30 x 30 x 6.0

NORMAS TÉCNICAS:
Sistema Inglés: Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36 M
Tolerancias Dimensionales: ASTM A6 / A6 M
Sistema Métrico: Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36 M
Tolerancias Dimensionales: ISO 657/ V

PRESENTACIÓN:
Se produce en longitudes de 6 metros.
Se suministra en varillas y en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por 2 paquetes de 1 TM c/u.

USOS:
Estructuras metálicas de todo tipo: plantas industriales, almacenes, techado de grandes luces, industria naval, carrocerías y torres de transmisión, construcción de puertas, portones, cercos, marcos de ventana, rejas de protección, muebles, mesas, sillas, etc.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Límite de Fluencia mínimo = 2,530 kg/cm².
Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 kg/cm² (*)
Alargamiento en 200 mm
Espesores:
2.0mm, 2.5mm, 3.0mm, 3/32" y 1/8" = 12.5 % mínimo
4.5 mm = 14.5 % mínimo
3/16" = 15.0 % mínimo
6.0 mm = 17.0 % mínimo
1/4" = 17.5 % mínimo
5/16", 3/8" y 1/2 = 20.0 % mínimo
Soldabilidad = Buena.

(*) Para espesores de 2.0 y 2.5 mm, la resistencia a la tracción mínima es de 3500 kg/cm².

Platinas

DIMENSIONES Sistema Inglés (pulgadas)			
1/8 x 1/2	3/16 x 1 1/2	1/4 x 4	1/2 x 3
1/8 x 5/8	3/16 x 2	3/8 x 1	1/2 x 4
1/8 x 3/4	3/16 x 2 1/2	3/8 x 1 1/4	5/8 x 2 1/2
1/8 x 1	1/4 x 1/2	3/8 x 1 1/2	5/8 x 3
1/8 x 1 1/4	1/4 x 5/8	3/8 x 2	5/8 x 4
1/8 x 1 1/2	1/4 x 3/4	3/8 x 2 1/2	3/4 x 4
1/8 x 2	1/4 x 1	3/8 x 3	1 x 3
3/16 x 1/2	1/4 x 1 1/4	3/8 x 4	1 x 4
3/16 x 5/8	1/4 x 1 1/2	1/2 x 1	
3/16 x 3/4	1/4 x 2	1/2 x 1 1/2	
3/16 x 1	1/4 x 2 1/2	1/2 x 2	
3/16 x 1 1/4	1/4 x 3	1/2 x 2 1/2	

NORMAS TÉCNICAS:
Composición Química y Propiedades Mecánicas: ASTM A36
Tolerancias Dimensionales : ISO 1035/4

PRESENTACIÓN:
Se produce en barras de 6 metros de longitud. Se suministra en varillas y en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por 2 paquetes de 1 TM c/u.

USOS:
Estructuras metálicas de todo tipo: construcción de puertas, portones, cercos, marcos de ventanas, rejas de protección y decorativas, barandas, carpintería metálica artística, muebles, mesas, sillas, adornos, herramientas (martillos, tenazas, cinceles, etc).

PROPIEDADES MECÁNICAS:
Límite de Fluencia mínimo = 2,530 kg/cm²
Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 kg/cm²
Alargamiento en 200 mm:
1/8" = 12.5 % mínimo
3/16" = 15.0 % mínimo
1/4" = 17.5 % mínimo
3/8", 1/2", 5/8", 3/4" y 1" = 20.0 % mínimo
Doblado a 180º = Bueno
Soldabilidad = Buena.

Barras Redondas Lisas

DIMENSIONES Sistema Inglés (pulgadas)	
3/8	1 1/4
1/2	1 3/8
5/8	1 1/2
3/4	1 3/4
7/8	2
1	2 1/4
1 1/8	2 1/2

NORMAS TÉCNICAS:
Composición Química : ASTM A36, SAE 1045
Tolerancias Dimensionales
- Barras de diámetros ≤ a 1" : ISO 1035/4
- Barras de diámetros > a 1" : ASTM A6 / A6M

PRESENTACIÓN:
Se produce en longitudes de 6 metros.
Las barras de diámetros mayores a 1" se entregan además pulidas. Se suministra en varillas y en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por 2 paquetes de 1 TM c/u. La calidad 1045 se identifica con los colores blanco, o blanco y negro.

