



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE MECÁNICA
ELÉCTRICA**

**MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO
DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS
EN MAQUINARIA ROTATIVA PARA INSTRUCCIÓN
UNIVERSITARIA**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR

Pedro Manuel Paredes López

ASESOR

Dr. Jorge A. Olortegui Yume, Ph.D.

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos

TRUJILLO – PERÚ

2018

LISTA DE JURADO PARA LA EVALUACIÓN DE TESIS

“MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA PARA INSTRUCCIÓN UNIVERSITARIA”

Autor: Paredes López Pedro Manuel

Presidente: Ing. Jorge Inciso Vásquez

Secretario: Ing. Felipe de la Rosa Bocanegra

Vocal: Dr. Jorge Olortegui Yume

DEDICATORIA

A dios por guiar mis pasos, por todo lo que me ha dado y por lo que soy, por eso siempre estaré agradecido.

A mis padres Aristedes e Isabel por haberme brindado todo su amor e incentivo en cada paso de mi vida profesional.

AGRADECIMIENTO

El reconocimiento a mi asesor de tesis, el Dr. Jorge Antonio Olortegui Yume por ser un maestro y excelente mentor a lo largo de la investigación y realización del presente trabajo.

Al docente, Ing. Felipe Eduardo de la Rosa Bocanegra por su paciencia, tolerancia y orientación durante los cursos que demando este proyecto de investigación.

Mi gratitud infinita mi padre Aristedes Paredes Campos y a mi madre Isabel López Lara por haberme enseñado la importancia del trabajo y del empeño para cumplir mis metas; lo cual me permitió mantenerme firme en el camino que he tomado y poder terminar mi carrera.

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, Pedro Manuel Paredes López, con DNI N° 47477171, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica. Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 18 de diciembre de 2018

Pedro Manuel Paredes López

PRESENTACIÓN

Señores Miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada “MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA PARA INSTRUCCIÓN UNIVERSITARIA”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista.

El Autor

ÍNDICE

ÍNDICE.....	7
RESUMEN.....	11
ABSTRACT.....	12
I. INTRODUCCIÓN.....	14
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	14
1.2. TRABAJOS PREVIOS.....	17
1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA.....	21
1.3.1. Conceptos fundamentales de vibraciones mecánicas.....	21
1.3.2. Vibraciones de 1 grado de libertad (1 GDL).....	26
1.3.3. Vibración de 2 grados de libertad.....	31
1.3.4. Modelamiento matemático.....	35
1.3.5. Análisis de Fourier.....	41
1.3.6. Vibraciones en Maquinaria.....	41
1.3.7. Análisis de Vibraciones.....	44
1.3.8. Análisis Modal de Vibraciones en Maquinaria.....	46
1.3.9. Detección de fallas mediante análisis de vibraciones.....	47
1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	50
1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO.....	50
1.5.1. Justificación Académica.....	50
1.5.2. Justificación Pedagógica.....	50
1.5.3. Justificación Tecnológica.....	50
1.5.4. Justificación Económica.....	51
1.6. OBJETIVOS.....	51
1.6.1. Objetivo General.....	51
1.6.2. Objetivos Específicos.....	51
II. MÉTODO.....	54
2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN.....	54
2.2. VARIABLES.....	55
2.2.1. Variables para el diseño del eje.....	55
2.2.2. Variables para el diseño de estructura del equipo.....	56
2.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	59
2.4. POBLACIÓN Y MUESTRA.....	61
2.4.1. Población:.....	61

2.4.2.	Muestra:	61
2.5.	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD	61
2.5.1.	Técnica:	61
2.5.2.	Instrumentos:	62
2.6.	MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS	62
2.6.1.	Descripción de pasos para el análisis de datos	62
III.	RESULTADOS	67
3.1.	NECESIDADES DE LA UNIVERSIDAD	67
3.2.	CÓDIGOS, NORMAS, ESTÁNDARES Y RECOMENDACIONES DE DISEÑO 71	
3.3.	ESPECIFICACIONES INGENIERILES	74
3.4.	DISEÑO CONCEPTUAL	75
3.4.1.	Concepto 1:.....	75
3.4.2.	Concepto 2:.....	76
3.4.3.	Concepto 3:.....	77
3.4.4.	Concepto 4:.....	78
3.4.5.	Concepto 5:.....	79
3.4.6.	Selección del concepto optimo	80
3.5.	DISEÑO DE CONFIGURACIÓN	82
3.5.1.	Configuración 1:	82
3.5.2.	Configuración 2:	83
3.5.3.	Configuración 3:	84
3.5.4.	Selección de la configuración optima.....	85
3.6.	DIMENSIONAMIENTO GENERAL DEL EQUIPO	87
3.6.1.	Dimensionamiento de la longitud eje	88
3.6.2.	Dimensionamiento del disco de desbalance	88
3.6.3.	Selección del material.....	89
3.7.	MODELAMIENTO MATEMÁTICO DEL ROTOR	91
3.7.1.	Masa del sistema (M_{ef})	92
3.7.2.	Rigidez del sistema (K_{ef})	92
3.7.3.	Amortiguamiento del sistema (C_{ef})	93
3.7.4.	Frecuencia Natural.....	93
3.7.5.	Ecuación de movimiento	93
3.8.	SIMULACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	94
3.8.1.	Respuesta del sistema a desbalance rotatorio	94
3.8.2.	Transformada de Fourier	95

3.9.	DISEÑO PARAMÉTRICO DE COMPONENTES CRÍTICOS	96
3.10.	DISEÑO DE SELECCIÓN DE COMPONENTES ESTÁNDAR.....	103
3.11.	DISEÑO DE DETALLE	109
3.12.	PRESUPUESTO	111
3.13.	IMPLEMENTACIÓN DEL EQUIPO	112
3.14.	PUESTA A PUNTO DEL EQUIPO	114
3.15.	COTEJAR LOS RESULTADOS DEL MODELO MATEMÁTICO.....	115
IV.	DISCUSIÓN.....	119
V.	CONCLUSIONES.....	124
VI.	RECOMENDACIONES	127
	REFERENCIAS	128
	ANEXOS	131
	ANEXO 1	132
	ANEXO 2	145
	ANEXO 3	153
	ANEXO 4	156
	ANEXO 5	168
	ANEXO 6	169
	ANEXO 7	170
	ANEXO 8	171
	ANEXO 9	172
	ANEXO 10	173
	ANEXO 11	187
	ANEXO 12	188
	ANEXO 13	190
	ANEXO 14	191
	ANEXO 15	192
	ANEXO 16	193
	ANEXO 17	194
	ANEXO 18	195
	ANEXO 19	196
	ANEXO 20	197
	ANEXO 21	198
	ANEXO 22	199
	ANEXO 23	200
	ANEXO 24	201

ANEXO 25	202
ANEXO 26	203
ANEXO 27	204

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis se modeló, simuló e implementó un módulo de ensayos vibracionales para detección de fallas en maquinaria rotativa y con aplicación en la instrucción universitaria.

Para el desarrollo de este trabajo los requerimientos de las universidades se obtuvieron de entrevistas realizadas a docente de carreras de ingeniería de 3 universidades trujillanas, con los datos de las encuestas se elaboraron una tabla de ingeniería con las características que definieron el diseño del módulo. Se hizo una búsqueda y recopilación de normativa asociada al diseño de módulos de ensayos vibracionales, pero al no encontrar se tomaron recomendaciones de diseño de trabajos previos similares. Para determinar la forma del módulo se elaboraron 5 conceptos que cumplan con los requerimientos de las entrevistas, de los cuales se obtuvo el concepto óptimo empleando una matriz de selección, al concepto obtenido se le elaboraron 3 configuraciones que igualmente fueron filtradas con una matriz de selección para obtener la mejor configuración. Se empleó un modelo matemático de un 1GDL para describir la vibración del módulo, donde los parámetros del sistema se obtuvieron de manera analítica, experimental y mediante simulación en MEF. Del análisis paramétrico se obtuvo que el diámetro apropiado del eje es 1.5 pulgadas permitiendo obtener un factor de seguridad en fatiga de 5.23 si los ensayos de vibración se realizan con una masa de desbalance de 160 gr a la velocidad máxima de 3600 rpm. Teniendo el diseño del eje se seleccionaron los componentes estándar y se finalizó con el ensamble y la puesta a punto del equipo. En el presupuesto el costo del equipo llegó a ser S/. 9981.51.

Palabras clave: Vibraciones, maquinaria rotativa, análisis modal, modelado y simulación.

ABSTRACT

In the present thesis work was modeled, simulated and implemented a module of vibrational tests for fault detection in rotating machinery and with application in university instruction.

For the development of this work, the requirements of the universities were obtained from interviews with a professor of engineering careers at 3 universities in Trujillo, with the data from the surveys, an engineering table was drawn up with the characteristics that defined the design of the module. A search and compilation of regulations associated with the design of vibrational test modules was carried out, but since no design recommendations were found for similar previous works. To determine the form of the module, 5 concepts were developed that meet the requirements of the interviews, from which the optimal concept was obtained using a selection matrix. The concept obtained was elaborated with 3 configurations that were also filtered with a selection matrix. to get the best configuration. A mathematical model of a 1GDL was used to describe the vibration of the module, where the parameters of the system were obtained analytically, experimentally and by simulation in MEF. From the parametric analysis it was obtained that the appropriate diameter of the shaft is 1.5 inches allowing obtaining a fatigue safety factor of 5.23 if the vibration tests are performed with an unbalance mass of 160 gr at the maximum speed of 3600 rpm. Having the shaft design, the standard components were selected and finalized with the assembly and set-up of the equipment. In the budget, the cost of the equipment became S /. 9981.51.

Keywords: Vibrations, rotating machinery, modal analysis, modeling and simulation.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

I. INTRODUCCIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA

En los últimos años, las universidades a nivel mundial se han enfocado en la integración de los conocimientos de la ciencia, la tecnología, la ingeniería y las matemáticas (STEM por sus siglas en inglés), esta perspectiva ha sido promovida en diversos países con la idea de hacer prosperar su economía. A pesar de la importancia dada, muchos de estos países tienen conceptos diferentes respecto al conocimiento STEM, lo que origina una diversidad de formas al momento de implementarlo (Ritz y Fan, 2015). Para la aplicación satisfactoria del conocimiento STEM, se hace evidente la necesidad de que los estudiantes mejoren sus habilidades a la vez que adquieren conocimiento científico acorde a la tendencia futura de la ingeniería y la tecnología. Con el empleo del Aprendizaje Basado en Proyectos (PjBL por sus siglas en inglés) que favorece la integración de cursos para desarrollar nuevas habilidades, permite mejorar en los estudiantes la aceptación del conocimiento STEM (Tseng et al., 2013). En el ámbito particular de los cursos de ingeniería asociados con el diseño y la fabricación, la implementación de módulos como recursos de aprendizaje activo se perfila como una ayuda invaluable tanto para los educadores, así como para los estudiantes (Mirkouei, et al, 2016).

En los países latinoamericanos, la implementación de nuevos métodos de enseñanza para cumplir con las exigencias del mundo globalizado se ha diseminado ampliamente generando diversos casos de éxito en las universidades Latinoamericanas (Guerra et al., 2016). La adaptación a este nuevo enfoque ha dado como resultado un interés creciente en el desarrollo de equipos elaborados por los estudiantes durante su formación; dicho interés se puede ver en la cantidad de trabajos académicos relacionados al tema del análisis de vibraciones y la detección de fallas.

El perfil del egresado de cualquier carrera de ingeniería hace mención al hecho de que el conocimiento adquirido durante su formación académica debe estar acorde los requerimientos del mercado, lo que para el Perú las áreas de mayor demanda de los

egresados son construcción, minería, agroindustria y energía. Un factor recurrente en estas áreas es el empleo de maquinaria rotativa (motores, bombas, turbinas, ventiladores) pues con ellos se realiza todo tipo de trabajo. Estas máquinas por su modo de operación siempre presentan niveles de vibración los cuales en máquinas nuevas se encuentra normado el nivel máximo permitido. Debido al uso de este tipo de maquinaria es inherente que se presente desgaste en sus elementos y que con el tiempo falle. Debido a que el progreso de la falla está relacionado con el nivel de vibración se puede anticipar un desperfecto en la maquina antes de que llegue a producirse un fallo costoso. Es por esta razón que ampliar el conocimiento del proceso de detección de fallas mediante análisis de vibraciones es un tema de interés para profesionales de las áreas antes mencionada.

Ingeniería Industrial, Ingeniería Mecánica, Ingeniería Mecatrónica e Ingeniería Mecánica Eléctrica son carreras universitarias con una alta demanda en el país, los profesionales egresados deben poseer un perfil profesional integrador, donde el conocimiento teórico vaya de la mano con el conocimiento práctico permitiendo al egresado desenvolverse con total seguridad una vez que se inserte en la industria. Pero en realidad esto no se cumple en su totalidad, pues el estudiante de ingeniería peruano se caracteriza por ser excesivamente teórico dado que en la mayoría de universidades no se cuenta con laboratorios totalmente equipados para los cursos de ingeniería.

Ley Universitaria en el Perú (Ley N° 30220) tiene como objetivo regular la calidad de la enseñanza universitaria y promover la investigación. Esta ley regula a universidades públicas, privadas, nacionales y extranjeras que funciones en el territorio peruano. Bajo esta ley las universidades deben someterse a un proceso de evaluación para alcanzar la acreditación de sus carreras, certificando de esta manera que han cumplido con los estándares de calidad propuestos.

Las universidades trujillanas, debido al proceso de acreditación se han visto en la necesidad de elevar la calidad de su enseñanza académica, el impacto de esto en las carreras de ingeniería les ha llevado a mejorar la implementación de sus laboratorios,

donde la importancia de módulos de enseñanza se hace evidente, pues con ellos los estudiantes son capaces de validar los conocimientos teóricos adquiridos en clase.

Para entender de manera clara el fenómeno de la vibración en maquinaria rotativa se hace indispensable tener un equipo donde se pueda configurar las condiciones de funcionamiento y se pueda analizar diferentes casos de estudio. Para cumplir con este objetivo es que se usan módulos de enseñanza durante la formación académica, pero en el ámbito universitario se puede ir más allá pues existen modelos matemáticos capaces de describir la respuesta a la vibración de un sistema específico. Juntando ambas perspectivas se puede lograr modelar el sistema incluso bajo efectos de falla logrando predecir no solo la respuesta del movimiento si no también la duración de los componentes y el daño originado.

Es así que en este documento se plantea el modelado, la simulación e implementación de un módulo de análisis vibracional para detectar fallas en maquinaria rotativa con aplicación en la mejora de la enseñanza universitaria y en las prácticas de laboratorio del curso de vibraciones mecánicas y cursos afines.

1.2. TRABAJOS PREVIOS

A continuación, se resumen los trabajos que anteceden a la presente investigación.

Yue-Gang et al. (2017), realizaron el análisis modal de un rotor para determinar su frecuencia natural de vibración. Para el desarrollo de este análisis se estableció el modelo del sistema de prueba del rotor, elaborando el diseño en el Software Solidworks; luego se importó hacia el software de simulación ANSYS y se definió las propiedades del material, condiciones de contorno, restricciones y cargas aplicadas. La simulación muestra que las frecuencias naturales del sistema se encuentran a los 32.784 Hz y 260.86 Hz. De este trabajo se concluye que la aplicación de software de simulación basado en el método del elemento finito permite determinar las frecuencias principales de resonancia de manera eficaz facilitando el análisis de la estructura.

Montoya (2014), diseño e implemento un banco de pruebas para la realización de prácticas de balanceo de rotores y velocidades críticas, para el curso de vibraciones mecánicas en la Universidad Autónoma de Occidente. El diseño se inició con la determinación de las especificaciones técnicas del banco, posteriormente realizaron los cálculos de diseño y la fabricación del equipo, finalizando con la implementación de la instrumentación para el análisis y control. Con el banco terminado se realizó un ensayo para determinar el desbalance del eje sin masa de prueba, cuyos resultados le arrojaron que el eje requería una masa de 392.6 gr ubicado en un ángulo de 60° sobre el disco del rotor, para la prueba de velocidad crítica los resultados arrojaron que la velocidad de dicho eje es 1675 rpm. Se concluyó que las pruebas realizadas deben tener ciertas consideraciones para que los resultados sean satisfactorios, dado que a ciertas velocidades el eje puede presentar deformaciones permanentes.

Boaglio et al. (2016), realizaron un análisis de vibraciones a un sistema electromecánico rotativo en un banco didáctico experimental en la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales de la Universidad Nacional de Córdoba. Con el análisis empleado realizaron la caracterización de la vibración del sistema bajo condiciones normales de funcionamiento (sin perturbación adicional) y capturaron el espectro de vibración de un motor eléctrico realizando 50 ensayos estandarizados, tomando como

referencia la norma ISO 10816-1. De las mediciones se realizó un tratamiento estadístico dando como resultado una media de 0.466, una desviación estándar de 0.05012 y un valor p de 0.404 lo que indica que los valores r.m.s de la vibración tienen el comportamiento de una distribución normal. Se concluyó que el nivel de vibración global del sistema electromecánico rotativo está acorde a la normativa tomada como referencia, validando de esta manera los resultados obtenidos.

Nistane y Harsha (2016). En su trabajo utilizaron un simulador de pronóstico de rodamientos para determinar la firma de la vibración de un rodamiento durante toda su vida útil. Para este análisis se empleó un rodamiento estándar 6205 y se sometió a diferentes condiciones de carga radial y a velocidad constante, a su vez un acelerómetro piezoeléctrico colocado en la parte superior del cojinete detectaba las vibraciones y un tacómetro fotoeléctrico tomaba registro de la velocidad de giro del eje. Los datos resultantes de las pruebas mostraron que a mayor valor de carga radial la generación de la falla se incrementaba rápidamente, en el caso de la carga radial de 10.9 KN los valores picos se registraron a los 30 min y 146 min a unas frecuencias de 751.25 Hz y 931.25 Hz respectivamente. De este trabajo, se concluye que es posible ilustrar adecuadamente el daño en el rodamiento, pero por otra parte la información obtenida no indica el lugar en donde se origina la falla, a pesar de ello los datos se muestran prometedores para el análisis de fallas en rodamientos.

Sánchez (2016). En su trabajo de fin de grado realizó el proceso de diseño, la implementación y puesta a punto de un banco de ensayos para detección de defectos en rodamientos, para implementar el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la ETSI de la Universidad de Huelva. El desarrollo del diseño se inició con las especificaciones y limitaciones establecidas para dicha máquina, luego de manera integral se siguió con el diseño neumático, el diseño eléctrico y electrónico finalizándose con el montaje y la puesta en marcha del equipo. El resultado final de este trabajo fue la elaboración de los planos de fabricación y montaje, así como un manual de funcionamiento del equipo.

Espino et al. (2017), realizaron la implementación de un banco de pruebas de vibraciones para incentivar de manera didáctica el reforzamiento de los conocimientos adquiridos por los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecatrónica, aplicándolos a actividades experimentales. El banco de ensayos fue empleado para la realización de prácticas de laboratorio, donde al final de cada laboratorio los estudiantes respondían una encuesta acerca del desarrollo de la práctica. Al término del trabajo se concluyó que los estudiantes desarrollaron habilidades tales como: análisis, resolución de problemas, trabajo en equipo y redacción de reportes.

Machuca (2016). En su trabajo de grado realizó el diseño de una plataforma para realizar ensayos vibracionales y equilibrado de rotores, para la División de Ingeniería de Maquinas de la ETSII de la Universidad Politécnica de Madrid. En el desarrollo del diseño se tomó en consideración la utilización de acelerómetros montados en los soportes de los rodamientos y un tacómetro que mide la velocidad del eje, adicionalmente se incluyó un micrófono para captar el ruido generado por el equipo, por otra parte, para la estructura se procedió creando un modelo en el software de diseño CATIA® realizando en el mismo entorno la simulación de la estructura bajo la carga de trabajo. De los resultados de la simulación se determinó que la frecuencia de resonancia de la paca de soporte se encuentra a los 36.5 Hz, mientras que los esfuerzos desarrollados en la estructura no supera el límite elástico, esto igualmente para el caso del diseño del eje donde se definió un diámetro de 10 mm. Entre las conclusiones que se extraen de este trabajo se resalta la idea de que el equipo debe ser analizado en conjunto y no solamente a cada elemento por separado para así lograr un diagnóstico óptimo.

Valencia (2014). En este trabajo se realizó un análisis del efecto de la variación de la velocidad de giro sobre el espectro de vibración de un equipo roto-dinámico. El análisis consistió en comparar diferentes condiciones del sistema como lo son la velocidad y el estado de los componentes mecánicos. La señal de vibración se obtuvo a través de dispositivos de adquisición de datos que entregan la señal digitalizada, que posteriormente es procesada empleando la FFT. Para revisar la condición del sistema se

utilizó un acelerómetro localizado en la chumacera y dispuesto en dirección radial y axial. La señal eléctrica es digitalizada por una tarjeta de adquisición de datos del fabricante National Instruments. Las pruebas se realizaron para los casos donde el motor opera con velocidad constante y velocidad variable en las condiciones de operación de desbalance, desalineamiento, problemas en el acople, eje torcido y fallas en rodamientos. Los diversos espectros obtenidos presentan una frecuencia determinada por el funcionamiento del variador la cual no cambia al aumentar o disminuir la velocidad de operación, por otra parte, en el análisis de los espectros se pudo evidenciar las formas características de las diversas condiciones de operación en falla. En este trabajo fue posible demostrar que, bajo condiciones estables, las tablas de diagnóstico de fallas mediante el análisis espectral resultan ser de gran ayuda porque presentan gran semejanza a la respuesta típica de un sistema bajo las diferentes condiciones de fallas del equipo roto-dinámico expuestas en este trabajo.

Yamamoto, et al. (2016). Desarrollaron una configuración experimental inteligente usando un procesador de señales basado en FPGA que utiliza una arquitectura paralela para el procesamiento de señales múltiples para combinar la vibración y el análisis FFT. El experimento se realizó empleando una configuración, donde un motor de trifásico conectado a un rotor con un disco de 90 mm de diámetro es puesto en funcionamiento con un controlador de velocidad variable, en el disco se perforaron varios orificios para ingresar las masas de desequilibrio; el eje por su parte es soportado con rodamientos de bolas y está unido al motor mediante un acople flexible. La señal es censada por medio de un acelerómetro piezoeléctrico y es enviado al hardware CompactRIO, además la fase, así como la frecuencia de rotación es captado por un sensor fotoeléctrico. En la prueba hecha sin carga de desequilibrio se obtuvo una señal de aproximadamente 0.5 mV. El resultado de la señal empleando la FFT muestra la presencia de un pico a la frecuencia de giro del motor y no se aprecia efectos de desequilibrio. Al colocar diversas masas se observó el incremento del pico a la frecuencia de giro del motor. Se concluyó que la implementación de una configuración experimental inteligente con un procesador de señales basado en FPGA que combina análisis de vibración y FFT arrojó resultados satisfactorios al realizar el desequilibrio en línea y la identificación de fallas mecánicas en un motor de inducción.

1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA

1.3.1. Conceptos fundamentales de vibraciones mecánicas

1.3.1.1. Vibración Mecánica

En términos simples la vibración es el movimiento de un cuerpo (una maquina o un elemento de maquina) desde su posición de equilibrio (reposo) por efecto de una fuerza de excitación externa con una frecuencia de oscilación que depende de los parámetros del sistema. En la Figura 1 se puede apreciar ejemplos de vibraciones mecánicas.

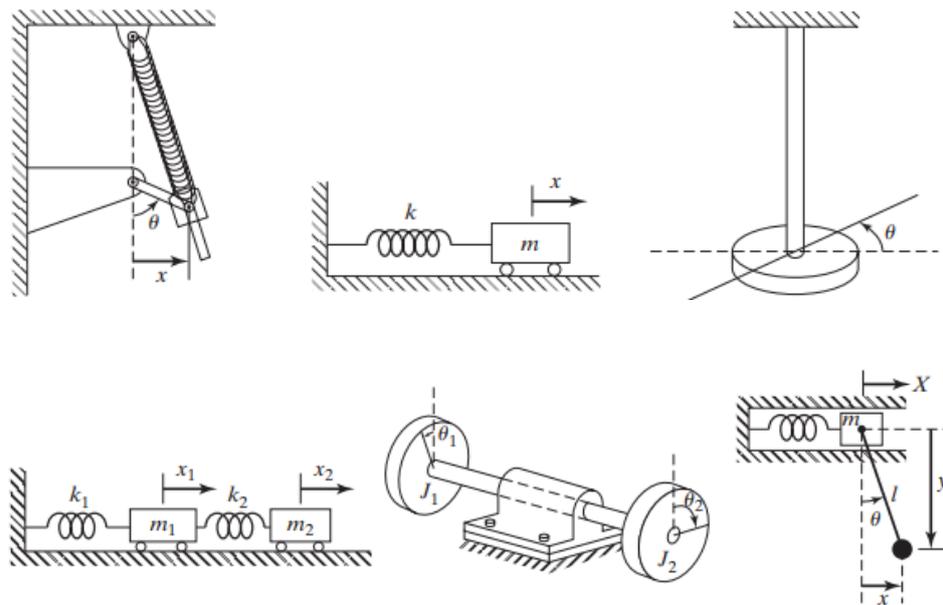


Figura 1: Sistemas vibratoriales.

Fuente: Rao, S. (2012, p.14)

La vibración describe un movimiento oscilatorio cuyo desplazamiento está definido por una función senoidal (Ver Figura 2). De este tipo de movimiento se puede identificar diversas características, la cuales se listan a continuación:

- **La amplitud:** Es el valor máximo del desplazamiento de un cuerpo desde su posición de reposo.
- **La frecuencia:** Es el número de ciclos en una unidad de tiempo. Los ciclos se miden en Hertz (Hz).
- **Periodo:** Es el tiempo que tarda un ciclo. El periodo se mide en segundos (s).
- **Angulo de fase:** Indica el punto del ciclo en el que se encuentra el movimiento

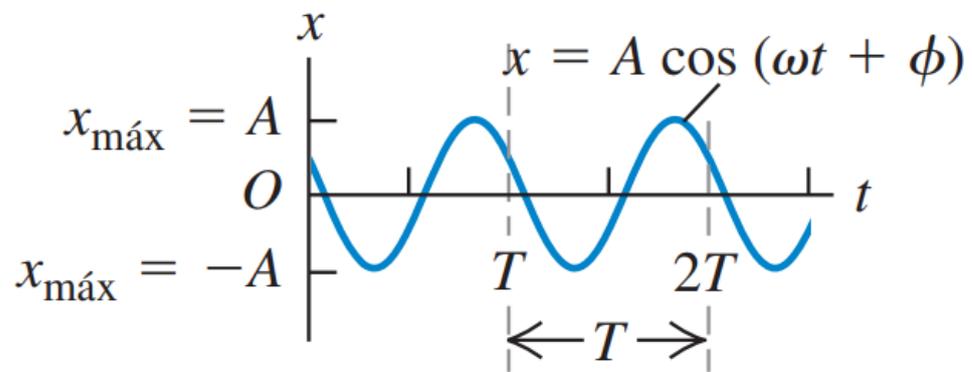


Figura 2: Desplazamiento (x) en función del tiempo (t)

Fuente: Young y Freedman (2006, p.426)

1.3.1.2. Elasticidad

Es la propiedad de los materiales de recuperar su forma (deformación reversible) después de haber sido deformada por fuerzas externas al cuerpo. El valor que cuantifica la elasticidad de un material se denomina “Modulo de Elasticidad”, este valor se obtiene mediante ensayos de tracción donde los resultados son graficados en un diagrama de esfuerzo-deformación como se aprecia en la Figura 3.

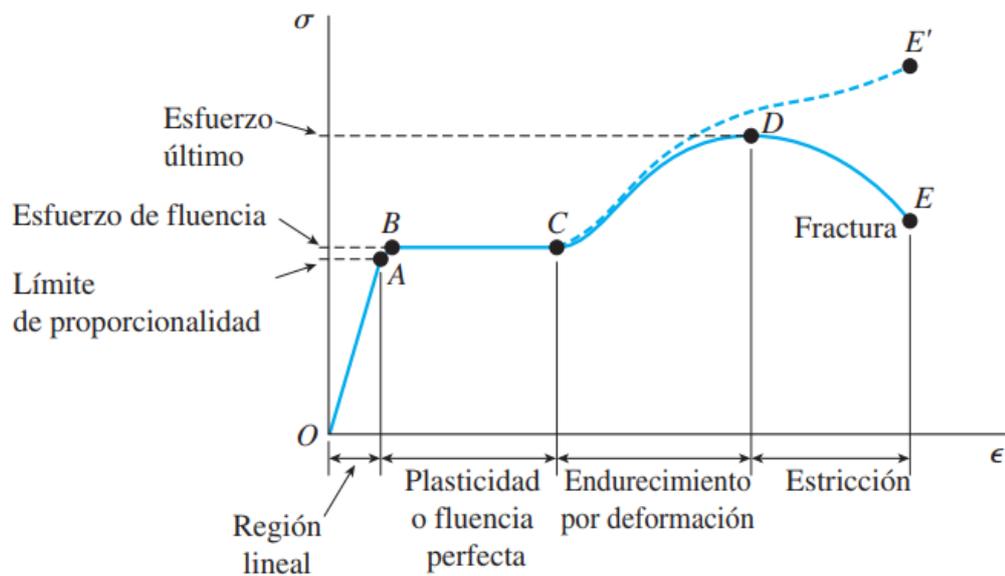


Figura 3: Diagrama de esfuerzo-deformación para un acero estructural común en tensión
Fuente: Gere y Goodno (2009, p.19)

En la región donde la deformación es proporcional al esfuerzo, el material posee un comportamiento elástico, este hecho está definido por la ley de Hook de donde se puede determinar que el Módulo de Elasticidad es la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación. Esta relación esta expresada en la Ecuación 1.

$$\sigma = E\epsilon \quad \dots (1)$$

Donde:

- σ : Esfuerzo normal a la sección transversal (MPa)
- E : Módulo de elasticidad o Modulo de Young (GPa)
- ϵ : Deformación unitaria (mm/mm)

1.3.1.3. Constante Elástica del resorte

Los cuerpos flexibles por la propiedad de la elasticidad se pueden modelar como resortes cuya constante de proporcionalidad entre la fuerza y la deformación del cuerpo se llama constante elástica del resorte (k), este valor depende del módulo de Young (propiedad del material) y la geometría del cuerpo. En la Figura 4 se muestra algunos ejemplos de constantes elásticas equivalente para diversos elementos.

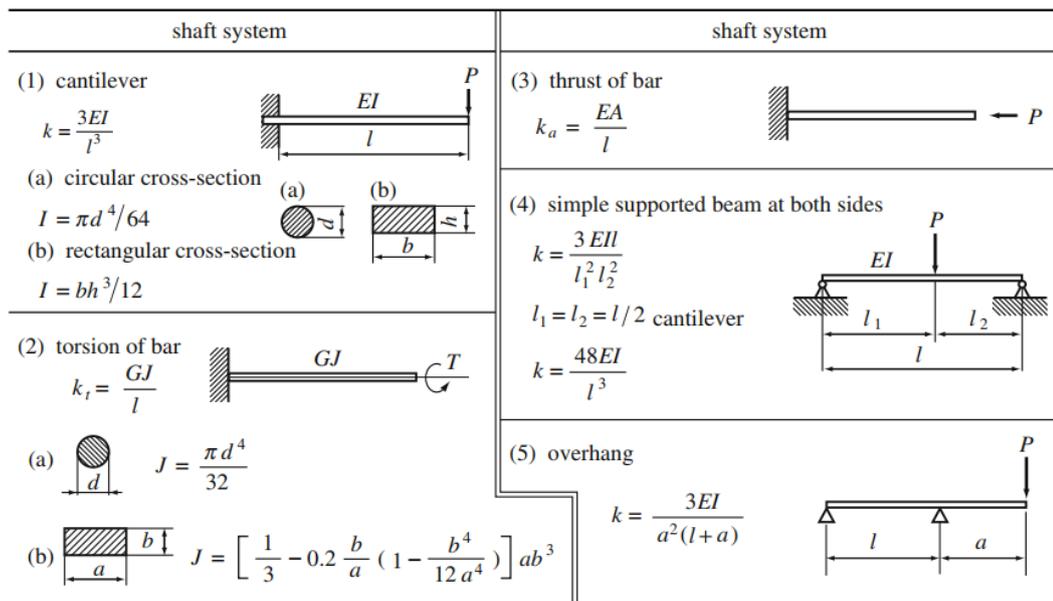


Figura 4: Constante elástica equivalente para diversos elementos

Fuente: Matsushita, O. (2017, p.14)

1.3.1.4. Amortiguamiento viscoso

En los sistemas reales la energía de la vibración es disipada ya sea en forma de calor o sonido. A todo mecanismo de pérdida de energía se le denomina “amortiguamiento”. Para una determinación más precisa de comportamiento de un sistema bajo vibración la consideración del amortiguamiento es importante. Cuando un sistema mecánico vibra en un medio viscoso (Aire, agua, aceite, etc.) la fricción del cuerpo con el fluido viscoso disipa energía en forma de calor. En esta condición la fuerza de amortiguamiento se modela como proporcional a la velocidad del sistema bajo vibración y se define con la Ecuación 2.

$$F_{fr} = -cv \quad \dots (2)$$

Donde:

F_{fr} : Fuerza de fricción viscosa (N)

c : Constante de amortiguamiento (N.s/m)

v : Velocidad (m/s)

1.3.1.5. Fuerza excitadora

Por efecto del amortiguamiento los sistemas bajo vibración irán reduciendo la amplitud de su movimiento hasta el punto de detenerse. Para mantener las oscilaciones es necesario que una fuerza externa haga ingresar energía al sistema, a esta fuerza se le denomina “fuerza excitadora”. El modelo más simple de fuerza excitadora es la de tipo armónica y se representa mediante una función periódica como se puede ver en la Ecuación 3.

$$F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t + \phi) \quad \dots (3)$$

Donde:

$F(t)$: Fuerza excitadora en función del tiempo (N)

F_0 : Amplitud de la fuerza excitadora (N)

t : Es el tiempo transcurrido (s)

ϕ : Angulo de fase de la excitación armónica (rad)

1.3.2. Vibraciones de 1 grado de libertad (1 GDL)

Para un sistema donde su movimiento queda totalmente definido por medio de una sola coordenada se dice que el sistema posee un grado de libertad (1 GDL).

1.3.2.1. Vibración Axial Libre No Amortiguada de 1GDL

El modelo simplificado para analizar la respuesta de un cuerpo a la vibración se compone de una masa y un resorte ideal como se ve en la Figura 5a.

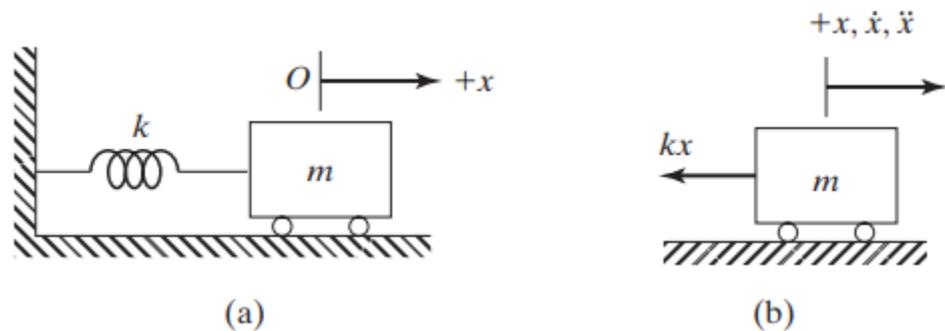


Figura 5: a) Sistema masa-resorte, b) Diagrama de cuerpo libre del sistema.

Fuente: Rao, S. (2012, p.116)

Empleando las leyes de Newton y del diagrama de cuerpo libre (DCL) (Ver Figura 5b), se tiene la ecuación diferencial de movimiento (Ecuación 4).

$$\sum F = m \ddot{x}$$
$$m \ddot{x} + k x = 0 \quad \dots (4)$$

Donde:

$\sum F$: Sumatoria de fuerza que actúan sobre el sistema (N)

m : Masa del sistema (kg)

k : Constante elástica del resorte (N/m)

- \ddot{x} : Aceleración resultante en la coordenada x (m/s²)
- \dot{x} : Velocidad en la coordenada x (m/s)
- x : Desplazamiento en la coordenada x (m)

La solución general a la Ecuación 4 está definida en las Ecuaciones 5 y 6.

$$x(t) = C_1 \cos(\omega_n t) + C_2 \operatorname{sen}(\omega_n t) \quad \dots (5)$$

$$x(t) = A_0 \operatorname{sen}(\omega_n t + \phi) \quad \dots (6)$$

Donde:

C_1, C_2 : Constantes a determinan a partir de condiciones iniciales

ω_n : Frecuencia natural del sistema (rad/s)

A_0 : Amplitud de la oscilación (m)

ϕ : Angulo de fase (rad)

De los parámetros del sistema (k, m) se obtiene una expresión para determinar la frecuencia natural del sistema.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \dots (7)$$

Aplicando las condiciones iniciales se tiene que la ecuación particular es:

$$x(t) = \sqrt{(x_0)^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right)^2} \operatorname{sen}\left(\omega_n t + \left(\tan^{-1}\left(\frac{x_0 \omega_n}{\dot{x}_0}\right)\right)\right) \quad \dots (8)$$

Donde las condiciones iniciales son:

$$x(t = 0) = x_0 \quad \dots (9)$$

$$\dot{x}(t = 0) = \dot{x}_0 \quad \dots (10)$$

x_0 : Desplazamiento inicial en la coordenada x (m)

\dot{x}_0 : Velocidad inicial en la coordenada x (m/s)

1.3.2.2. Vibración Torsional Libre No Amortiguada de 1GDL

El caso de la vibración torsional (Ver Figura 6) es similar a la vibración lineal descrita líneas arriba, solo cambia la concepción de la coordenada que ahora ya no es lineal (x) sino angular (θ). La ecuación diferencial de movimiento, la solución general, la solución particular y la frecuencia natural para este tipo de vibración se muestra en las Ecuaciones 11 a la 14.

$$J_0 \ddot{\theta} + \kappa \theta = 0 \quad \dots (11)$$

$$\theta(t) = \Theta \text{sen}(\omega_n t + \phi) \quad \dots (12)$$

$$\theta(t) = \sqrt{(\theta_0)^2 + \left(\frac{\dot{\theta}_0}{\omega_n}\right)^2} \text{sen}\left(\omega_n t + \left(\tan^{-1}\left(\frac{\theta_0 \omega_n}{\dot{\theta}_0}\right)\right)\right) \quad \dots (13)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\kappa}{J_0}} \quad \dots (14)$$

Donde:

κ : Constante de torsión (Nm/rad)

θ : Desplazamiento angular (rad)

$\dot{\theta}$: Velocidad angular (rad/s)

$\ddot{\theta}$: Aceleración angular (rad/s²)

J_0 : Momento de Inercia alrededor de eje de giro (kg.m²)

Θ : Amplitud de la vibración en la coordenada θ (rad)

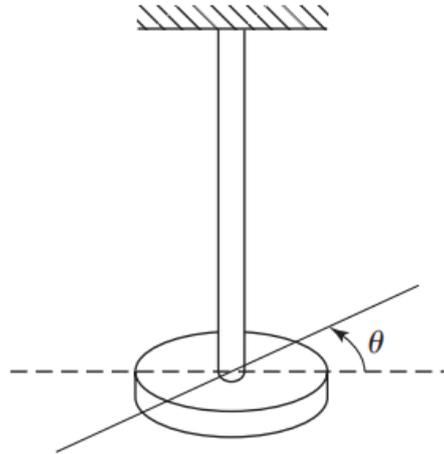


Figura 6: Sistema Torsional.
Fuente: Rao, S. (2012, p.14)

1.3.2.3. Vibración Flexural Libre No Amortiguada 1GDL

Como se vio en el apartado 1.3.1.3 varios sistemas elásticos se pueden representar como un sistema masa resorte, donde la constante del resorte depende del módulo de elasticidad del material y momento de inercia de la sección transversal. Este tipo de modelo es útil para representar ejes y vigas sometido a flexión durante su proceso de operación. En la Figura 7 se muestra un sistema de vibración flexural en voladizo modelado como un sistema masa-resorte.

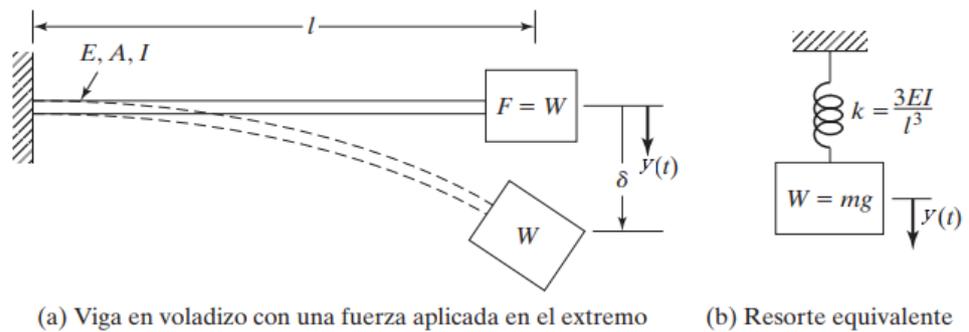


Figura 7: Sistema flexural de una viga en voladizo.
Fuente: Rao, S. (2012, p.27)

Para este sistema de un 1 GDL la ecuación de movimiento queda definida en la Ecuación 15 donde el desplazamiento es vertical y positivo hacia abajo. La solución general, la solución particular y la frecuencia natural se detallan en las ecuaciones 16 a la 18.

$$m \ddot{y} + k y = 0 \quad \dots (15)$$

$$y(t) = Y_0 \text{sen}(\omega_n t + \phi) \quad \dots (16)$$

$$y(t) = \sqrt{(y_0)^2 + \left(\frac{\dot{y}_0}{\omega_n}\right)^2} \text{sen}\left(\omega_n t + \left(\tan^{-1}\left(\frac{y_0 \omega_n}{\dot{y}_0}\right)\right)\right) \quad \dots (17)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{3EI}{l^3 m}} \quad \dots (18)$$

Siendo las condiciones iniciales:

$$y(t = 0) = y_0 \quad \dots (19)$$

$$\dot{y}(t = 0) = \dot{y}_0 \quad \dots (20)$$

Donde:

y : Coordenada del desplazamiento de la masa del sistema (m)

y_0 : Desplazamiento inicial en la coordenada y (m)

\dot{y} : Velocidad en la coordenada y (m/s)

\dot{y}_0 : Velocidad inicial en la coordenada y (m/s)

\ddot{y} : Aceleración en la coordenada y (m/s²)

Y_0 : Amplitud de la vibración en la coordenada y (m)

I : Momento de inercia de la sección transversal de la viga (m⁴)

l : Longitud de la viga (m)

1.3.3. Vibración de 2 grados de libertad

Cuando el sistema requiere de 2 coordenadas independientes para describir su movimiento, el sistema es de 2 grados de libertad (2 GDL). Para cada GDL existe una frecuencia natural y una forma característica de movimiento conocida como modo normal de vibración.