USOS:
Estructuras metálicas de todo tipo, construcción de puertas, portones, cercos, marcos de ventanas, rejas de protección y decorativas, barandas, carpintería metálica artística, muebles, mesas, sillas, adornos, herramientas (martillos, tenazas, cinceles, etc), pernos, tuercas (por recalado o mecanizado), ejes, pines, pasadores, etc.

PROPIEDADES MECÁNICAS:
ASTM A36: Límite de Fluencia mínimo = 2,530 kg/cm². (*)
Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 kg/cm² (*)
Alargamiento en 200 mm = 20.0 % mínimo
SAE 1045 : Límite de Fluencia mínimo = 4,000 - 5,500 kg/cm². (*)
Resistencia a la Tracción = 6,700 - 8,200 kg/cm² (*)
Alargamiento en 200 mm = 12.0 % mínimo

(*) Valores referenciales.

ANEXO A.24

Rueda Industrial (Garrucha)

SERIE 22: Ruedas en goma anti huella, núcleo en polipropileno, soporte giratorio placa NL freno delantero.

Descripción de la rueda

Bandaje formado por un anillo ensamblado en goma estándar anti-huella, dureza 80 Shore A. Núcleo en polipropileno.

Buje liso o cubo con cojinetes de rodillos

El buje liso esta realizado en el mismo material que el núcleo y acoge directamente al eje.

El cubo con cojinete de rodillos esta realizado por moldeo y aloja un cojinete de rodillos cilíndricos con jaula en poliamida 6.

Eje

Eje compuesto por tubo en acero rectificado, tornillo según norma UNI EN 24017 y tuerca según norma UNI EN 24032

Soporte giratorio placa NL freno delantero

Soporte formado por placa, anillo de retención y horquilla en chapa de acero cincado electrolíticamente, órgano de rotación formado por dos corona de bolas lubricadas con grasa y protección con anillo guardapolvo en polietileno. Perno central integral con la placa conseguido por moldeado y ensamblado por remachado. El freno delantero en chapa de acero cincado electrolíticamente permite el bloqueo del soporte y de la rueda.

										4km/h		
	80	25	107	100x85	80x60	9	39	120		65	225201	
	100	30	128	100x85	80x60	9	35	120		80	225202	
	125	37,5	156	100x85	80x60	9	37	120		110	225203	
	140	37,5	176	100x85	80x60	9	37	120		120	225204	
	150	40	182	100x85	80x60	9	37	120		130	225211	
	160	40	199	140x110	105x80	11	56	156		150	225210	
	180	45	219	140x110	105x80	11	56	156		180	225205	
	200	50	240	140x110	105x80	11	56	156		225	225206	

										4km/h		
	80	25	107	100x85	80x60	9	39	120		65		225221
	100	30	128	100x85	80x60	9	35	120		80		225222
	125	37,5	156	100x85	80x60	9	37	120		110		225223
	140	37,5	176	100x85	80x60	9	37	120		120		225224
	150	40	182	100x85	80x60	9	37	120		130		225231
	160	40	199	140x110	105x80	11	56	156		150		225230
	200	50	240	140x110	105x80	11	56	156		225		225226

Fuente: https://www.tellurerota.it/es/gama-productos/industrial-cargas-livianas/serie-22-ST/22-srp-nl-fra-ruedas-en-goma-antihuella-nucleo-en-polipropileno-soporte-giratorio-placa-nl-freno-delantero

ANEXO A.25

Periféricos de control: Variador de Frecuencia ABB, Guarda-motor, Contactor y Relé Térmico

ACS150-03E-09A8-2

ACS150-03E-09A8-2 Pn 2,2kW, I2n 9,8A IP20

General Information

Global Commercial Alias	ACS150-03E-09A8-2
Product ID	68582059
ABB Type Designation	ACS150-03E-09A8-2
EAN	6410038079413
Catalog Description	ACS150-03E-09A8-2 Pn 2,2kW, I2n 9,8A IP20

Ordering

Country of Origin	China (CN)
Customs Tariff Number	85044084
EAN	6410038079413
Invoice Description	ACS150-03E-09A8-2 Pn 2,2kW, I2n 9,8A IP20
Made To Order	No
Minimum Order Quantity	1 piece
Order Multiple	1 piece
Quote Only	No
Selling Unit of Measure	piece
Stocked At (Warehouses)	Central Stock Europe Central Stock Asia US Drive Services FIPSEEXPU014 SGRDC002EXPU CNIAB001EXPU SGIND002EXPU AUABB024EXPU

Dimensions

Product Net Height	344 mm
Product Net Length	217 mm
Product Net Weight	1.8 kg
Product Net Width	166 mm