1.3.3.1. Descripción Newtoniana de la vibración

El modelo más simple para estudiar las vibraciones en 2 GDL se basa en dos masas con movimiento lineal donde no se considera pérdidas de energía por amortiguamiento, como se ve en la Figura 8.

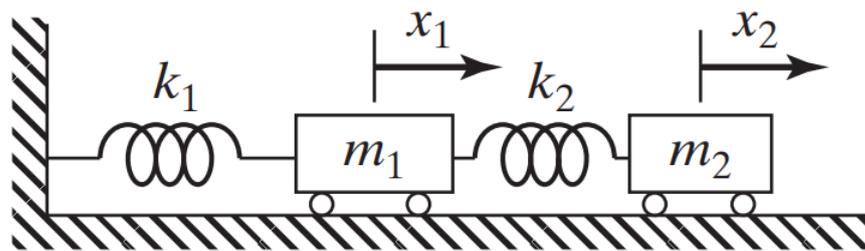


Figura 8: Sistema masa-resorte para 2 GDL

Fuente: RAO, S. (2012, p.14)

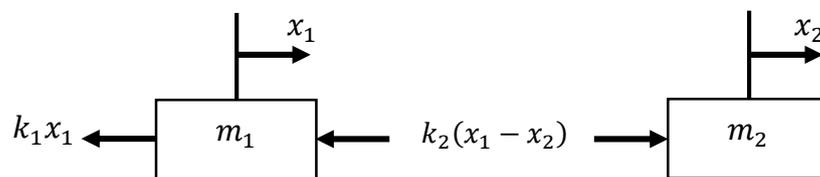


Figura 9: Diagramas de cuerpo libre para las masas del sistema de 2 GDL

Fuente: Elaboración propia

De los diagramas de cuerpo libre (DCL) de las masas (Ver Figura 9), se tienen 2 ecuaciones diferenciales de movimiento.

$$-k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) = m_1\ddot{x}_1 \quad \dots (21)$$

$$k_2(x_1 - x_2) = m_2\ddot{x}_2 \quad \dots (22)$$

1.3.3.2. Descripción Matricial de la vibración

Para sistemas de 2 a más GDL las ecuaciones son reformuladas a una forma matricial para dar solución a las ecuaciones diferenciales simultaneas que definen el movimiento del sistema.

De esta manera reformulando las Ecuaciones 21 y 22 se tiene la Ecuación 23:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dots (23)$$

La forma general de la ecuación de movimiento en forma matricial se muestra en la Ecuación 24.

$$[M][\ddot{x}] + [k][x] = [0] \quad \dots (24)$$

Donde:

[M]: Matriz de Inercia (kg)

[\ddot{x}]: Vector de aceleración (m/s²)

[k]: Matriz de Rigidez (N/m)

[x]: Vector de Posiciones (m)

[0]: Vector nulo (adim)

Para determinar la solución a la Ecuación 24 se emplea como solución tentativa la Ecuación 25.

$$[x(t)] = [u] \text{sen}(\omega t + \phi) \quad \dots (25)$$

Siendo:

$$\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} \text{sen}(\omega t + \phi) \quad \dots (26)$$

Donde:

$[x(t)]$: Vector de posiciones como función del tiempo (m)

$[u]$: Vector de Amplitudes (m)

ϕ : Angulo de fase (rad)

A_1 : Amplitud de la masa 1 (m)

A_2 : Amplitud de la masa 2 (m)

Empleando la Ecuación 25 en la Ecuación 24 y despejando se tiene el problema del Eigenvalor.

$$([k] - \omega^2[M])[u] = [0] \quad \dots (27)$$

El cual requiere que el determinante de la Ecuación 27 sea igual a cero para que exista solución no trivial.

$$\det([k] - \lambda[M]) = [0] \quad \dots (28)$$

Siendo:

$$\lambda = \omega^2 \quad \dots (29)$$

Para un sistema vibracional de 2 GDL existirán 2 soluciones, que son.

$$\lambda_1 = \omega_1^2 \quad \dots (30)$$

$$\lambda_2 = \omega_2^2 \quad \dots (31)$$

Donde:

λ_1 : Eigenvalor 1

λ_2 : Eigenvalor 2

Al existir 2 Eigenvalores el valor de vector de amplitudes se opera con cada uno de ellos y se tiene finalmente que:

$$[u^{(1)}] = \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \dots (32)$$

$$[u^{(2)}] = \begin{bmatrix} \alpha_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \dots (33)$$

Donde:

$[u^{(1)}]$: Forma de modo normal 1 (Eigenvector 1)

$[u^{(2)}]$: Forma de modo normal 2 (Eigenvector 2)

α_1 : Es la amplitud normalizada del modo normal 1

α_2 : Es la amplitud normalizada del modo normal 2

La ecuación general para el comportamiento del sistema queda finalmente definida por la ecuación 34.

$$[x(t)] = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = C_1 [u^{(1)}] \text{sen}(\omega_1 t + \phi_1) + C_2 [u^{(2)}] \text{sen}(\omega_2 t + \phi_2) \dots (34)$$

1.3.4. Modelamiento matemático

Para realizar el análisis del movimiento de un sistema sometido a vibración los modelos matemáticos son una herramienta indispensable, por tal razón a lo largo de los años se han desarrollado varios modelos para sistemas rotodinámicos que suelen ser usados para diseño de rotores. El empleo de estos modelos para determinar la vibración permite al diseñador la identificación de los orígenes de las vibraciones y tomar medidas para prevenirlas durante el proceso de diseño o para analizar el comportamiento de rotores ya existentes.

1.3.4.1. Parámetros del modelo

Para la elaboración del modelo matemático inicialmente se requiere determinar los valores que representen de manera eficaz el comportamiento del sistema que se está modelando. Estos parámetros se pueden determinar ya sea de manera analítica o por medio de ensayos en el equipo. A continuación, se detallan la manera de determinar dichos parámetros.

Masa efectiva

Durante la elaboración de los modelos matemáticos por sencillez se suele considerar que el resorte es ideal (se desprecia la masa), pero para casos más reales la masa del resorte no se puede obviar por lo cual se debe tomar en cuenta el efecto de la masa adicional durante el desarrollo del modelo.

Sabiendo que la energía cinética total es la suma de la masa del sistema y la masa distribuida de la masa de resorte (m_s) con una densidad lineal (masa por unidad de longitud) ρ_l , se tiene que:

$$T = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2} \int_0^1 \rho_l v_s^2 dx \quad \dots (35)$$

Donde:

T : Energía cinética ($\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$)

m : Masa del rotor (kg)

v : Velocidad de la masa del sistema (m/s)

ρ_l : Densidad lineal del resorte (kg/m)

v_s : Velocidad de la masa equivalente del resorte (m/s)

Resolviendo la integral de la Ecuación 35, se obtiene la masa equivalente (m_{eq}) del resorte. En la Figura 10 se aprecia el valor de la masa equivalente para un rotor simplemente apoyado con la masa principal en el centro del rotor.

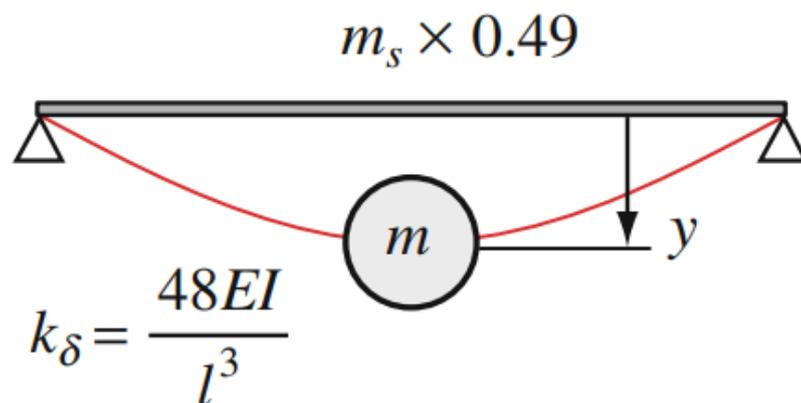


Figura 10: Masa equivalente del resorte para un eje simplemente apoyado.

Fuente: Matsushita, O. (2017, p.17)

La masa efectiva por lo tanto se define con la Ecuación 36.

$$m_{ef} = m + m_{eq} \quad \dots (36)$$

Relación de amortiguamiento

Al considerar los efectos del amortiguamiento la Ecuación de movimiento para el sistema vibracional libre queda expresado con la Ecuación 37 y la solución general está definida por la ecuación 38.

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = 0 \quad \dots (37)$$

$$x(t) = X e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad \dots (38)$$

Siendo:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad \dots (39)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad \dots (40)$$

Donde:

- ζ : Relación de amortiguamiento (Adim)
- ω_d : Frecuencia natural amortiguada (Hz)
- c : Constante de amortiguamiento (N.s/m)
- c_c : Constante crítica de amortiguamiento (N.s/m)
- \dot{x} : Velocidad en la coordenada x (m/s)

Determinación de la relación de amortiguamiento

En la práctica es usual determinar la relación de amortiguamiento observando la forma de onda de la vibración en condición libre amortiguada.

Se puede demostrar que la relación de las amplitudes depende únicamente de la relación de amortiguamiento, por lo tanto, se puede determinar la segunda si se conoce como varían las amplitudes. Para determinar la relación de amortiguación se emplea la Ecuación 41.

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{a_n}{a_{n+1}} \right) = \frac{\log_{10} \left(\frac{a_n}{a_{n+1}} \right)}{2\pi \log_{10}(e)} = \frac{m_a}{2.73} \quad \dots (41)$$

Donde:

a_n : Amplitud de la vibración en un determinado ciclo (mm)

δ : Decremento logarítmico (mm)

m_a : Pendiente los datos de vibración en una gráfica logarítmica

Desbalance de la vibración en un eje giratorio

Para determinar el desbalance se considera al eje simplemente apoyado que gira con una velocidad angular Ω , con una masa (disco) que se encuentra concentrada en el centro del eje y los efectos del momento giroscópico son insignificantes. Bajo estas consideraciones el modelo queda representado en la Figura 11.

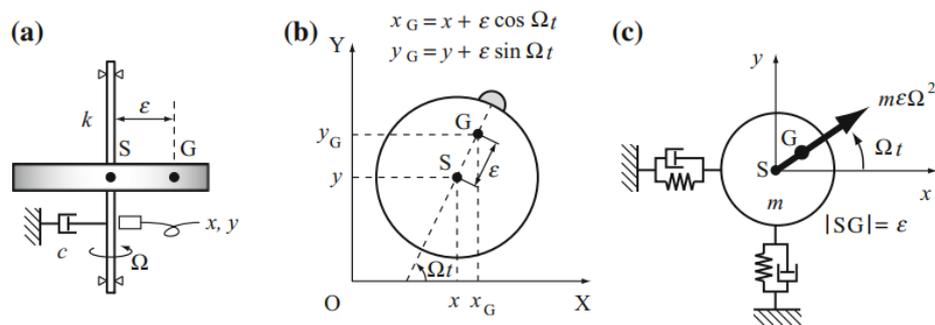


Figura 11: Modelo de rotor desbalanceado.

Fuente: Matsushita, O. (2017, p.25)

Como se ve en la Figura 11.b el eje de rotación pasa por el centroide del disco (S), la masa concentrada (G) se encuentra una distancia (ϵ) del eje de rotación y el movimiento de la vibración se da en las coordenadas (x, y). Teniendo en cuenta el amortiguamiento se construye el modelo (Ver Figura 11.c) para el rotor, donde las ecuaciones de movimiento del centro de gravedad (G) para ambas coordenadas son:

$$x_G = x + \epsilon \cos(\Omega t) \quad \dots (42)$$

$$y_G = y + \varepsilon \sin(\Omega t) \quad \dots (43)$$

Donde:

x_G : Posición del centro de gravedad en el eje x (m)

y_G : Posición del centro de gravedad en el eje y (m)

ε : Distancia desde el eje de rotación a la masa de desbalance (m)

Ω : Velocidad de rotación del motor (rad/s)

Empleando las leyes de Newton se derivan las fuerzas de reacción del resorte y la amortiguación los cuales son proporcionales al desplazamiento del centroide $S(x, y)$. Por lo tanto, las ecuaciones de movimiento para el centroide del disco quedan expresadas en las Ecuaciones 44 y 45.

$$m\ddot{x}_G + c\dot{x} + kx = m\varepsilon\Omega^2 \cos(\Omega t) \quad \dots (44)$$

$$m\ddot{y}_G + c\dot{y} + ky = m\varepsilon\Omega^2 \sin(\Omega t) \quad \dots (45)$$

Usando el desplazamiento complejo $z = x + jy$ por simplicidad, las ecuaciones anteriores se pueden reescribir en una sola ecuación:

$$\ddot{z}_G + 2\zeta\omega_n\dot{z} + \omega_n^2 z = \varepsilon\Omega^2 e^{j\Omega t} \quad \dots (46)$$

1.3.4.2. Modelo matemático de 8 grados de libertad

El modelo matemático de 8 GDL para la vibración de un rotor lateral (VRL) se puede ver en la Figura 12. Este modelo está formado por tres masas concentradas (m_1, m_2, m_3) donde las masas $(m_1$ y $m_3)$ solo tienen desplazamientos en los ejes x e y mientras que la masa central (m_2) puede tener desplazamientos longitudinales y angulares en los ejes x e y. Para el desarrollo del modelo se puede tomar la masa del eje como nula si el diámetro es pequeño

o en caso contrario si el diámetro es considerable la masa de cada semieje se reparte entre las masas de los extremos (m_1 y m_3).

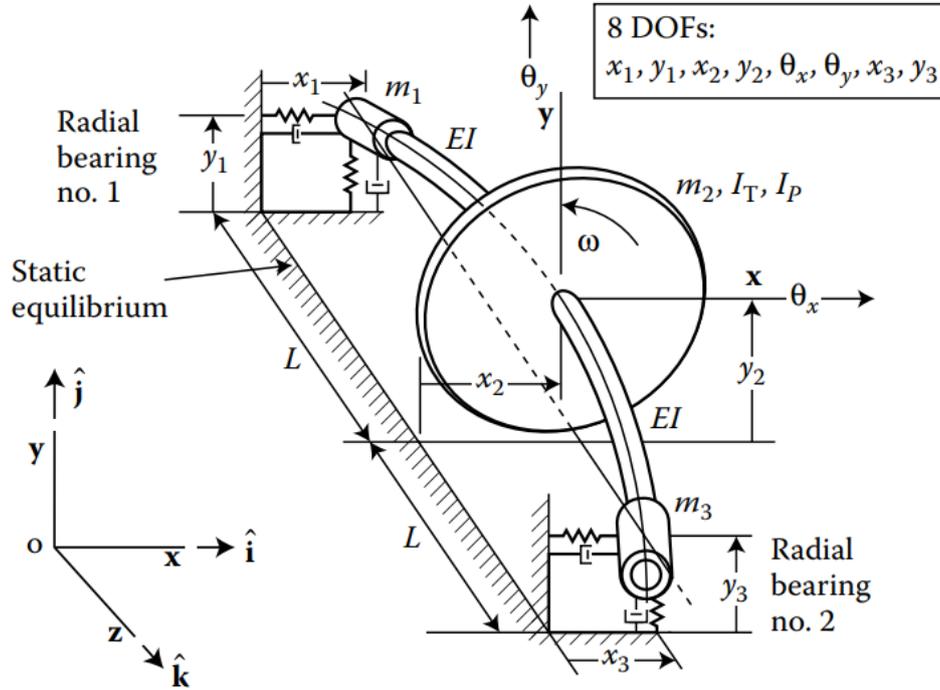


Figura 12: Modelo simple no trivial de 8 GDL para VRL

Fuente: Adams, M. (2010, p.42)

La matriz resultante se muestra en la Ecuación 39.

$$\begin{bmatrix} m_1 \ddot{x}_1 \\ m_1 \ddot{y}_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 \\ m_2 \ddot{y}_2 \\ I_T \ddot{\theta}_x \\ I_T \ddot{\theta}_y \\ m_3 \ddot{x}_3 \\ m_3 \ddot{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx}^{(1)} & c_{xy}^{(1)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{yx}^{(1)} & c_{yy}^{(1)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -I_p \omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -I_p \omega & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{xx}^{(2)} & c_{xy}^{(2)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{yx}^{(2)} & c_{yy}^{(2)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{x}_3 \\ \dot{y}_3 \end{bmatrix} + \frac{3EI}{L^3} \begin{bmatrix} (1 + \bar{k}_{xx}^{(1)}) & \bar{k}_{xy}^{(1)} & -1 & 0 & 0 & L & 0 & 0 \\ \bar{k}_{yx}^{(1)} & (1 + \bar{k}_{yy}^{(1)}) & 0 & -1 & -L & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -L & 0 & 0 & 2L^2 & 0 & 0 & 0 \\ L & 0 & 0 & 0 & 0 & 2L^2 & -L & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -L & (1 + \bar{k}_{xx}^{(2)}) & \bar{k}_{xy}^{(2)} \\ 0 & 0 & 0 & -1 & L & 0 & \bar{k}_{yx}^{(2)} & (1 + \bar{k}_{yy}^{(2)}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ y_2 \\ \theta_x \\ \theta_y \\ x_3 \\ y_3 \end{bmatrix} = [R] \dots (39)$$

1.3.5. Análisis de Fourier

1.3.5.1. Series de Fourier

Las series de Fourier son series de términos trigonométricos (senos y cosenos) y son ampliamente utilizados para la representación de funciones periódicas. Posee numerosas aplicaciones en diversas áreas del conocimiento como la Astronomía, la Física, las Matemáticas y la Ingeniería donde se emplea como una gran herramienta para solución de ecuaciones diferenciales.

Las series y las transformadas de Fourier son temas que corresponden a Matemática para Ingenieros Avanzada por ello un análisis escrupuloso de estas se provee en el Anexo 2.

1.3.6. Vibraciones en Maquinaria

1.3.6.1. Vibraciones en equipo Rotativo

Todas las maquinas generan vibraciones como parte normal de su funcionamiento, esto es debido a las tolerancias de diseño, desperfectos en el montaje o por el efecto del contacto entre los elementos de la máquina. Cuando se presenta una falla el modo de vibrar de la maquina se ve alterada, y considerando el hecho de que cada elemento tiene un modo particular de funcionamiento existe una forma característica de vibración asociado a ello. Es así que conociendo la forma de vibrar de un elemento de la maquina cuando falla se puede determinar la condición en la que están trabajando los componentes internos de la maquina sin tener que intervenir en su funcionamiento.

Fallas comunes en Equipos Rotatorios

Entre los elementos que más tienden a fallar en una maquina son los que trabajan continuamente en rotación, entre estos podemos destacar los rodamientos, engranajes y los ejes de transmisión. En el caso de los rodamientos lo más común es que se presenten abolladuras o ralladuras que se pueden deber esencialmente a sobreesfuerzos, mala lubricación o la inserción de elementos

extraños entre las pistas y los elementos rodantes, ejemplos claros de estas fallas se pueden observar en las Figuras 13 y 14.



Figura 13. Falla por picadura en un rodamiento.
Fuente: Ingeniería MURESI LTDA.

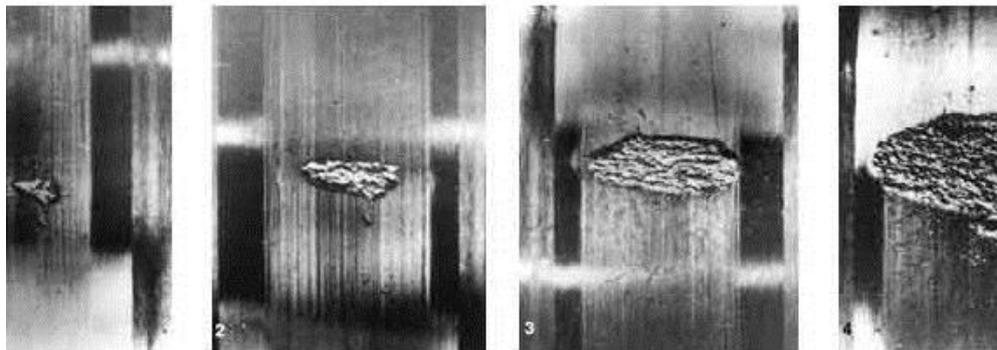


Figura 14. Progresión de una falla por fatiga en la pista interior de un rodamiento
Fuente: P. Donoupoglou S.A.

Para el caso de los ejes de transmisión el caso más extremo es la rotura del eje como se ve en la Figura 15, esta falla catastrófica se debe a la presencia de esfuerzos alternantes que tienen origen en el desalineamiento o desbalanceo del eje.



Figura 15. Rotura de un eje de transmisión debido a fatiga.
Fuente: PND Soluciones Integrales.

1.3.6.2. Vibraciones en Equipos de impacto

La industria utiliza diversos tipos de máquinas de impacto. El impacto producido por estas máquinas cae dentro de una de las siguientes categorías: Maquinas que producen impactos repetidos, como los martillos de forja, y maquinas que producen impulso como las prensas de forjado y estampado (Bhatia, K. G., 2008). Las máquinas con partes que impactan a menudo desarrollan grandes fuerzas dinámicas intermitentes. Sin embargo, un diseño hábil intentara equilibrar la mayor parte de la fuerza dentro del bastidor de la máquina. Esto reduce las fuerzas residuales en la estructura.

Para los martillos de fuerza y forja, la carga en función del tiempo es en la mayoría de los casos transitoria, raramente periódica. La forma exacta de la función depende del modo de funcionamiento de la máquina, pero también de las propiedades de moldeo del material procesado. Se puede distinguir la fase de carga (duración del impacto) que a veces es más larga que la fase sin carga. En general, la fase libre de carga del decaimiento de la vibración no es de duración constante, por lo tanto, la naturaleza de las cargas es transitoria (impulsos únicos). Sin embargo, hay maquinas en el mercado que tienen una fase constante sin carga, lo que resulta en un tipo de carga periódica.

1.3.7. Análisis de Vibraciones

El análisis de vibración se usa para determinar la condición operativa del equipo. La ventaja del análisis de vibración frente a otros métodos es que puede identificar problemas antes de que se vuelvan demasiado graves y provoquen una falla catastrófica. Para lograr esto se debe realizar un monitoreo de las vibraciones de la máquina ya sea de manera continua o en intervalos programados. Con la supervisión regular de la vibración se puede detectar diversidad de fallas entre las cuales se pueden resaltar: rodamientos deteriorados o defectuosos, aflojamiento mecánico y engranajes desgastados o rotos. El análisis de vibración también puede detectar la desalineación y el desequilibrio antes de que estas condiciones den como resultado un deterioro de rodamientos o del eje. La tendencia de los niveles de vibración permite identificar prácticas de mantenimiento deficientes, como la instalación y el reemplazo incorrectos de los rodamientos, la alineación inexacta de los ejes o el equilibrio impreciso del rotor.

Las vibraciones que se producen en una máquina son una función de la dinámica de la máquina y la medición de la amplitud de la vibración a ciertas frecuencias puede proporcionar información valiosa sobre la precisión de la alineación y el equilibrio del eje, la condición de los rodamientos o engranajes, y el efecto sobre la máquina debido a la resonancia de las carcasas, tuberías y otras estructuras. La medición de la vibración es un método efectivo y no intrusivo para monitorear el estado de la máquina durante las puestas en marcha, las paradas y el funcionamiento normal. El análisis de vibración se utiliza principalmente en equipos rotatorios como turbinas de vapor y gas, bombas, motores, compresores, máquinas de papel, laminadores, máquinas herramienta y cajas de engranajes. Los avances recientes en la tecnología permiten un análisis limitado de los equipos alternativos, como los grandes motores diésel y los compresores alternativos. Estas máquinas también necesitan otras técnicas para controlar completamente su funcionamiento.

1.3.7.1. Análisis Armónico de Vibraciones

A pesar de que el movimiento armónico es el más simple de estudiar, muchos de los sistemas reales no presentan este comportamiento, pero por otra parte es común la presencia de vibraciones periódicas en sistemas reales, las cuales pueden ser representadas por la serie de Fourier como una suma infinita de senos y cosenos, un ejemplo de esto se puede observar en la Figura 16.

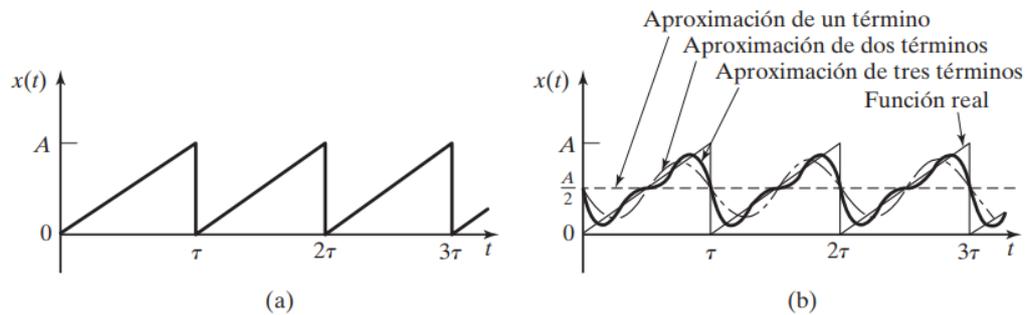


Figura 16. (a) Onda triangular periódica. (b) Representación de la onda periódica mediante la Serie de Fourier.

Fuente: Rao, S. (2011)

Espectro de Frecuencia.

A cada componente $a_n \cos(n\omega t)$ y $b_n \sin(n\omega t)$ de la expansión de las Serie de Fourier se le llama armónico de orden n. Estos armónicos se pueden trazar usando su amplitud versus la frecuencia en un diagrama llamado “espectro de frecuencia”, ejemplos de espectros de frecuencia se observan en la Figura 17.

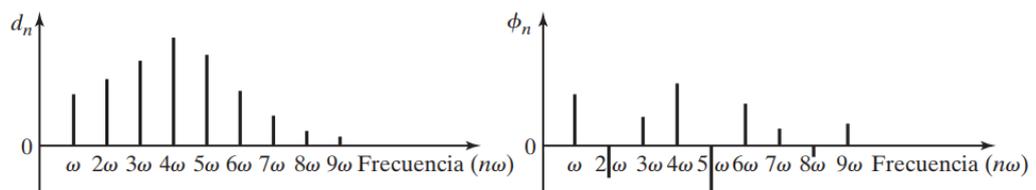


Figura 17. Espectros de frecuencia típicas.

Fuente: Rao, S. (2011)

1.3.8. Análisis Modal de Vibraciones en Maquinaria

El análisis modal es una herramienta importante en el análisis de vibraciones, diagnóstico, diseño y control. En algunos sistemas, el mal funcionamiento o falla mecánica se puede atribuir a la excitación de su movimiento preferido, como las vibraciones y resonancias modales. Mediante el análisis modal, es posible establecer la extensión y ubicación de las vibraciones severas en un sistema. Por esta razón, es una herramienta de diagnóstico importante. Por la misma razón, el análisis modal también es un método útil para predecir un mal funcionamiento inminente u otros problemas mecánicos. La modificación estructural y su estructuración son técnicas de análisis y diseño de vibraciones, que se basan en el análisis modal. Mediante métodos de análisis de sensibilidad que utilizan un modelo "modal", es posible determinar qué grados de libertad de un sistema mecánico son más sensibles a la adición o eliminación de elementos de masa y rigidez. De esta manera, se puede establecer un método conveniente y sistemático para hacer modificaciones estructurales para eliminar un problema de vibración existente o para verificar los efectos de una modificación particular. Un sistema grande y complejo se puede dividir en varios subsistemas que se pueden analizar independientemente. Mediante técnicas de análisis modal, las características dinámicas del sistema global se pueden determinar a partir de la información del subsistema.

El análisis modal experimental, también conocido como análisis modal o prueba modal, hace referencia a la determinación de frecuencias naturales, relaciones de amortiguamiento y modos de vibración por medio de una prueba donde se registran las vibraciones del sistema (Ver Figura 18). En este análisis existen dos ideas fundamentales implicadas:

- Cuando una estructura, máquina o cualquier sistema es excitado, su respuesta presenta un pico agudo en resonancia cuando la frecuencia forzada es igual a su frecuencia natural si el amortiguamiento no es grande.
- La fase de la respuesta cambia 180° cuando la frecuencia forzada cruza la frecuencia natural de la estructura o máquina, y la fase será de 90° en resonancia.

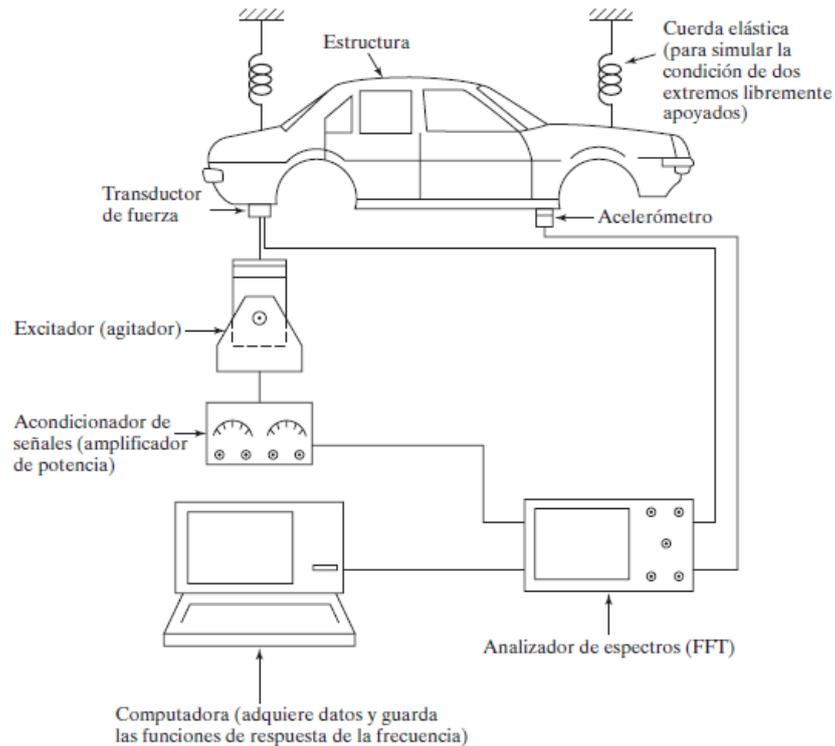


Figura 18. Esquema de análisis modal experimental.
Fuente: Rao, S. (2011, p.903)

1.3.9. Detección de fallas mediante análisis de vibraciones

1.3.9.1. Desbalance

El desbalance es la distribución desigual de masa alrededor del eje central de rotación de un rotor lo que genera una fuerza o movimiento a sus cojinetes como resultado de las fuerzas centrífugas. La vibración debida al desbalance de un rotor es el tipo de defecto de maquinaria más común. Existen tres tipos de desbalance que pueden encontrarse en las máquinas, y estos son:

Desbalance estático

Para todos los tipos de desbalance, la FFT mostrará una frecuencia de vibración predominante de $1x$ RPM respecto a la velocidad de rotación de eje. La variación de la amplitud de vibración a la frecuencia de $1x$ RPM es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación.

Desbalance de par

En el desbalance de par, la FFT muestra nuevamente un solo pico de frecuencia de 1x RPM al igual que el caso anterior. Este tipo de falla puede causar altas vibraciones axiales y radiales. El desbalance de par tiende a estar desfasado 180° entre las mediciones tomadas de dos rodamientos en el mismo eje ya sea horizontal o vertical.

Desbalance dinámico

El Desequilibrio Dinámico es el más común y es una combinación de los dos casos anteriores (estático y de par). La amplitud a 1X RPM es predominante en el espectro, y para su corrección se requieren de dos planos (horizontal y vertical). Para este caso, la diferencia en fase de los apoyos horizontales será similar a la diferencia entre las fases verticales.

1.3.9.2. Eje flexionado

Cuando se encuentra un eje flexionado, las vibraciones en la dirección radial y axial serán altas. Las vibraciones axiales pueden ser más altas que las vibraciones radiales. La FFT normalmente tendrá componentes 1x y 2x. Si el:

- La amplitud de 1x RPM es dominante, entonces la curva está cerca del centro del eje.
- La amplitud de 2x RPM es dominante, entonces la curva está cerca del extremo del eje.

1.3.9.3. Desalineación

La desalineación, al igual que el desbalance, es una causa importante de vibración de la maquinaria. Algunas máquinas se han incorporado con rodamientos autoalineables y acoplamientos flexibles que pueden reducir un poco la desalineación. Sin embargo, a pesar de esto, no es raro encontrar vibraciones elevadas debido a una desalineación. Hay básicamente dos tipos de desalineación:

Desalineación angular

La desalineación angular ejerce sobre los ejes de la máquina vibraciones axiales a la frecuencia de 1x RPM. La desalineación rara vez se ve como un pico de 1x RPM. Típicamente, habrá una alta vibración axial tanto con 1xRPM como con 2xRPM. Sin embargo, se pueden presentar picos 1x, 2x o 3xRPM.

Desalineación paralela

La desalineación paralela da como resultado una vibración de 2x RPM en la dirección radial. La desalineación paralela tiene síntomas de vibración similares en comparación con la desalineación angular, pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a una diferencia de fase de 180 ° a través del acoplamiento. Como se indicó anteriormente, la desalineación paralela pura es rara y comúnmente se observa que está en conjunción con la desalineación angular. Por lo tanto, veremos los picos 1xRPM y 2xRPM.

1.3.9.4.Falla en rodamientos

Las fallas localizadas en un rodamiento pueden ocurrir en la pista exterior, la pista interior, la jaula o en un elemento rodante. Cada una de estas fallas se caracteriza por su propia frecuencia, que usualmente está listada por el fabricante o calculada a partir de las especificaciones del rodamiento. Un impacto de una falla localizada genera vibraciones de alta frecuencia en la estructura de la chumacera. El deterioro de un rodamiento progresa a través de cuatro etapas. Durante la etapa inicial, es solo una vibración de alta frecuencia, después de la cual se observan las frecuencias de resonancia del rodamiento. Durante la tercera etapa, se pueden ver frecuencias discretas, y en la etapa final se observa ruido aleatorio de alta frecuencia, que continúa ampliándose y aumentando en amplitud media con una mayor severidad de falla.

1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuáles serán las características técnicas de un módulo de ensayos vibracionales para la detección de fallas en maquinaria rotativa implementado para instrucción universitaria?

1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

La importancia del desarrollo de un módulo de ensayos de vibraciones en maquinaria rotativa para la detección y predicción de fallas se justifica en las líneas siguientes.

1.5.1. Justificación Académica

Con el módulo de ensayos vibracionales se puede realizar un análisis de los parámetros de funcionamiento de una maquina rotativa, para esto existen varios métodos de análisis de señales, es así que usando este módulo de ensayos se puede modelar y verificar de manera experimental el comportamiento vibracional de una máquina fomentando así el interés investigativo del estudiante.

1.5.2. Justificación Pedagógica

El uso del módulo de ensayos de vibraciones para el desarrollo de laboratorios de vibración mecánica permite a los estudiantes de ingeniería mecánica eléctrica observar directamente el comportamiento de una maquinaria mediante una técnica matemática-computacional. Al mismo tiempo se ayudará a la familiarización del estudiante con equipo moderno de adquisición de datos digital y procesamiento.

1.5.3. Justificación Tecnológica

Al emplear este módulo de ensayos vibracionales se puede analizar las condiciones de una maquina usando el método más difundido en la industria para detectar y predecir una amplia variedad de fallas en máquinas rotativas, facilitando de esta manera la implementación de soluciones más acertadas sin interferir en el funcionamiento.

1.5.4. Justificación Económica

La realización del módulo de ensayos vibracionales es una opción económica comparada con equipos analizadores de vibraciones que se venden en el mercado y cuyo costo del equipo, con características similares a la que se propone en este trabajo, ronda los \$ 10 000.

1.6. OBJETIVOS

1.6.1. Objetivo General

Modelar, simular e implementar un módulo de ensayos vibracionales para la detección de fallas en maquinaria rotativa para instrucción universitaria.

1.6.2. Objetivos Específicos

- Identificar las necesidades generales de las universidades trujillanas mediante entrevistas.
- Obtener códigos, normas, estándares y recomendaciones de diseño para la fabricación del módulo de vibraciones.
- Elaborar una tabla con las características de ingeniería a perseguir en el diseño.
- Generar conceptos alternativos como posibles soluciones a los requerimientos planteados y filtrarlos mediante una matriz de selección para determinar el concepto de diseño óptimo.
- Realizar el diseño de configuración al concepto óptimo.
- Realizar el dimensionamiento general del equipo.
- Modelar matemáticamente el concepto seleccionado para hacerlo tratable a nivel de pregrado.
- Simular el funcionamiento del modelo computacional del módulo vibraciones.
- Realizar el diseño paramétrico de componentes críticos.
- Diseño de selección de componentes estándar del módulo.
- Elaborar los planos principales del equipo.
- Elaborar el presupuesto y el listado de componentes.
- Realizar la fabricación del equipo

- Ejecutar la puesta a punto del equipo
- Cotejar los resultados del modelo matemático simulado con lecturas reales del módulo fabricado.

CAPÍTULO II

MÉTODO

II. MÉTODO

2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

Cuantitativa

Este trabajo de investigación es de carácter cuantitativa pues en los cálculos se manipulan y se analizan la interrelación de variables físicas.

Experimental

El carácter experimental de la investigación se debe a que el equipo será fabricado, ensamblado y calibrado para que realice de manera óptima la función para la que ha sido diseñada.

Metodología de diseño

La metodología de diseño empelada está basada en el modelo propuesto por los investigadores Eggert y Dieter & Schmidt (Eggert, 2010; Dieter & Schmidt, 2013), el cual consta de una secuencia de pasos que se ilustran en la Figura N° 19.

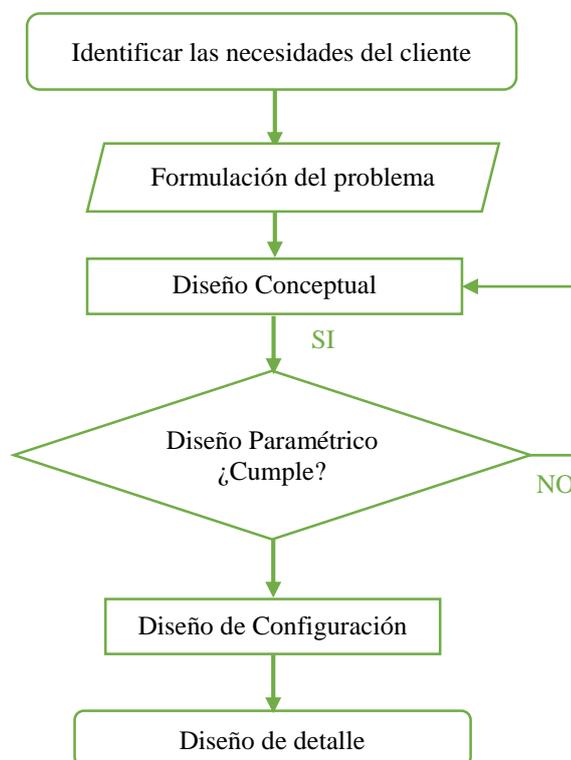


Figura 19. Diagrama de flujo con los pasos generales del diseño.
Fuente: Elaboración Propia

2.2. VARIABLES

Dado que el diseño del proyecto se basa en una metodología de diseño formal se tomará como base el esquema de variables presentada por Eggert y Dieter & Schmidt, donde se proponen 4 tipos de variables: Parámetros de definición del problema, variables de diseño, variables de solución y variables intervinientes. (Eggert, 2010; Dieter, 2013).

El módulo de ensayos vibracionales posee 2 elementos críticos: el eje y la estructura de soporte, razón por la cual ambos serán analizados siguiendo la metodología de diseño antes mencionada. Para el resto de componentes bastara con realizar un proceso de selección con las dimensiones acorde a la geometría final de los componentes diseñados y la carga máxima del equipo.

2.2.1. Variables para el diseño del eje

Parámetros de Definición de Problema:

- Peso del disco de desbalanceo, F_d (N)
- Longitud del eje, L (m)

Variables de Diseño:

- Diámetro del eje, D_{eje} (mm)
- Masa de desbalance, M (kg)
- Resistencia del material, S_y (MPa)

Variables de Solución

- Deformación unitaria, ϵ (mm/mm)
- Esfuerzo de Von Mises, σ' (MPa)
- Factor de seguridad en fatiga, FS (adimensional)

Variables intervinientes

- Aceleración de gravedad, g (m/s²)

2.2.2. Variables para el diseño de estructura del equipo

Parámetros de Definición de Problema:

- Longitud de la estructura, L (m)
- Altura de la estructura, H (m)
- Deflexión máxima permitida (mm)

Variables de Diseño:

- Espesor del perfil estructural, e (mm)
- Frecuencia de vibración, f (Hz)

Variables de Solución

- Frecuencia de resonancia, f_r (Hz)
- Deformación unitaria, ϵ (mm/mm)
- Esfuerzo de Von Mises, σ' (MPa)
- Factor de seguridad en fatiga, FS (adimensional)

Variables intervinientes

- Aceleración de gravedad, g (m/s²)



Figura 20. Diagrama de Caja Negra para el eje del módulo de análisis de vibraciones

Fuente: Elaboración propia

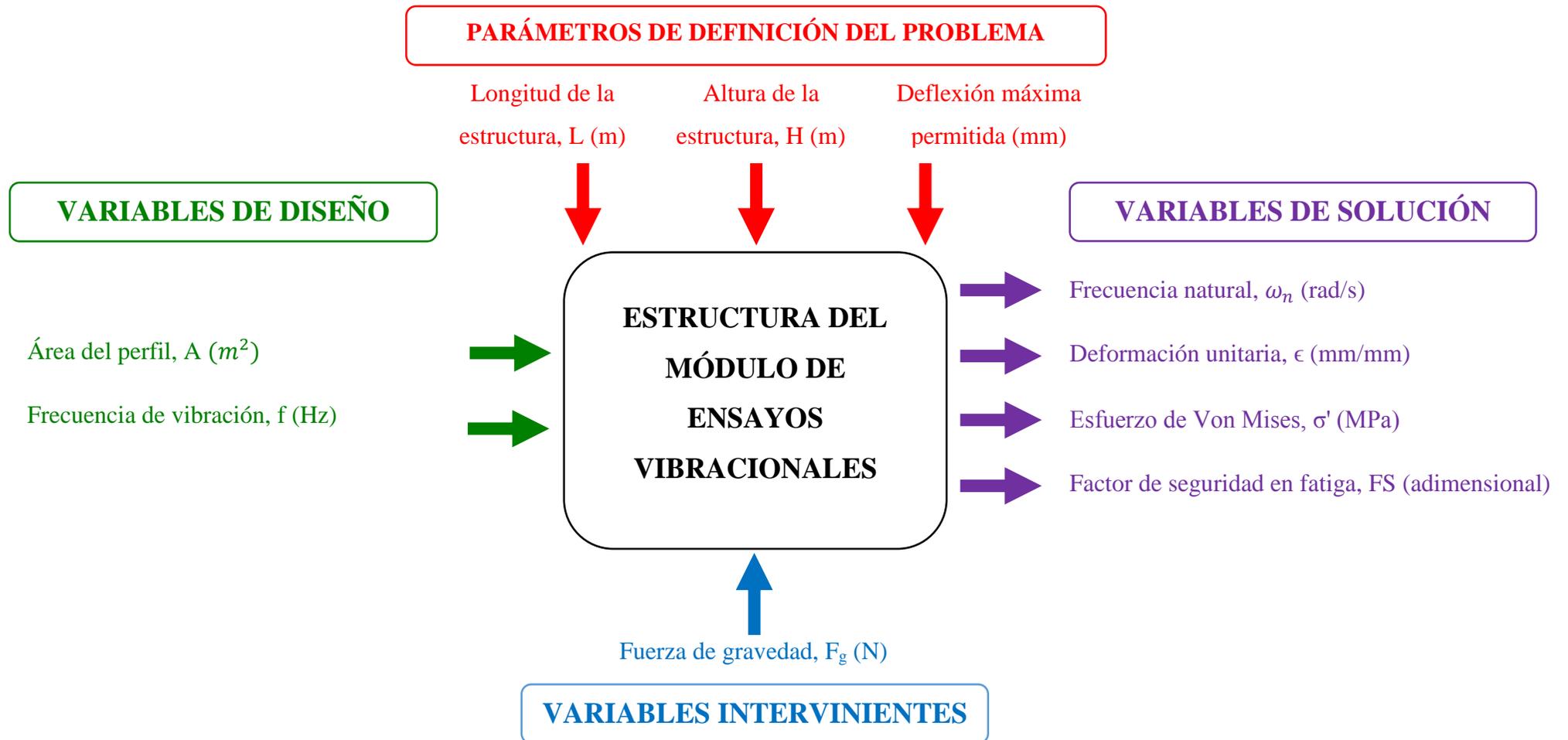


Figura 21. Diagrama de Caja Negra para la estructura del módulo de análisis de vibraciones