Technical

Enclosure Class	IP20
Frequency (f)	50/60 Hz
Input Voltage (U_{in})	200 … 240 V

Mounting Type	Cabinet / Wall mounting
Number of Phases	3
Output Current, Light-Overload Use	9.8 A
Output Current, Normal Use	9.8 A
Output Power, Light-Overload Use	2.2 kW
Output Power, Normal Use	2.2 kW

—

Additional Information

Product Main Type	ACS150
Product Name	Frequency converter

—

Classifications

Product Series	ACS150

—

Categories

Drives → Low voltage AC drives → Micro drives






FAMETAL
A VCA GROUP COMPANY

Interruptores Automáticos para Motores (Guardamotores)

ABB

Características	MS116	MS132
Rango	0.1…32 A	0.1…32 A
Indicación	ON / OFF	ON / OFF / TRIP
Indicación disparo Magnético	NO	SI
Enclavamiento de manija sin accesorios	NO	SI
Clase de disparo	10A	10
Protección térmica	SI	SI
Protección Cortocircuito	SI	SI
Sensibilidad por pérdida de fase	SI	SI
Sensibilidad por pérdida de fase	SI	SI
Tensión de operación y aislamiento	690 VAC	690 VAC

Guardamotor: Manual Motor Starter Serie MS116

Código Fametal	Código del Fabricante	Modelo	Rango de protección (A)	I cu (kA) a 400 V	HP 220 V	HP 440 V	Cantidad por paquete
P0028148	1SAM250000R1004	MS116-0.63	0.40 ... 0.63	50	0.66	0.33	1
P0041149	1SAM250000R1005	MS116-1.0	0.63...1.0	50	0.25	0.5	1
P0028150	1SAM250000R1006	MS116-1.6	1.0 ...1.6	50	0.3	0.75	1
P0028151	1SAM250000R1007	MS116-2.5	1.6 ...2.5	50	0.5	1.5	1
P0028152	1SAM250000R1008	MS116-4.0	2.5 ...4.0	50	1.0	2.0	1
P0028153	1SAM250000R1009	MS116-6.3	4.0 ...6.3	50	2.0	4.0	1
P0028154	1SAM250000R1010	MS116-10.0	6.3 ...10.0	50	3.0	5.5	1

MS132-32.0

Guardamotor: Manual Motor Starter Serie MS132

Código Fametal	Código del Fabricante	Modelo	Rango de protección (A)	I cu (kA) a 400 V	HP 220 V	HP 440 V	Cantidad por paquete
P0030251	1SAM350000R1006	MS132-1.6	1.0 … 1.6	100	0.3	0.75	1
P0030259	1SAM350000R1007	MS132-2.5	1.6 … 2.5	100	0.5	1.5	1
P0030260	1SAM350000R1008	MS132-4.0	2.5 … 4.0	100	1.0	2.0	1
P0030261	1SAM350000R1009	MS132-6.3	4.0 … 6.3	100	2.0	4.0	1
P0028072	1SAM350000R1010	MS132-10.0	6.3 ...10.0	100	3.0	5.5	1
P0028155	1SAM350000R1012	MS132-12.0	8.0 ...12.0	100	4.0	7.5	1
P0023055	1SAM350000R1011	MS132-16.0	10.0 ...16.0	100	5.0	10.0	1
P0028156	1SAM350000R1013	MS132-20.0	16.0 ... 20.0	100	7.5	15.0	1
P0028157	1SAM350000R1014	MS132-25.0	20.0 ...25.0	50	10.0	20.0	1
P0030262	1SAM350000R1015	MS132-32.0	25.0 ...32.0	25	12.0	25.0	1

MS116-6.3

Contáctenos: Av. República de Panamá 3972, Lima 34, Perú.
Central Telefónica: Lima: 01 614-7575
E-mail: ventas@fametal.com