Fuente: Elaboración propia

2.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Tabla 1

Operacionacionalización de Variables para el eje del módulo de ensayos vibracionales

Fuente: Elaboración propia

	VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADOR	ESCALA
VARIABLES DE DISEÑO	Diámetro del eje	Distancia de la recta que pasa por el centro y termina en dos puntos opuesto en la circunferencia	$D_{eje} = L$	Longitud (L)	m
	Masa de desbalance	Masa concentrada ubicada a cierta distancia del eje de rotación.	$M = M$	Masa (M)	kg
	Resistencia del material	Capacidad para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin romperse o deformarse	$S_y = S_y$	Resistencia a la fluencia (S_y)	MPa
VARIABLES DE SOLUCIÓN	Deformación unitaria	Cociente entre la deformación y la longitud inicial del elemento	$\epsilon = \frac{\delta}{L}$	Longitud (L)	m/m
	Esfuerzo de Von Mises	Esfuerzo proporcional a la energía de la distorsión usado como indicador en las teorías de falla	$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_1 + \sigma_2^2}$	Esfuerzo de Von Mises (σ')	MPa
	Factor de seguridad	Cociente entre el esfuerzo máximo del material y el valor del esfuerzo nominal del sistema.	$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$	Resistencia a la fluencia (S_y)	Adim

Tabla 2 Operacionalización de Variables para la estructura del módulo de ensayos vibratoriales

Fuente: Elaboración propia

	VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADOR	ESCALA
VARIABLES DE DISEÑO	Área del perfil	Área de sección transversal del perfil	$A = L^2$	Longitud (L)	m ²
	Frecuencia de vibración	Cantidad de veces que se repite la oscilación en un segundo	$fr = \frac{1}{T}$	Frecuencia (Hz)	Hz
VARIABLES DE SOLUCIÓN	Frecuencia natural	Frecuencia de vibración que depende de las propiedades del sistema	$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$	Frecuencia (rad/s)	rad/s
	Deformación unitaria	Cociente entre la deformación y la longitud inicial del elemento	$\epsilon = \frac{\delta}{L}$	Longitud (L)	m/m
	Esfuerzo de Von Mises	Esfuerzo proporcional a la energía de la distorsión usado como indicador en las teorías de falla	$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_1 + \sigma_2^2}$	Esfuerzo de Von Mises (σ')	MPa
	Factor de seguridad	Cociente entre el esfuerzo máximo del material y el valor del esfuerzo nominal del sistema.	$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$	Resistencia a la fluencia (S_y)	Adim

2.4. POBLACIÓN Y MUESTRA

2.4.1. Población:

Módulos de enseñanza universitaria para laboratorios de las carreras de ingeniería.

2.4.2. Muestra:

Módulo de ensayos vibracionales para detección de fallas mecánicas en máquinas rotativas en el curso de vibraciones mecánicas

2.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS, VALIDEZ Y CONFIABILIDAD

2.5.1. Técnica:

2.5.1.1. Encuestas

Esta técnica permitirá obtener la información requerida para la investigación mediante la realización de preguntas realizadas a docentes de diversas Universidades Trujillanas, los cuales conocen de primera mano los requerimientos de los laboratorios en sus respectivos Universidades.

2.5.1.2. Análisis Documental

Esta técnica se basa en la recolección de información de diversas fuentes tales como: Libros, Tesis, Artículos científicos, normas, internet, etc, que permitirán adquirir el conocimiento adecuado para analizar el comportamiento de la máquina.

2.5.2. Instrumentos:

2.5.2.1. Cuestionario

El cuestionario está compuesto por todas las preguntas necesarias para obtener la mayor cantidad de información acerca de los requerimientos de los laboratorios de las universidades con carreras de ingeniería.

2.5.2.2. Ficha de registro de datos

Se emplea para registrar los datos significativos de las fuentes consultadas.

2.6. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS

Se utilizará la metodología para el diseño de máquinas basado en la propuesta por Eggert y Dieter & Schmidt (Eggert, 2010; Dieter & Schmidt, 2013).

2.6.1. Descripción de pasos para el análisis de datos

2.6.1.1. Identificar las necesidades generales de las universidades trujillanas mediante entrevistas.

Las necesidades de las universidades en lo que respecta a laboratorios de vibraciones mecánicas se obtendrán mediante la aplicación de entrevistas a docentes de las carreras de ingeniería de las distintas universidades de la ciudad de Trujillo.

2.6.1.2. Obtener códigos, normas, estándares y recomendaciones de diseño para la fabricación del módulo de vibraciones.

Los códigos, normas, estándares y recomendaciones son tomadas de la revisión bibliográfica con la intención de delimitar el diseño del módulo de ensayos vibracionales.

2.6.1.3. Elaborar una tabla con las características de ingeniería a perseguir en el diseño.

De la información obtenida de las entrevistas se elaborará una tabla resumen con información pasada a términos de ingeniería.

2.6.1.4. Generar conceptos alternativos como posibles soluciones a los requerimientos planteados y filtrarlos mediante una matriz de selección para determinar el concepto de diseño óptimo.

Se realizan varios conceptos alternativos de entre los cuales se obtendrá el concepto óptimo empleando una matriz de criterios ponderados para el diseño del módulo de ensayos vibracionales.

2.6.1.5. Realizar el diseño de configuración al concepto óptimo.

Después de determinar el mejor concepto para la maquina se procede a hacer una descripción de diversas configuraciones que permitan cumplir con los requerimientos establecidos. Estas configuraciones muestran diversas formas de ubicar los componentes que conforman el módulo de ensayos vibracionales. De igual manera que en el apartado anterior se evaluara las configuraciones con una matriz de criterios ponderados para seleccionar la configuración óptima.

2.6.1.6. Realizar el dimensionamiento general del equipo.

Para determinar las dimensiones generales se elaborarán un conjunto de cálculos previos, con la intención de obtener medidas tentativas para el inicio del diseño.

2.6.1.7. Modelar matemáticamente el concepto seleccionado para hacerlo tratable a nivel de pregrado.

Se elaborará un modelo matemático del módulo para analizar la respuesta vibratoria de los componentes en varios grados de libertad y con ella predecir el comportamiento del sistema bajo la acción de fallas comunes en equipos rotativos (desbalance, desalineamiento, daño en rodamientos, etc.)

2.6.1.8. Implementar computacionalmente el modelo matemático.

Usando la potencia del software de ingeniería Matlab® se programarán todas las ecuaciones del modelo matemático para dar solución a las ecuaciones complejas basadas en la matemática matricial.

2.6.1.9. Simular el funcionamiento del modelo computacional del módulo vibraciones.

Para el análisis del comportamiento del equipo a perturbaciones específicas se realizará una simulación numérica usando el paquete Simulink®, el cual será basado en un modelo matemático del equipo en conjunto.

2.6.1.10. Realizar el diseño paramétrico de componentes críticos.

Se analizará mediante un diseño paramétrico la relación entre las variables de diseño variables y las variables de solución de esa manera determinar los valores óptimos para los resultados.

2.6.1.11. Seleccionar los componentes estándar del módulo.

Los componentes estándares serán seleccionados para completar el diseño tomando en consideración las dimensiones finales de los elementos diseñados y la carga que soportara el equipo.

2.6.1.12. Elaborar los planos principales del equipo.

Los productos finales de este trabajo serán los planos de la elaboración del módulo de ensayos vibratoriales.

2.6.1.13. Elaborar el presupuesto y el listado de componentes.

Para la compra de los componentes se elaborará un presupuesto completo del equipo junto a información detallada de cada componente.

2.6.1.14. Realizar la fabricación del equipo.

Usando métodos y procedimientos estándar se fabricará el módulo empleando los planos de elaboración y planos eléctricos para las conexiones de control electromecánico.

2.6.1.15. Ejecutar la puesta punto del equipo.

El proyecto se finalizará con el ensamblaje de los componentes y las pruebas de funcionamiento del módulo de análisis de vibraciones.

2.6.1.16. Cotejar los resultados del modelo matemático simulado con lecturas reales del módulo fabricado.

Los datos obtenidos por el modelo matemático serán comparados con datos reales tomados desde los sensores del equipo para validar los resultados

CAPÍTULO III

RESULTADOS

III. RESULTADOS

3.1. NECESIDADES DE LA UNIVERSIDAD

Se realizaron entrevistas a docentes de diversas universidades trujillanas para determinar las necesidades relacionadas al diseño del módulo de ensayos vibracionales. El modelo de la entrevista se puede encontrar en el Anexo 1. En total se hicieron 04 entrevistas (Ver Anexo 3) y la información recopilada se puede ver en la Tabla 3.

Se elaboró un resumen con los resultados extraídos de la Tabla 3 para cada pregunta hecha en la entrevista. De esta información se obtendrán los rangos y valores adecuados en los que se basara el diseño para cumplir con los requerimientos de la universidad. A continuación, se detallan estas conclusiones.

Pregunta 1: ¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?

En esta pregunta todos los entrevistados indican conocer alguna aplicación del análisis de vibraciones para determinar el estado y fallas en máquinas.

Pregunta 2: Desde su punto de vista ¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario? ¿Por qué?

Todos los entrevistados indican que un módulo de vibraciones es muy importante porque sirve como una herramienta tecnológica para el estudio en universidades e investigación y para el entrenamiento de casos prácticos.

Pregunta 3: Según su punto de vista, liste en orden de importancia las características del módulo de vibraciones.

Los resultados de en esta pregunta muestran bastante dispersión, pero se puede notar que las características de mayor interés listadas en orden son: Seguro, Facilidad de manejo y Bajo Costo, mientras que la de menor importancia es: Fácil ensamblado.

Pregunta 4: Considerando que el modulo es para uso universitario ¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para realizar los ensayos de vibraciones?

De la respuesta obtenida se aprecia la tendencia a potencias bajas para el equipo de laboratorio, donde el valor de 1 HP es unánime.

Pregunta 5: Desde su perspectiva y sabiendo que el equipo será usado en el ámbito universitario ¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?

Dos de las respuestas concuerdan con que las medidas adecuada serian 07x0.6x1 m para el módulo de vibraciones.

Pregunta 6: ¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?

En esta pregunta se aprecia que el acero es el material más deseado para el modulo, pero en las justificaciones hacen resaltar que los materiales deben ser no degradables, por lo que se da como opciones al aluminio y acero inoxidable.

Pregunta 7: ¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?

De las cuatro respuestas dos indican que el rango adecuado de precios es de S/. 3000-6000

Tabla 3. Resultados de las entrevistas realizadas a los docentes de la Universidad Cesar Vallejo

Fuente: Elaboración propia

Entrevistado Preguntas	Ing. Alex Tejeda Ponce	Ing. Felipe de la Rosa Bocanegra	Ing. Luis Vargas Díaz	Ing. José Sagastegui Lescano
¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?	Si	Si	Si	Si
¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario?	Muy importante	Muy importante	Muy importante	Muy importante
Liste en orden de importancia las características del módulo de vibraciones	Fácil Transporte, Seguro, Facilidad de manejo, Bajo Costo, Versátil, Fácil ensamblado	Facilidad de manejo, Bajo Costo, Versátil, Seguro, Fácil ensamblado, Fácil Transporte	-	Seguro , Versátil, Facilidad de manejo, Bajo Costo, Fácil Transporte, Fácil ensamblado
¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para realizar los ensayos de vibraciones?	1 HP	1 HP	1 HP	1 HP

Tabla 4. Resultados de las entrevistas realizadas a los docentes de la Universidad Cesar Vallejo (Continuación)

Fuente: Elaboración propia

Entrevistado Preguntas	Ing. Alex Tejada Ponce	Ing. Felipe de la Rosa Bocanegra	Ing. Luis Vargas Díaz	Entrevistado 4
¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?	1.2x1x1 m	07x0.6x1 m	-	0.7x0.6x1 m
¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?	Acero	Acero, Aluminio	-	Plástico, Acero Inoxidable
¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?	S/. 10000-15000	S/. 3000-6000	S/. 6000-10000	S/. 3000-6000

3.2. CÓDIGOS, NORMAS, ESTÁNDARES Y RECOMENDACIONES DE DISEÑO

A continuación, se describen las normas más resaltantes que han sido consultadas y que usaran para limitar el diseño a rangos y valores estandarizados a nivel nacional e internacional.

NORMA ISO 2372-1974. “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”

Esta norma (Ver Anexo 5) es aplicable a máquinas rotativas con rotores rígidos y a máquinas rotativas con rotores flexibles en los que la medida de vibración en la tapa del cojinete resulta indicativa del comportamiento vibracional de eje.

Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz (severidad de la vibración, según ISO).

NORMA ISO 10816. “Vibración mecánica. – Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas”

Recoge una serie de normas que describen los procedimientos para la evaluación de la vibración en máquinas en base a medidas realizadas en partes no rotativas de las mismas.

Cada una de las partes de esta norma proporciona un estándar individual para una serie de máquinas y define información específica y criterios aplicables únicamente a esas máquinas.

El criterio general relaciona el monitorizado en condiciones de operación y el ensayo de aceptación de la máquina; y se expresa tanto en términos de magnitud de vibración como de variación en dicha magnitud. Es decir, no hace referencia sólo a valores absolutos, sino también a valores relativos, a variaciones y tendencias. No sólo habla de velocidad, sino también de aceleración y desplazamiento. (Ver Anexo 6)

NORMA ISO 7919. “Vibración mecánica de máquinas no alternativas – Medidas en ejes rotativos y evaluación”

Para el caso de maquinaria rotativa que tiene una carcasa relativamente rígida y/o pesada en comparación con su masa rotativa, a menudo puede llegar a considerarse como que tiene un eje rotor flexible.

En tal caso, las condiciones de vibración han de ser evaluadas con un mayor grado de sensibilidad si las medidas son llevadas a cabo sobre los elementos rotativos y no sobre los componentes estáticos de la máquina.

Para este tipo de máquinas resulta preferible aplicar la normativa recogida en la serie de normas englobada por esta norma (Ver Anexo 7).

NORMA ISO 10817-1. “Sistemas de medida de vibración en ejes rotativos, Parte 1: Señal relativa y absoluta de la vibración radial de ejes rotativos”.

En el caso de motores eléctricos y generadores, las normas de la ISO, la ANSI, la NEMA y la API establecen una serie de criterios de clasificación para los niveles de vibración admisibles en motores eléctricos. (Ver Anexo 8)

Estos sistemas de clasificación no son iguales en todos los casos. Algunos están basados en el desplazamiento en vibración del eje PICO a PICO, mientras que otros utilizan bien el valor RMS o el valor PICO de la amplitud de vibración en velocidad medida sobre la estructura (sobre los alojamientos de los cojinetes o los soportes)

En cualquier caso, en cada norma se especifica las condiciones de ensayo y el procedimiento a seguir, incluido el montaje para el soporte de la máquina, la instrumentación y el método de ensayo.

Al finalizar la recopilación bibliográfica de códigos, normas y estándares se encontró que dicha información es escasa para el diseño de equipos de laboratorio, por tal razón se optó por utilizar recomendaciones de diseño extraída de trabajos similares para módulos de ensayos vibracionales. Las recomendaciones obtenidas de artículos científicos, tesis y otros documentos académicos se pueden en la Tabla 5.

Tabla 5. *Recomendaciones de diseño para el Módulo de Análisis de Vibraciones*

Fuente: Elaboración propia

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO	RECOMENDACIONES DE DISEÑO	FUENTE
MATERIAL	Para el material del eje se debe elegir un acero de bajo contenido de carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente.	Sánchez, 2016
TÉCNICA	Para conocer la frecuencia de resonancia, se hace girar el motor por toda su gama de revoluciones, controlándolo con un variador de frecuencias.	Espino, 2017
	Para absorber las pequeñas desalineaciones entre el eje del motor y la transmisión se debe hacer uso de un acoplamiento flexible.	Sánchez, 2016
GEOMETRÍA	Se puede modificar la longitud del eje y la rigidez del rotor, para controlar la frecuencia natural del sistema.	Blanco, et al, 2010
OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	Los dos rodamientos antes de cerrar los soportes, deben ser lubricados con grasa de alta calidad, que admita al menos unos límites de uso de entre -30°C y +140°C.	Sánchez, 2016
	Para diferencias de altura entre eje del motor y el del banco se deberán utilizar suplementos calibrados que se colocarán debajo de las patas de anclaje.	Sánchez, 2016

3.3. ESPECIFICACIONES INGENIERILES

Después de haber obtenido los requerimientos de las universidades, se procede a traducirlas en términos de ingeniería especificando las unidades y las limitaciones para cada sub función definidas por las conclusiones de las entrevistas realizadas. En la Tabla 6 se muestran las especificaciones ingenieriles basadas en las necesidades de las universidades.

Tabla 6. *Especificaciones Ingenieriles*

Fuente: Elaboración propia

SUBFUNCIÓN	CARACTERÍSTICAS INGENIERILES	UNIDADES	LIMITES
Tamaño del equipo	Dimensiones	Metros	Largo: 0.7 m Ancho: 0.6 m Alto: 1m
Potencia del equipo	Potencia	HP	1 HP
Costo	Precio del equipo	S/.	S/. 3000 -6000
Materiales	Resistencia y durabilidad	MPa	Acero Acero Inoxidable Aluminio
Maniobrabilidad	Facilidad de manejo	-	

3.4. DISEÑO CONCEPTUAL

Se elaboraron 5 alternativas de solución para el diseño tomando como base la información de la Tabla 6. Para cada alternativa se hará una descripción del sistema mostrando las ventajas y desventajas más resaltantes, adicionalmente se incluye un bosquejo para cada alternativa de solución (Ver Figuras desde la 22 a la 26).

3.4.1. Concepto 1:

En este concepto el módulo de vibraciones consta de un eje soportado por dos cojinetes, mientras que en el centro está montado un disco con varios orificios donde se colocaran masas de prueba para generar diversos grados de desbalanceo. Para reducir el nivel de vibración transmitido desde el motor hacia el eje a causa de desalineamiento, se emplea un acople flexible mientras todos los demás componentes están instalados sobre una placa de acero que es soportada por seis resortes ubicados en los extremos y en el centro de la placa. Entre los aspectos positivos de este concepto se puede mencionar lo compacto del diseño asegurando un ahorro de espacio y que el empleo de resortes para sostener la estructura permitirá apreciar claramente el movimiento del equipo bajo vibración. Por contraparte, el movimiento generado a causa de la rigidez de los resortes podría ocasionar oscilaciones de gran amplitud que podrían ser peligrosos e influirían en los datos tomados por los sensores.

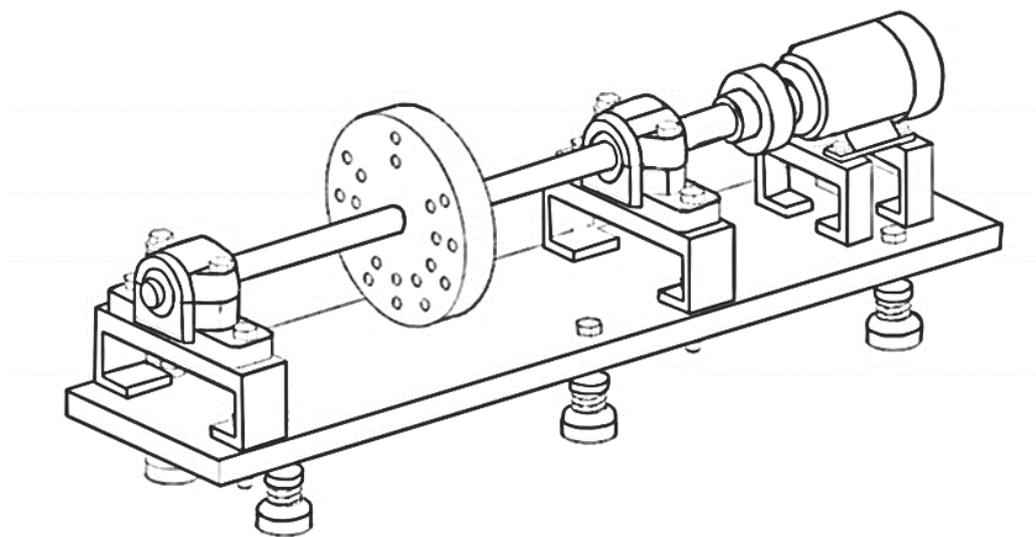


Figura 22. Alternativa de solución 1.
Fuente: Adaptado de Bernal y Cortes (2016)

3.4.2. Concepto 2:

Este concepto similar al anterior, posee dos discos montados entre los dos cojinetes y con diversos orificios hechos a lo largo de su diámetro. La unión entre el eje y el motor se realizará mediante un acople flexible además el motor y ambos cojinetes estarán unidos a la base hecha de una plancha metálica doblada en los laterales sobre una plancha de material aislante para vibraciones. Entre las ventajas de este concepto de diseño se puede recatar el hecho de que las vibraciones tendrán amplitudes pequeñas además de que con el aislamiento de vibraciones se minimizaría la transmisión de oscilaciones desde el equipo a equipos cercanos, por otra el hecho de implementar dos discos con orificios permitirá una mayor variedad de configuraciones de desbalanceo que se puedan analizar. Como desventajas resaltantes está el hecho de que el equipo es de difícil de trasportar y que el diseño requerirá un eje de mayor diámetro para soportar las cargas de desbalanceo además de requerir que equipo sea montado sobre una superficie fija.