Contactores Principales y Auxiliares

ABB

AF26-30-00

AF30-30-00

Bobina: 100-250 Vac, 50/60Hz / 100 - 250 VAC

Código Fametal	Código del Fabricante	Modelo	Cont. Aux.		Corriente [A]		UL/CSA		Cant. por paquete
			NA	NC	AC3	AC1	Uso general [A](*)	Tamaño NEMA	
P0028173	1SBL137001R1301	AF09-30-01-13	0	1	9	25	25	00	1
P0028140	1SBL137001R1310	AF09-30-10-13	1	0	9	25	25	00	1
P0028141	1SBL157001R1301	AF12-30-01-13	0	1	12	28	28	0	1
P0028142	1SBL157001R1310	AF12-30-10-13	1	0	12	28	28	0	1
P0028143	1SBL177001R1301	AF16-30-01-13	0	1	18	30	30	-	1
P0028144	1SBL177001R1310	AF16-30-10-13	1	0	18	30	30	-	1
P0029291	1SBL237001R1300	AF26-30-00-13	0	0	26	45	45	1	1
P0030339	1SBL277001R1300	AF30-30-00-13	0	0	32	50	50	-	1
P0029292	1SBL297001R1300	AF38-30-00-13	0	0	38	50	50	-	1
P0045487	1SBL237001P1301	AF26-30-01-13	0	1	26	45	45	1	1
P0045488	1SBL277001P1301	AF30-30-01-13	0	1	32	50	50	-	1
P0045489	1SBL297001P1301	AF38-30-01-13	0	1	38	50	50	-	1
P0028145	1SBL237001P1310	AF26-30-10-13	1	0	26	45	45	1	1
P0028146	1SBL277001P1310	AF30-30-10-13	1	0	32	50	50	-	1
P0028147	1SBL297001P1310	AF38-30-10-13	1	0	38	50	50	-	1

(*) El uso general no contempla el arranque de motores.

Relés de Sobrecarga Térmicos y Electrónicos

ABB

Característica	TF42	EF19	EF45
Rango	0.10…38 A	0.10…18.9 A	9.0…45 A
Protección	Sobrecarga	Sobrecarga	Sobrecarga
Clase de disparo	10	10, 20 y 30 (seleccionable)	10, 20 y 30 (seleccionable)
Contactos Auxiliares	1 NA + 1NC	1 NA + 1NC	1 NA + 1NC
Reset seleccionable	Manual / Automático	Manual / Automático	Manual / Automático

* Con Sensibilidad Pérdida de fase
* Con Pulsador de parada (integrado)

TF42

Relés de sobrecarga Térmicos TF

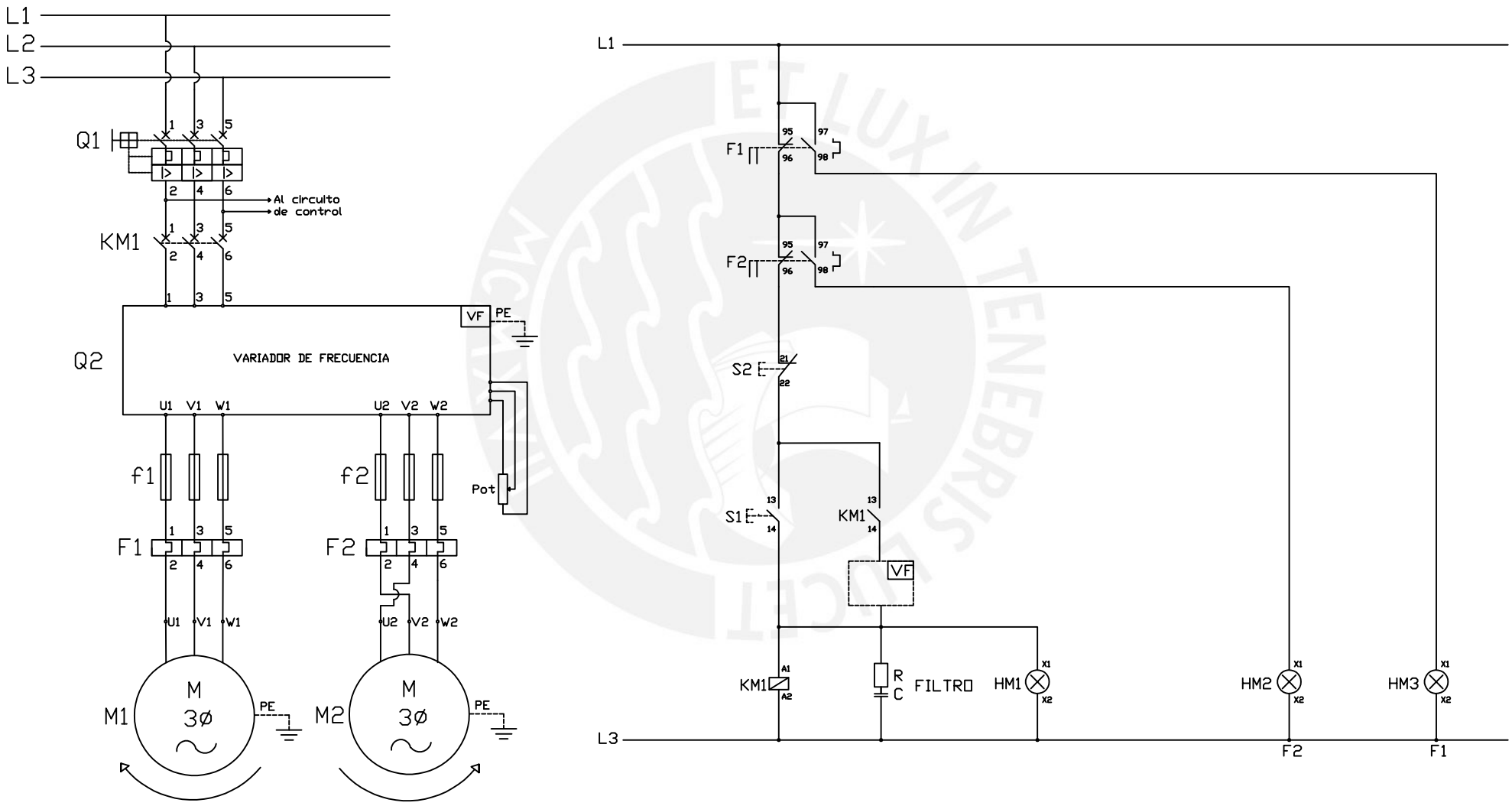
Código Fametal	Código del Fabricante	Modelo	Rango protección (A)	Para contactor	Cant. por paquete
P0028881	1SAZ721201R1023	TF42-1.0	0.74 ... 1.00	AF09…AF38	1
P0028924	1SAZ721201R1025	TF42-1.3	1.00 ... 1.30	AF09…AF38	1
P0028882	1SAZ721201R1028	TF42-1.7	1.30 ... 1.70	AF09…AF38	1
P0028883	1SAZ721201R1031	TF42-2.3	1.70 ... 2.30	AF09…AF38	1
P0028884	1SAZ721201R1033	TF42-3.1	2.30 ... 3.10	AF09…AF38	1
P0028885	1SAZ721201R1035	TF42-4.2	3.10 ... 4.20	AF09…AF38	1
P0028886	1SAZ721201R1038	TF42-5.7	4.20 ... 5.70	AF09…AF38	1
P0028887	1SAZ721201R1040	TF42-7.6	5.70 ... 7.60	AF09…AF38	1
P0028888	1SAZ721201R1043	TF42-10	7.60 ... 10.0	AF09…AF38	1
P0028465	1SAZ721201R1045	TF42-13	10.0 ... 13.0	AF09…AF38	1
P0028889	1SAZ721201R1047	TF42-16	13.0 ... 16.0	AF09…AF38	1
P0028890	1SAZ721201R1049	TF42-20	16.0 ... 20.0	AF09…AF38	1
P0028891	1SAZ721201R1051	TF42-24	20.0 ... 24.0	AF09…AF38	1
P0028892	1SAZ721201R1052	TF42-29	24.0 ... 29.0	AF09…AF38	1
P0028893	1SAZ721201R1053	TF42-35	29.0 ... 35.0	AF09…AF38	1
P0028894	1SAZ721201R1055	TF42-38	35.0 ... 38.0/40.0	AF09…AF38	1

ANEXO A.26

Circuito de fuerza y control

Nº Rev	Nota de revisión:	Fecha __/__/____	Firma	Revisado

CIRCUITO DE FUERZA Y CONTROL SISTEMA DE EXCITACIóN



Ref.	"Diseño de un Módulo Educativo a Escala de una Zaranda Vibratoria"			Nº de artículo/Referencia	
Diseñado por: LUIS_ISAAC_LEON_PARO	Revisado por	Aprobado por - fecha	Nombre de archivo: SISTEMA_DE_EXCITACIÓN	Fecha 20/05/2019	Escala ---------
CIRCUITO_DE_FUERZA_Y_CONTROL SISTEMA_DE_EXCITACIÓN_ZARANDA			SISTEMA_DE_EXCITACIÓN		
			PONTIFICIA_UNIVERSIDAD_CATÓLICA_DEL_PERÚ ESCUELA_DE_POST-GRADO_MAESTRÍA_INGENIERÍA_MECÁNICA	Edición 01	Lámina 01-01