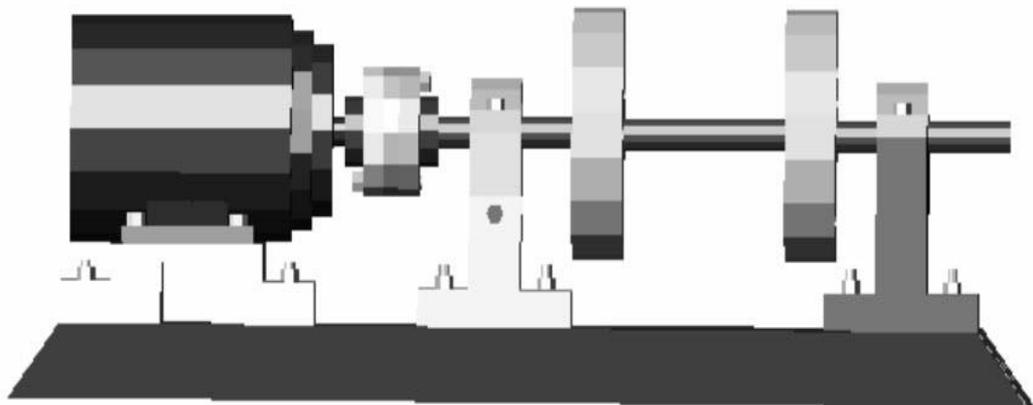


Figura 23. Alternativa de solución 2.
Fuente: Gonzales, et al (2005)

3.4.3. Concepto 3:

El tercer concepto consiste en un eje con dos discos montados en voladizo, donde cada disco tiene varios orificios para insertar diversas masas y los cojinetes se encuentran instalados entre los discos y el motor, en esta condición y dependiendo del tipo de desbalance (estático, dinámico o de par) la vibración será más pronunciada en uno de los dos cojinetes. El soporte del equipo es una plancha de metal sujeta a través de amortiguadores vibratorios a una mesa metálica. La ventaja de este equipo es posee una estructura rígida y aislada para que las vibraciones generadas por el modulo no sean transmitidas al piso, además por el tipo de montaje de los discos se puede analizar tipos más complejos de vibraciones. Como aspecto negativo está el hecho de que el diámetro del eje debe de mayor dimensión y de un material más resistente, así como también los cojinetes deben tener especificaciones más altas (mayor capacidad de carga), lo que encarecería la fabricación del equipo.

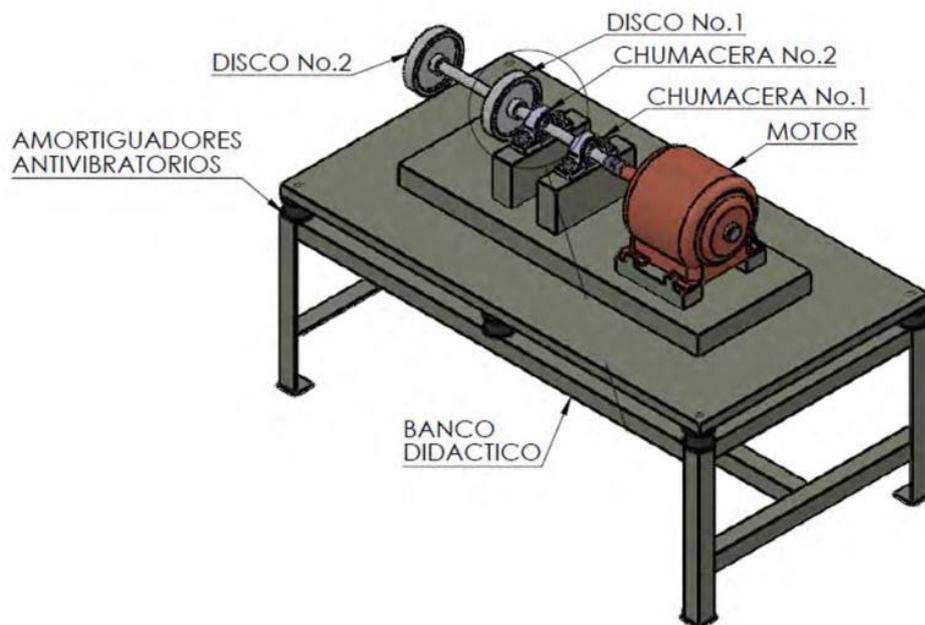


Figura 24. Alternativa de solución 3.

Fuente: Benítez (2013)

3.4.4. Concepto 4:

Para este concepto todos los elementos se pueden montar mediante pernos de anclaje a la mesa, la cual está compuesta por varios perfiles de aluminio con ranuras especiales para montaje y desmontaje rápido de componentes. El resto de la estructura es elaborado con el mismo tipo de perfil y posee compartimiento especial para los elementos de control, además de contar con ruedas de caucho en cada extremo de la mesa. Tiene como ventajas el hecho de que no requiere el empleo de soldadura pues es fácil de ensamblar debido al tipo de perfil que tiene, además debido a las ranuras se puede adicionar más componentes al módulo sin tener que modificar la estructura de la mesa y las ruedas dan la capacidad de transportar el modulo con mucha facilidad. Como puntos negativos se encuentra la disponibilidad de los perfiles los cuales deben ser una sección transversal lo suficientemente grande para soportar los esfuerzos que se generen en el equipo.



Figura 25. Alternativa de solución 4.

Fuente: “Banco Didáctica Análisis de Vibraciones Lite”, AUTTOM

3.4.5. Concepto 5:

Para este concepto todos los componentes se instalan sobre dos perfiles de acero con orificios hechos en toda su longitud lo que permite la ubicación de los cojinetes a diferentes longitudes. Estos perfiles a su vez están instalados sobre una mesa metálica soldada usando como soporte ruedas de caucho en los cuatro extremos de la mesa. La ventaja de este concepto radica en que la mesa posee gran rigidez empleando perfiles de acero soldados y con ayuda de las ruedas de caucho el equipo se puede ser trasladado con facilidad. Por contraparte el empleo de soldadura en la unión de la mesa impide que posteriormente sea desensamblada y los perfiles con orificios no permite la adición de nuevos componentes al módulo.

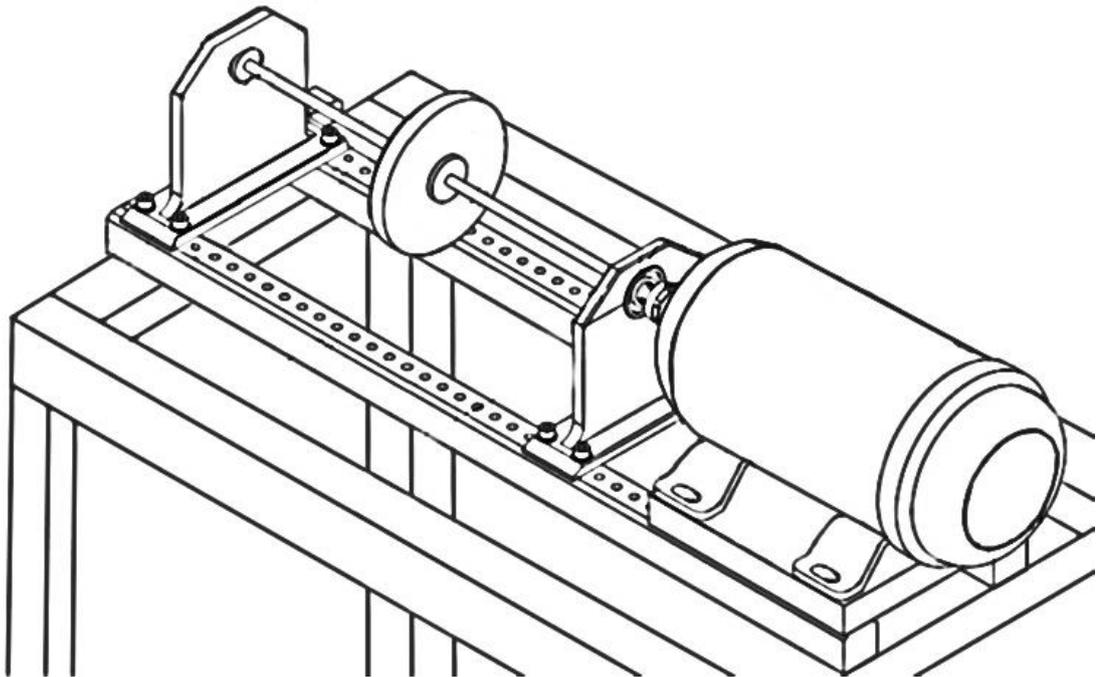


Figura 26. Alternativa de solución 5.
Fuente: Adaptado de Montoya y Cardona (2014)

3.4.6. Selección del concepto óptimo

Para obtener el concepto óptimo de entre las 5 alternativas antes propuestas se evaluarán las alternativas usando una matriz de selección ponderada, usando como criterios de evaluación los propuestos por el autor: tamaño compacto, seguridad, fácil fabricación, rápido ensamblaje, fácil transporte y bajo costo. Los valores ponderados se toman de la teoría de Eggert (Ver Tabla 7) donde la puntuación fue asignada como: Insatisfecho (1), Poco Satisfecho (2), Satisfecho (3), Muy satisfecho (4), Complacido (5). En la matriz de selección ponderada (Ver Tabla 8) la primera columna tiene los criterios de evaluación, en la segunda columna está el valor de cada criterio en porcentaje (Importancia (%)) donde la suma total es igual al 100%. Para cada concepto la importancia es multiplicado por la puntuación de la Tabla 7 según el nivel de satisfacción dando como resultado la puntuación ponderada.

Tabla 7. Puntuación del grado de satisfacción para la matriz de selección

Fuente: Elaboración propia

GRADO DE SATISFACCIÓN	PUNTUACIÓN
Complacido	5
Muy satisfecho	4
Satisfecho	3
Poco Satisfecho	2
Insatisfecho	1

Con el empleo de la matriz de selección se determinó que la alternativa óptima que cumple con los criterios de evaluación es el Concepto 4, por lo tanto, se tomara como base para el diseño del módulo de vibraciones.

Tabla 8. Matriz de selección ponderada de alternativas de solución

Fuente: Elaboración propia

MÓDULO DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES		Concepto 1		Concepto 2		Concepto 3		Concepto 4		Concepto 5	
CRITERIO	Importancia (%)	Puntuación	Puntuación ponderada								
TAMAÑO COMPACTO	15	5	0.75	5	0.75	1	0.15	3	0.45	3	0.45
SEGURIDAD	20	2	0.4	2	0.4	4	0.8	4	0.8	5	1
FACIL FABRICACIÓN	20	4	0.8	4	0.8	3	0.6	5	1	3	0.6
RAPIDO ENSAMBLAJE	10	4	0.4	4	0.4	3	0.3	5	0.5	4	0.4
FACIL TRANSPORTE	15	2	0.3	1	0.15	1	0.15	5	0.75	5	0.75
BAJO COSTO	20	4	0.8	4	0.8	3	0.6	3	0.6	3	0.6
TOTAL	100		3.45		3.3		2.6		4.1		3.8

3.5. DISEÑO DE CONFIGURACIÓN

Siendo el Concepto 4 la opción ganadora se realizarán tres configuraciones de las partes que lo integran y se evaluarán nuevamente mediante una matriz de selección para escoger la configuración más adecuada del equipo.

3.5.1. Configuración 1:

La primera configuración (Ver Figura 27) consiste en una mesa hecha de perfiles de aluminio con ranuras que facilita el montaje de los componentes. Cada componente va con soporte hecho a medida que sirve para mantener alineado eje durante el montaje. La ventaja de este de esta configuración es que se pueden aprovechar toda el área de la mesa para colocar componentes adicionales. Por el contrario, sus desventajas son un mayor costo al usar varios perfiles de aluminio en la parte superior, y cada nuevo componente deberá tener un soporte hecho a medida para mantenerlo alineado al resto de componentes.

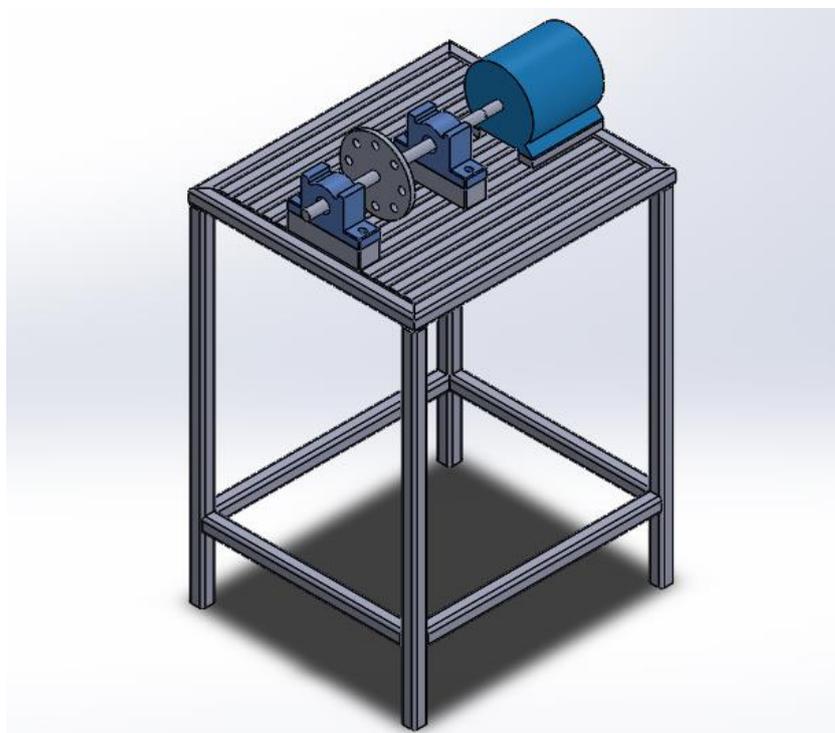


Figura 27. Configuración 1.
Fuente: Elaboración propia

3.5.2. Configuración 2:

Para la segunda configuración (Ver Figura 28) se han obviado los soportes de alineación de las chumaceras y del motor para lo cual se modificó la forma de la parte superior de la mesa. En esta configuración se ha reducido el costo total del equipo al eliminar perfiles y los soportes alineación. Como desventaja está el hecho de que no hay superficie donde se pueda colocar más componentes.

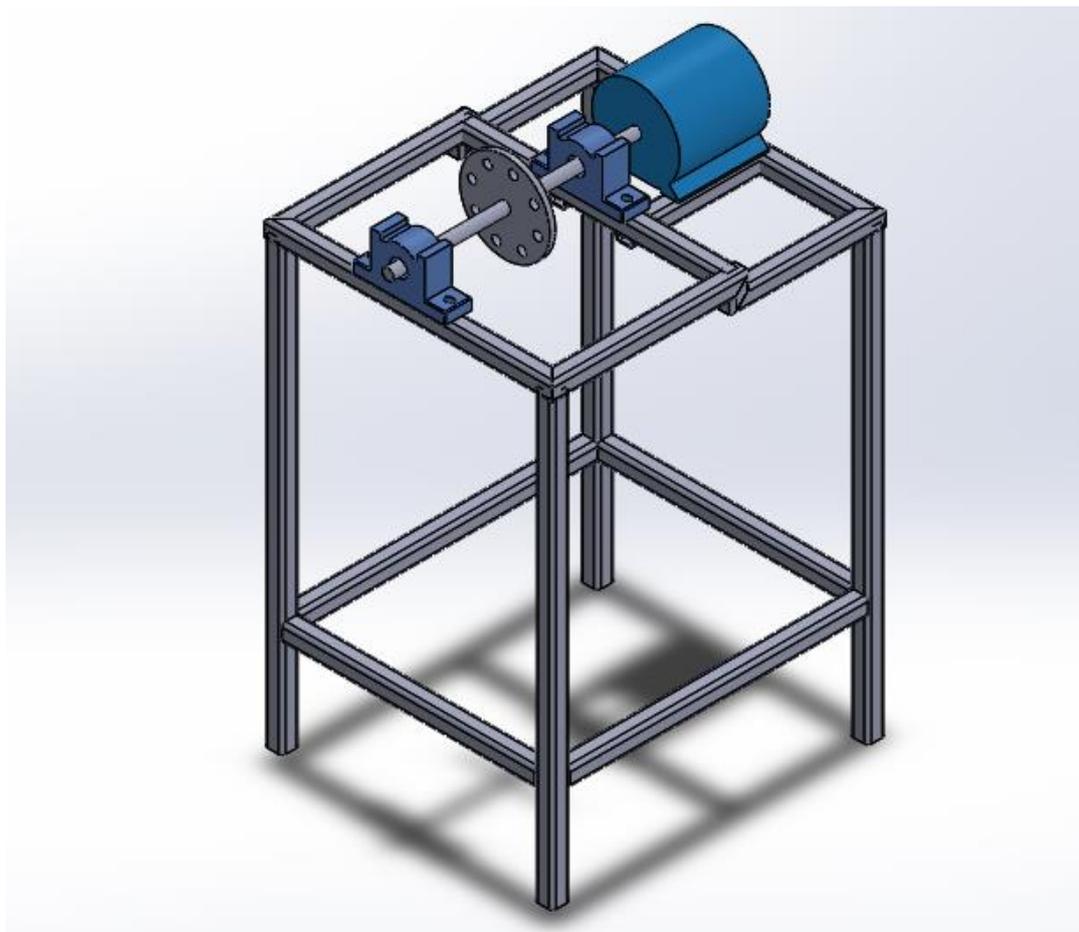


Figura 28. Configuración 2.
Fuente: Elaboración propia

3.5.3. Configuración 3:

En esta configuración (Ver Figura 29) los componentes se encuentran montados en 2 mesas independientes, una es para el motor y los componentes que la controlan y la otra mesa contiene a las chumaceras y el rotor (eje y disco). Esta configuración tiene como ventaja que el diseño es más versátil pues el ensamblado de cada mesa es independiente. Como desventaja tiene que el costo es más elevado por la cantidad de perfiles que se utilizan.

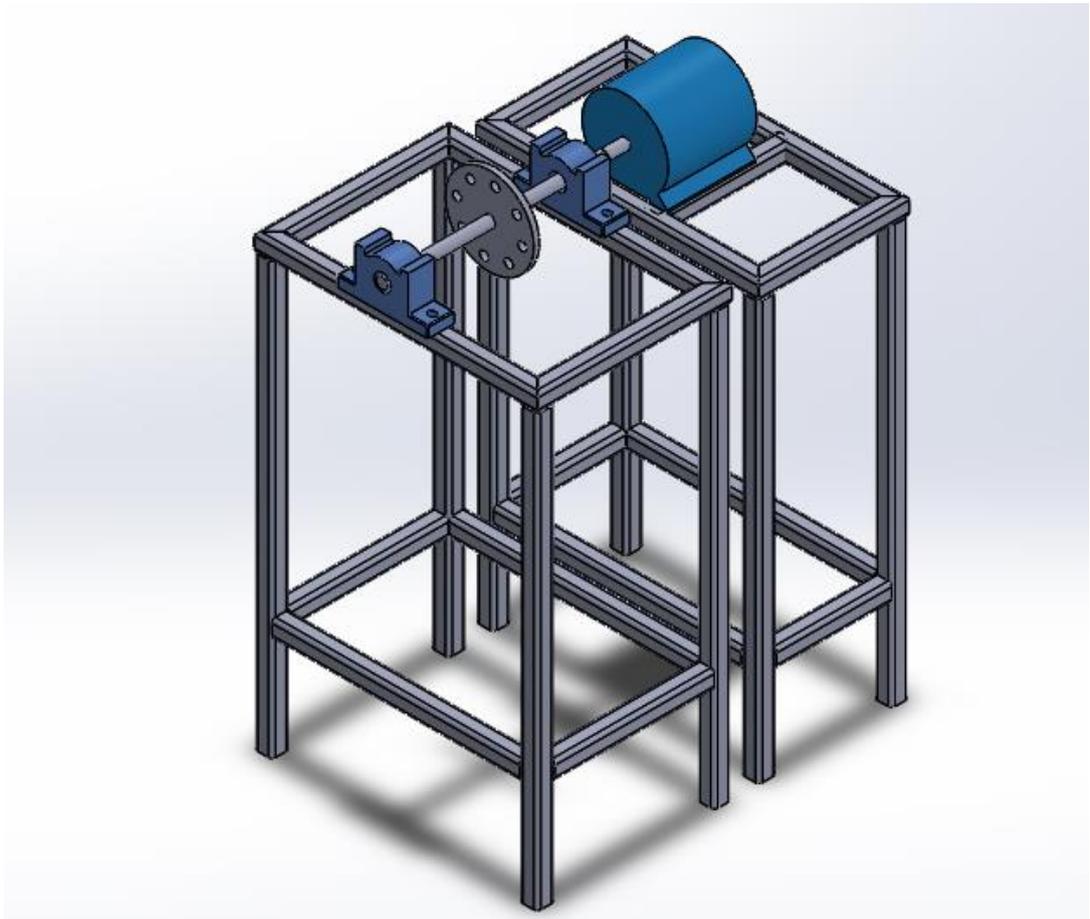


Figura 29. Configuración 3.

Fuente: Elaboración propia

3.5.4. Selección de la configuración óptima

Siguiendo la misma metodología del apartado 3.4, se elaboró una matriz de selección ponderada, usando como criterios de evaluación los propuestos por el autor: tamaño, diseño, fabricación, ensamblaje, transporte y costo. Los valores ponderados se toman de la teoría de Eggert (Ver Tabla 7). En la matriz de selección ponderada (Ver Tabla 10) la primera columna tiene los criterios de evaluación los cuales se explican en la Tabla 9 junto al valor en porcentaje de la importancia que se le ha dado.

Tabla 9. *Criterios de selección para obtener la configuración óptima*

Fuente: *Elaboración propia*

CRITERIO	DESCRIPCIÓN	Importancia (%)
TAMAÑO COMPACTO	El tamaño compacto se tomó como criterio debido a que el equipo está orientado a laboratorios universitarios	20
RAPIDO ENSAMBLAJE	En este criterio se considera la practicidad del diseño	10
VERSATILIDAD	Con este criterio se evalúa la capacidad del diseño de cubrir diversas aplicaciones	40
BAJO COSTO	Este criterio evalúa la ventaja económico entre las diferentes configuraciones	30

Con el empleo de la matriz de selección se determinó que la alternativa óptima que cumple con los criterios de evaluación es la configuración 3. Con esto las características del diseño quedan definidos acorde a los requerimientos de las entrevistas.

Tabla 10. Matriz de selección ponderada de alternativas de solución

Fuente: Elaboración propia

MÓDULO DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES		Configuración 1		Configuración 2		Configuración 3	
CRITERIO	Importancia (%)	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada	Puntuación	Puntuación ponderada
TAMAÑO COMPACTO	20	5	1	5	1	5	1
RAPIDO ENSAMBLAJE	10	4	0.4	3	0.3	4	0.4
VERSATILIDAD	40	3	1.2	2	0.8	5	2
BAJO COSTO	30	5	1.5	4	1.2	4	1.2
TOTAL	100		4.1		3.3		4.6

3.6. DIMENSIONAMIENTO GENERAL DEL EQUIPO

Para el dimensionamiento general se tomaron los datos de las recomendaciones de diseño de la Tabla 5 y las especificaciones de ingeniería de la Tabla 6. En la Figura 30 se muestra la configuración óptima con las dimensiones generales.

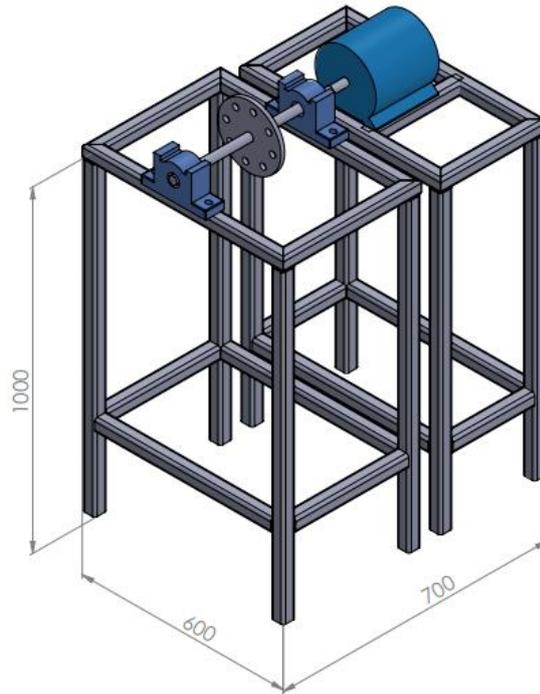


Figura 30. Configuración 3.
Fuente: Elaboración propia

La altura del módulo debe ser no menor a 1 m por comodidad para el que va usar el equipo, mientras que el ancho deberá ser bastante mayor que el diámetro del motor para evitar inestabilidad del equipo durante el funcionamiento además de que la longitud total no debe ser mayor a 1 m para que el equipo sea fácil de transportar. Teniendo en cuenta los anterior y tomando como base los resultados de las encuestas las dimensiones iniciales del módulo quedan definidas como $L = 700$ mm, $A = 600$ mm, 1000 mm como se ven en la Figura 30.

3.6.1. Dimensionamiento de la longitud eje

Para determinar la longitud del eje se resta de la longitud total del equipo y la longitud del motor. Esta medida será la longitud disponible para ubicar el eje junto a las chumaceras. El tamaño del motor se toma del catálogo de Siemens donde las dimensiones para motores de 1 y 2 HP con armazones 143T y 145T es 14.1 pulg (358.14 mm). Por otra parte, la unión entre el eje y el motor se realizará mediante un acople de mandíbula con una longitud de 51 mm (valor tomado del catálogo de SKF). Redondeando y restando la longitud del motor y la del acople de la longitud total del equipo se tiene $700 - 50 - 360 = 290 \text{ mm}$ a este valor se le debe de sumar el espesor de las chumaceras con lo que se tiene $L_{eje} = 290 + 2(85) = 460 \text{ mm}$, que se llevara a una medida superior de $L_{eje} = 500 \text{ mm}$.

3.6.2. Dimensionamiento del disco de desbalance

Para poder originar diversos grados de desbalance al eje se le acoplará un disco la cual tendrá diversos agujeros en toda su superficie. Estos agujeros servirán para colocar en ellos masas (pernos) que permitirán variar la intensidad y la dirección del desbalance, así como también permitir realizar la compensación de tales efectos. Por tal razón los agujeros estarán igualmente espaciados a lo largo de toda la circunferencia del disco.

Como la intención es tener la mayor cantidad de agujeros se optó por emplear pernos de diámetro pequeño en este caso 8 mm con lo cual se permitirá espaciamientos de 30° entre los agujeros más exteriores mientras que los que estén más cerca al eje solo pueden tener un espaciamiento de 15° . Con estas características el diámetro del disco queda definido como $D_{disco} = 250 \text{ mm}$ con un espesor de $e_{disco} = 7/16"$ por la disponibilidad del proveedor. La geometría del disco se aprecia en la Figura 31.

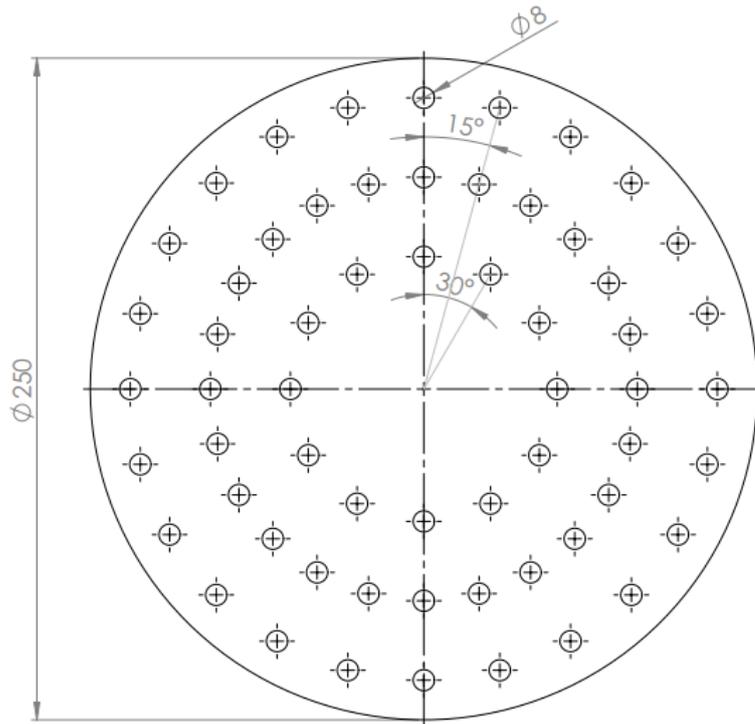


Figura 31. Dimensionamiento del disco.
Fuente: Elaboración propia

3.6.3. Selección del material

El eje del módulo de ensayos vibracionales deberá tener como principal característica una alta resistencia a la tenacidad y a la corrosión. Para cumplir con estas características de la gama de aceros inoxidable se ha considerado de entre los más comunes al acero inoxidable 304, acero inoxidable 316 y al acero inoxidable 410

Acero inoxidable 304: Es todo propósito, tiene propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones. Se recomienda para construcciones ligeras soldadas que requieran buena resistencia a la corrosión. Es recomendable cuando se requiera soldar altos espesores de material. Algunas aplicaciones son equipo químico de proceso, accesorios para aviones, remaches, equipo para hospitales, etc.

Acero inoxidable 316: Resistente a la corrosión frente a diversos químicos agresivos, ácidos y atmósfera salina. Se utiliza para adornos arquitectónicos, equipo para el procesamiento de alimentos, farmacéutico, fotográfico, textil, etc.

Acero inoxidable 410: Es de propósito general y el tipo más usado de la familia martensítica debido a sus atractivas características y su bajo costo. Se emplea en tuercas, tornillos, cubiertos, herramientas de cocina, partes de horno a bajas temperaturas, equipo para refinación de petróleo, vajillas, partes para turbinas a gas o vapor, etc.

De los aceros inoxidables antes mencionados se optó por emplear para la fabricación del eje y disco el acero 304 por sus características de soldabilidad, maquinabilidad, disponibilidad en el mercado y bajo costo (Ver Anexo 9). Las propiedades de los aceros inoxidables se pueden ver en la Tabla 11.

Tabla 11. *Propiedades mecánicas de aceros inoxidables*

Fuente: MatWeb

Material	Acero inoxidable 304	Acero inoxidable 316	Acero inoxidable 410
Propiedades			
Resistencia a la Tensión Sut (MPa)	505	550	1525
Resistencia a la Fluencia Sy (MPa)	215	240	1225
Coefficiente de Poisson	0.29	-	-
Módulo de Elasticidad (GPa)	193	193	200
Módulo de corte (GPa)	77	-	-
Densidad (Kg/m ³)	8000	8000	7800
Dureza Brinell (HB)	123	149	422
Alargamiento a la rotura (%)	70	60	14.5

3.7. MODELAMIENTO MATEMÁTICO DEL ROTOR

El rotor del módulo de ensayos vibracionales es modelado como un rotor simplemente apoyado donde el esquema que representa dicho modelo se puede ver en la Figura 32. En el proceso de modelado es necesario determinar el valor de cada parámetro físico del sistema, por lo tanto, para modelar la vibración es necesario conocer la masa efectiva (M_{ef}), la rigidez efectiva (K_{ef}) y el amortiguamiento efectivo (C_{ef}) del sistema. En la Figura 33 se encuentra la simplificación del sistema a 1 GDL donde se aprecia los parámetros del sistema.

Como se aprecia en la Figura 33 la rigidez efectiva es equivalente a la suma de la rigidez de las dos chumaceras y la rigidez del eje pues actúan en paralelo. Para determinar el valor de la rigidez del eje, las chumaceras y los rodamientos, además de la relación de amortiguamiento se realizó una secuencia de cálculo el cual se encuentra en el Anexo 1.

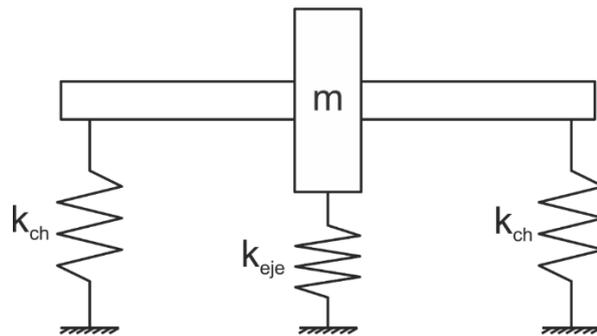


Figura 32. Modelo básico del rotor.

Fuente: Elaboración propia

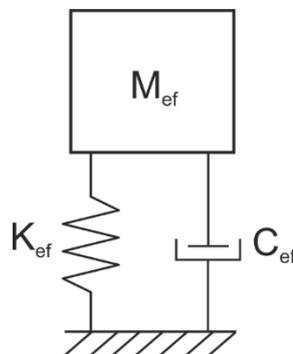


Figura 33. Modelo de 1 GDL del rotor.

Fuente: Elaboración propia

3.7.1. Masa del sistema (M_{ef})

Como el eje está compuesto por secciones de diferente diámetro se calcula la masa para cada sección, por otra parte, la masa del disco también es calculada determinado su volumen total y restándole el volumen de los 60 agujeros que posee. Sabiendo que la densidad del acero inoxidable es $\rho_{inox} = 8000 \text{ kg/m}^3$ se tiene que la masa del sistema es:

$$M_{eje_1} = \left(\pi \left(\frac{0.03175}{2} \right)^2 \right) (0.231)(8000) = 1.4631 \text{ kg}$$

$$M_{eje_2} = \left(\pi \left(\frac{0.0381}{2} \right)^2 \right) (0.231)(8000) = 1.9518 \text{ kg}$$

$$M_{eje_3} = \left(\pi \left(\frac{0.0508}{2} \right)^2 \right) (0.0439)(8000) = 0.7116 \text{ kg}$$

$$M_{disco} = \pi \left(\left(\frac{0.25}{2} \right)^2 - 60 \left(\frac{0.008}{2} \right)^2 \right) (0.0111)(8000) = 4.0958 \text{ kg}$$

Por lo tanto, la masa del sistema es:

$$M_{ef} = M_{eje_1} + M_{eje_2} + M_{eje_3} + M_{disco} = 8.2223 \text{ kg}$$

3.7.2. Rigidez del sistema (K_{ef})

La rigidez total del sistema se halla mediante la suma de todos coeficientes de rigidez del sistema que estén en paralelo. En el Anexo 1 se determinó el valor para la chumacera (k_{ch}) y para el rodamiento (k_{rod}), los cuales actúan en serie sobre el eje por lo que el valor de rigidez total en la chumacera es:

$$K_{ch} = \left(\frac{1}{\frac{1}{k_{ch}} + \frac{1}{k_{rod}}} \right) = \left(\frac{1}{\frac{1}{2.3948 \times 10^7} + \frac{1}{193.625 * 10^6}} \right) = 2.1312 \times 10^7 \text{ N/m}$$

Del Anexo 1 la rigidez del eje es:

$$K_{eje} = 2.87748 \times 10^7$$

Sumando los valores de K se halla el valor de la rigidez efectiva del sistema:

$$K_{ef} = K_{eje} + 2(K_{ch}) = (2.87748 + 2(2.1312)) \times 10^7 = 7.1398 \times 10^7 \text{ N/m}$$

3.7.3. Amortiguamiento del sistema (C_{ef})

De datos experimentales se obtuvo que la relación de amortiguamiento del sistema es $\zeta = 0.079$ (Ver Anexo 1) y empleando la ecuación 39 se obtuvo que el valor de la constante de amortiguamiento del sistema es:

$$C_{ef} = 2 \zeta \sqrt{K_{ef} M_{ef}} = 2(0.079) \sqrt{(7.1398 \times 10^7)(8.2223)} = 3.8282 \times 10^3 \text{ N.s/m}$$

3.7.4. Frecuencia Natural

Ya que se conoce la masa y la rigidez del sistema la frecuencia natural del sistema viene a ser:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{ef}}{M_{ef}}} = \sqrt{\frac{7.1398 \times 10^7}{8.2223}} = 2.9468 \times 10^3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

3.7.5. Ecuación de movimiento

De la ecuación 37, la ecuación de movimiento (EDM) para el rotor del módulo de ensayos vibracionales queda definida como:

$$(8.2223) \ddot{z} + (3.8282 \times 10^3) \dot{z} + (7.1398 \times 10^7) z = m \varepsilon \Omega^2 e^{j\Omega t}$$

3.8. SIMULACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

En la Figura 34 está representada las curvas paramétricas de la amplitud adimensional de la vibración versus la relación de frecuencias, en esta grafica también se puede observar el punto que le corresponde a la vibración del módulo para una velocidad de rotación de 3600 RPM (velocidad máxima) con una relación de amortiguamiento $\zeta = 0.079$. De la gráfica se puede observar que el punto de operación está lejos de la frecuencia natural por lo que el sistema presenta niveles de vibración bajos.

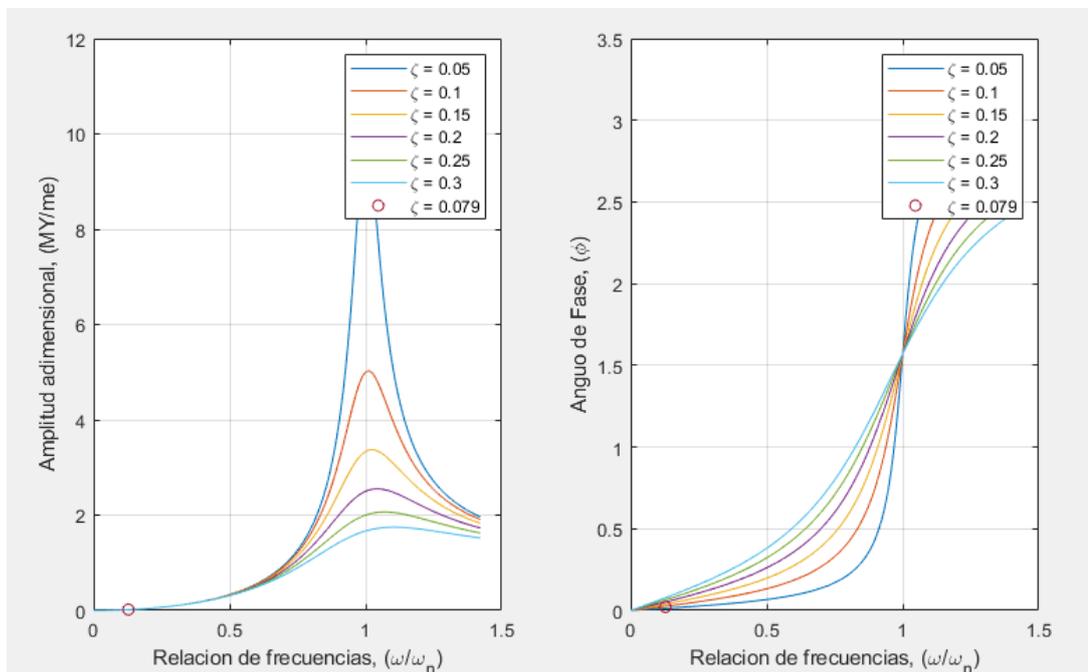


Figura 34. Curvas paramétricas de amplitud dimensional y relación de frecuencias.

Fuente: Elaboración propia

3.8.1. Respuesta del sistema a desbalance rotatorio

Con los con los parámetros del sistema definidos se puede graficas la respuesta del sistema al desbalance. Las gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración para para el módulo de ensayos vibracionales con una masa de prueba de 22.14 gr ubicada a 11 cm del eje de rotación y a una velocidad de 3600 RPM se puede ver en la Figura 35.

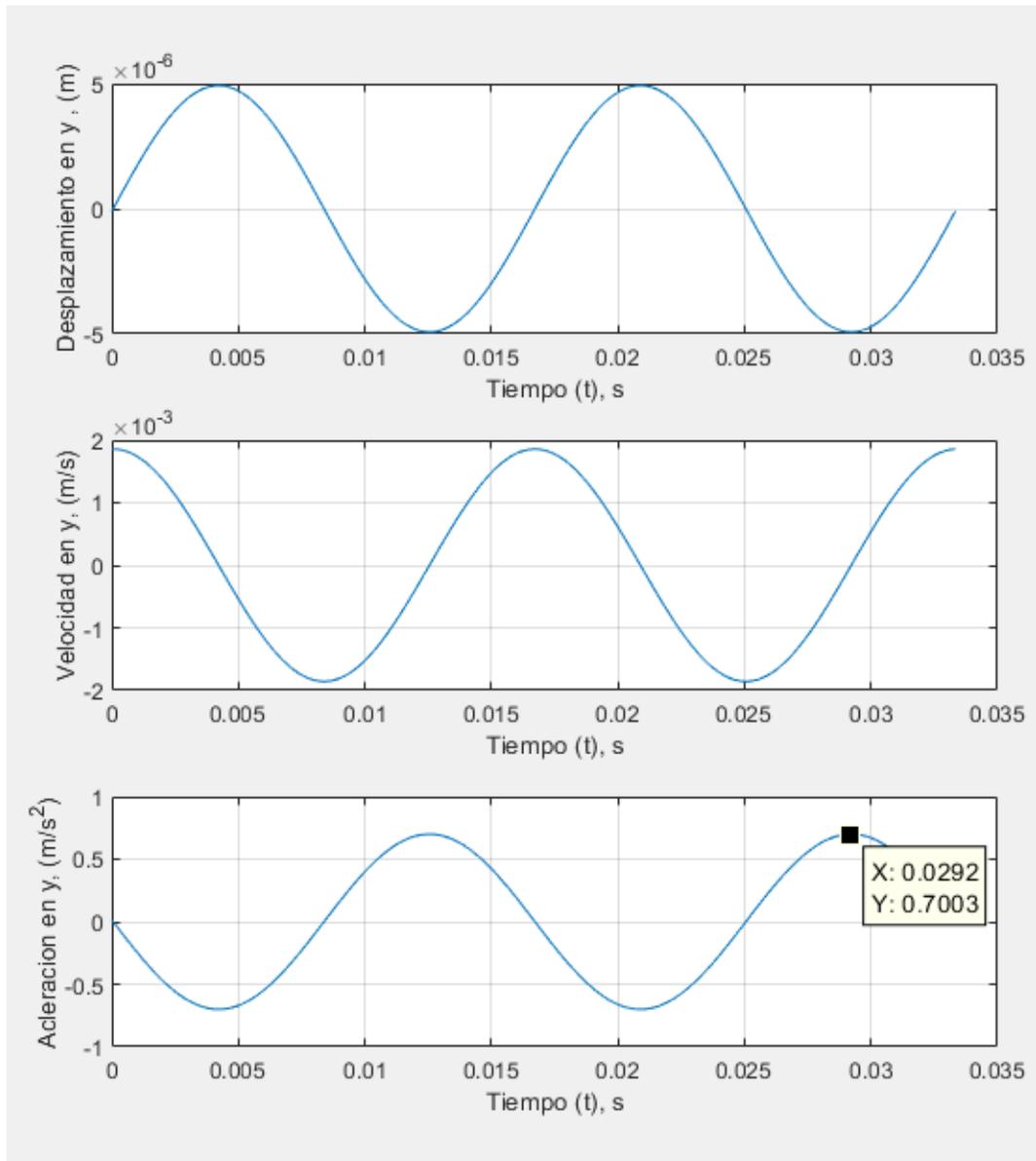


Figura 35. Curvas de desplazamiento, velocidad y aceleración.
Fuente: Elaboración propia

3.8.2. Transformada de Fourier

Aplicando la transformada de Fourier a los datos de aceleración se obtiene el pico que corresponde a la frecuencia de giro del motor (3600 RPM) que en radianes es igual a 60 rad/s con una aceleración de amplitud de 0.7001 m/s².

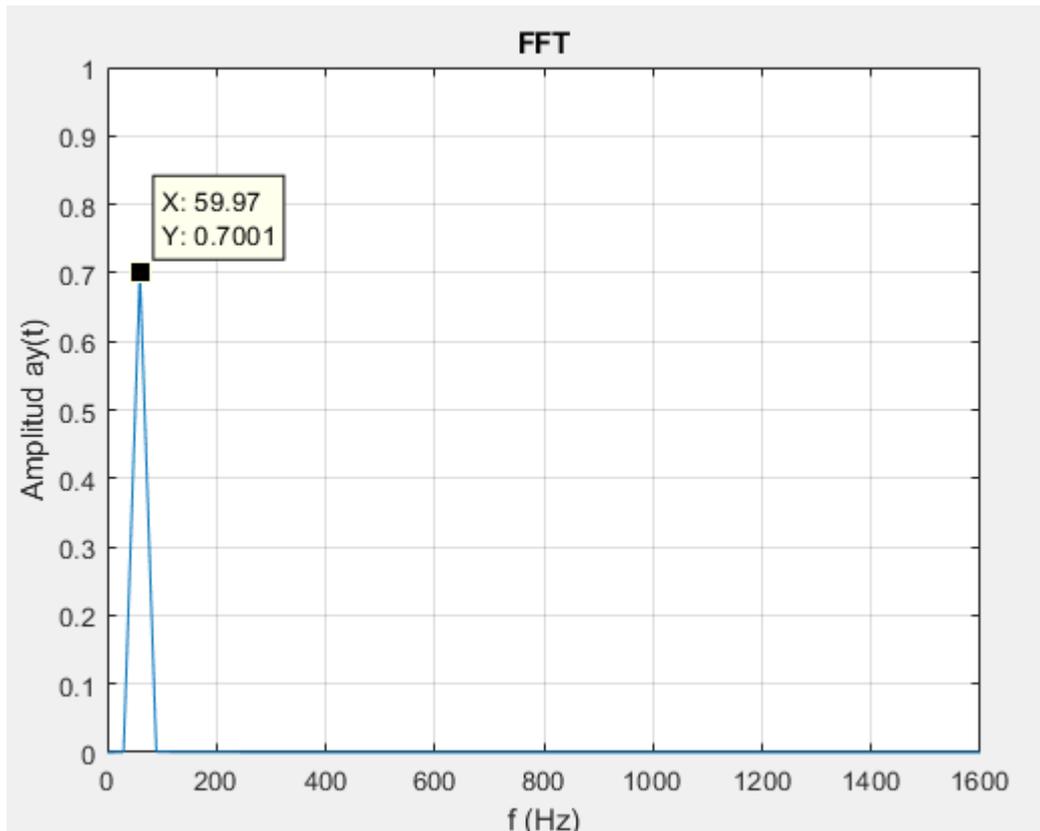


Figura 36. Transformada de Fourier aplicada a la aceleración en la coordenada y.
Fuente: Elaboración propia

3.9. DISEÑO PARAMÉTRICO DE COMPONENTES CRÍTICOS

En el diseño del módulo el eje es un elemento crítico por lo cual se determinará su diámetro por medio de un análisis paramétrico empleando las variables definidas en la caja negra (Ver Figura 20) donde las variables a emplear en el diseño son: el diámetro del eje, la masa de desbalance, la resistencia del material, el esfuerzo de Von Mises y el factor de seguridad.

La ecuación fundamental para la parametrización es la siguiente:

$$\frac{1}{FS_{fat}} = \left(\frac{16}{\pi (d_{eje})^3} \right) \sqrt{4 \left(\frac{K_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2}$$

Donde:

FS_{fat} :	Factor de seguridad en carga estática (Adim)
M_a :	Momento de flexión alternante (Nm)
M_m :	Momento de flexión medio (Nm)
T_a :	Momento de Torsión alternante (Nm)
T_m :	Momento de Torsión medio (Nm)
K_f :	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la flexión
K_{fs} :	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la torsión

Para realizar el análisis paramétrico se elaboró un programa en el software de Ingeniería Matlab, donde fueron programados todos los cálculos para el diseño en carga estática y en fatiga, los resultados de la parametrización se pueden observar en la Figura 23 y la explicación de rangos y valores que aparecen en la gráfica se detallan a continuación:

Diámetro del eje

Para realizar el análisis paramétrico se tomó como diámetro de eje el rango de 1" a 2" pulgadas con intervalos de 1/8" por ser medidas de eje estándar.

Masa de desbalance

Como no se conoce inicialmente la fuerza de desbalance máxima que se puede aplicar al eje y como esto depende directamente de la masa que se ubicara a una distancia máxima de 110 mm en el disco (distancia del agujero más alejado respecto al eje de rotación), para el diseño se tomaron los siguientes valores para la masa de desbalance $m_{des} = (100, 120, 140, 160, 180, 200)gr$.

Factor de Seguridad

En la Figura 37 se representa el valor del factor de seguridad en función del diámetro del eje teniendo como parámetro el valor de la masa de desbalance, por tal razón se observan 6 curvas con un comportamiento creciente que representan la influencia de la masa en la relación del factor de seguridad y el diámetro del eje.

Punto de diseño

Para la selección del punto óptimo de diseño se tomó como criterio que el factor de seguridad no sea menor a 5 para que el diseño sea conservador. En la Tabla 12 se muestran los valores que cumplen con este criterio para cada una de las gráficas.

De los resultados se observa que el menor valor para el diámetro y que cumple con un factor de seguridad no menor de 5 es $D_{eje} = 1\ 1/2''$ y una masa de desbalance de 160gr. Estos valores definen el diseño del eje y la carga máxima que se usará en el módulo durante los ensayos.

Tabla 12. Resultados de la parametrización

Fuente: Elaboración propia

MASA DE DESBALANCE (gr)	DIÁMETRO DEL EJE (pulg.)	FACTOR DE SEGURIDAD (Adim)
100	1 3/8''	6.502
120	1 3/8''	5.42
140	1 1/2''	5.976
160	1 1/2''	5.23
180	1 5/8''	5.86
200	1 5/8''	5.275

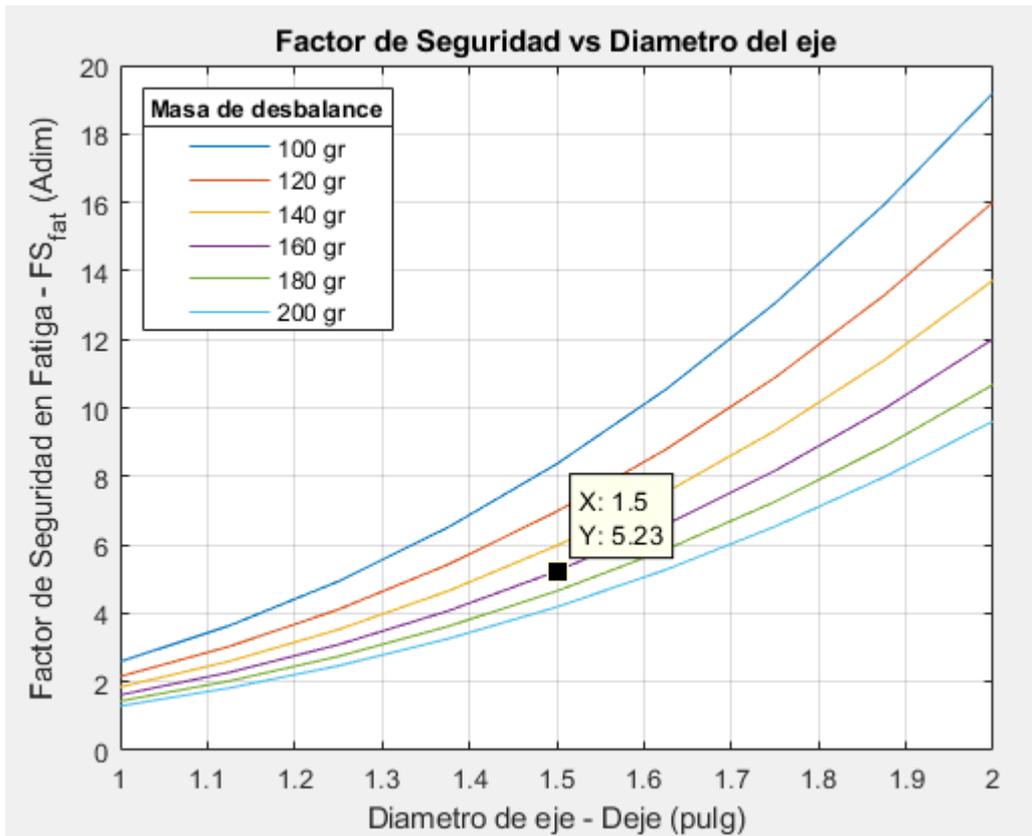


Figura 37. Gráfica paramétrica para el diseño del eje.

Fuente: Elaboración propia

Con el propósito de corroborar los resultados arrojados por la parametrización, se realizó un cálculo de escritorio donde se analiza en carga estática y en fatiga los valores obtenidos para el diámetro con un factor de seguridad $FS_{fat} = 5.23$ con una masa de 160 gr. El cálculo de escritorio se puede ver a detalle en el Anexo 10.

SIMULACIÓN EN ANSYS

Para la validación de los cálculos analíticos se elaboró un modelo en el software de simulación ANSYS 18.2 Versión Académica, donde se realizó el análisis del eje condición estática y en fatiga empleando las propiedades del acero inoxidable 304. La aplicación de las cargas y las restricciones se pueden observar en la Figura 38 y los resultados se muestran en las Figuras 39 hasta la 42.

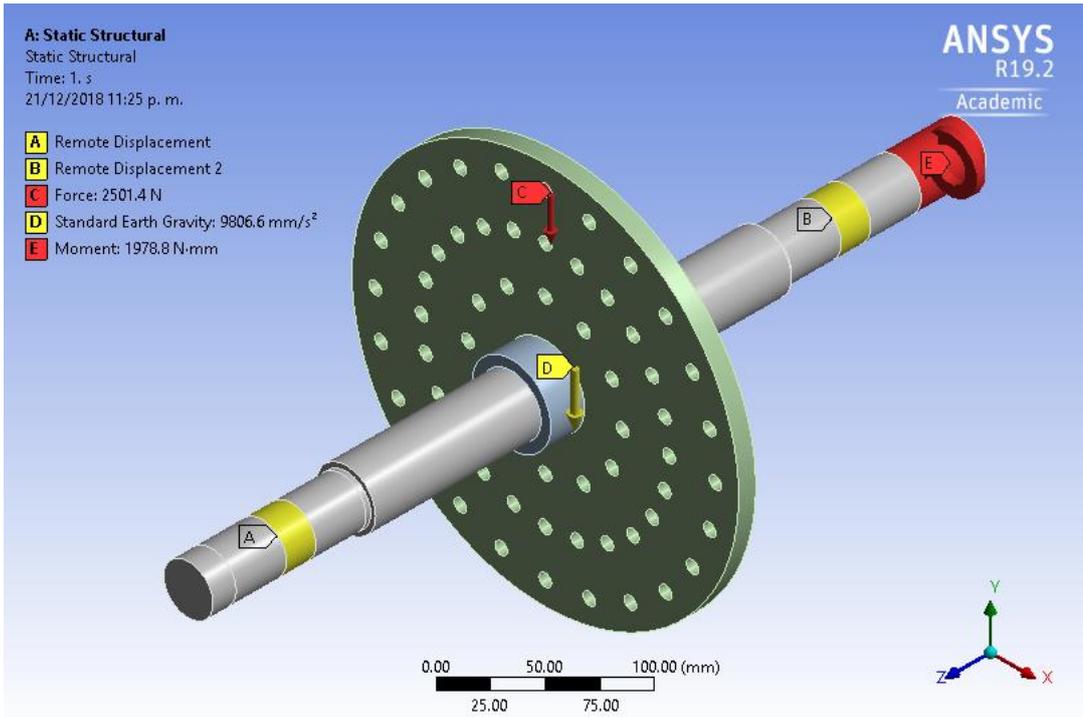


Figura 38. Cargas aplicadas al eje.
 Fuente: Elaboración propia

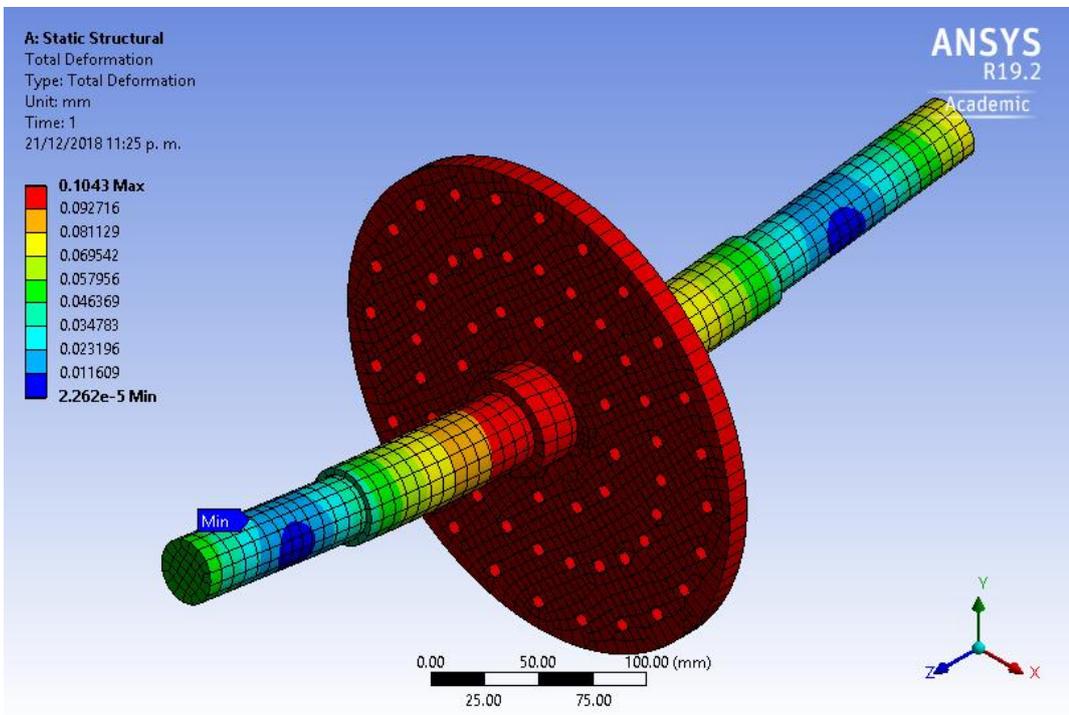


Figura 39. Deformación total del eje en análisis estático.
 Fuente: Elaboración propia

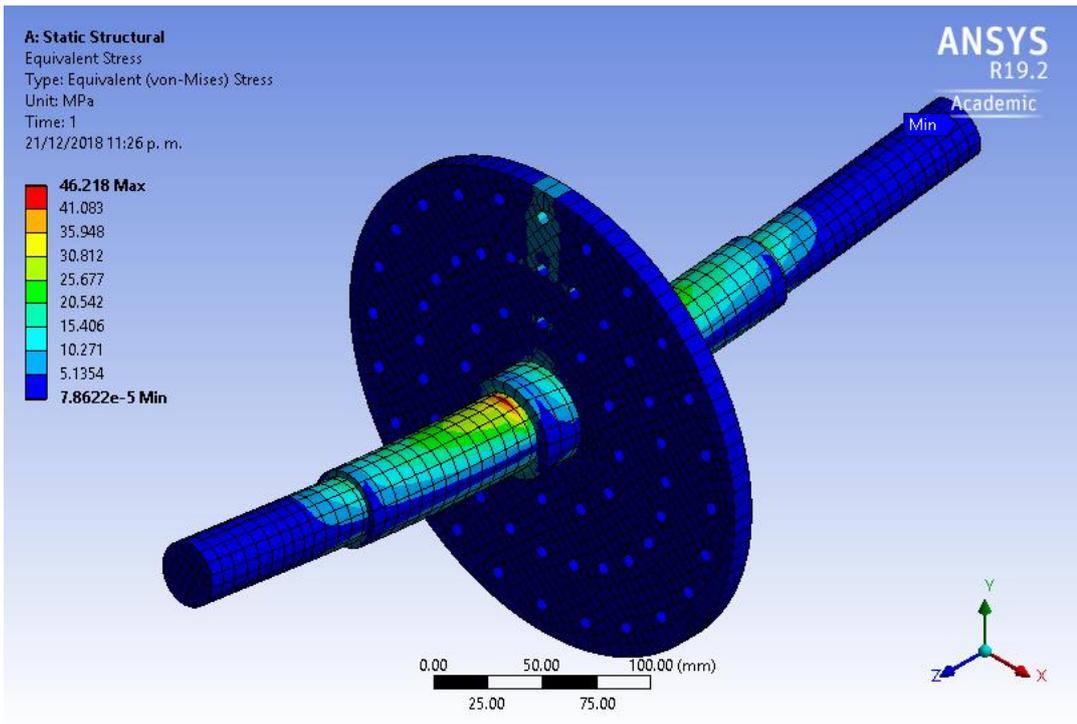


Figura 40. Esfuerzo de Von Mises en análisis estático.
 Fuente: Elaboración propia

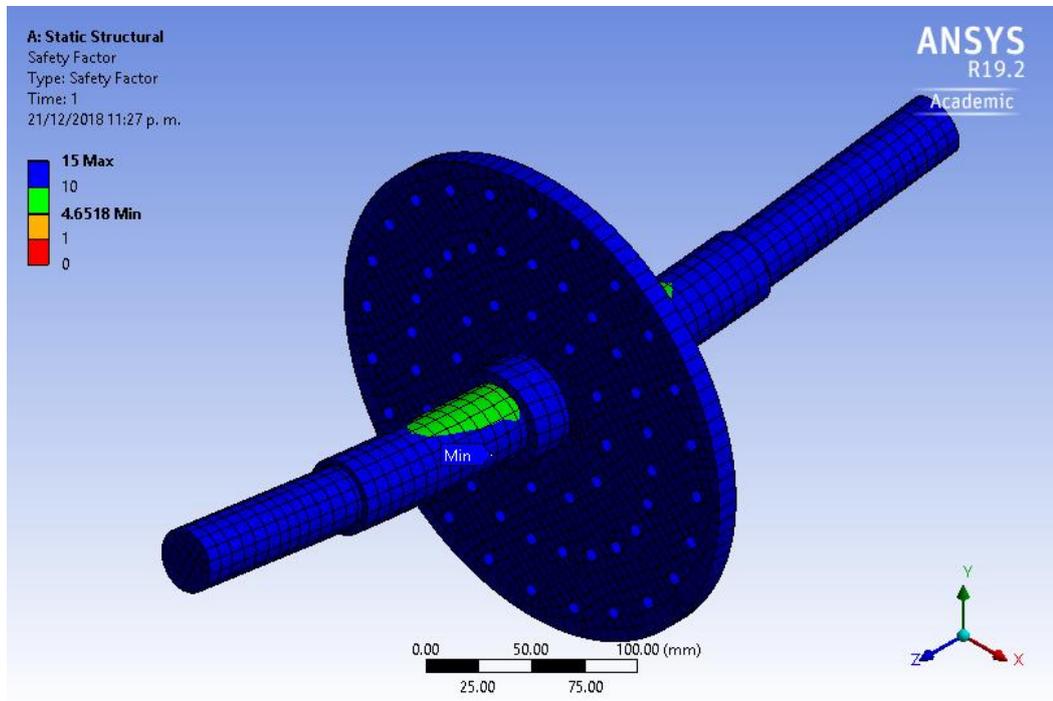


Figura 41. Factor de seguridad en análisis estático.
 Fuente: Elaboración propia

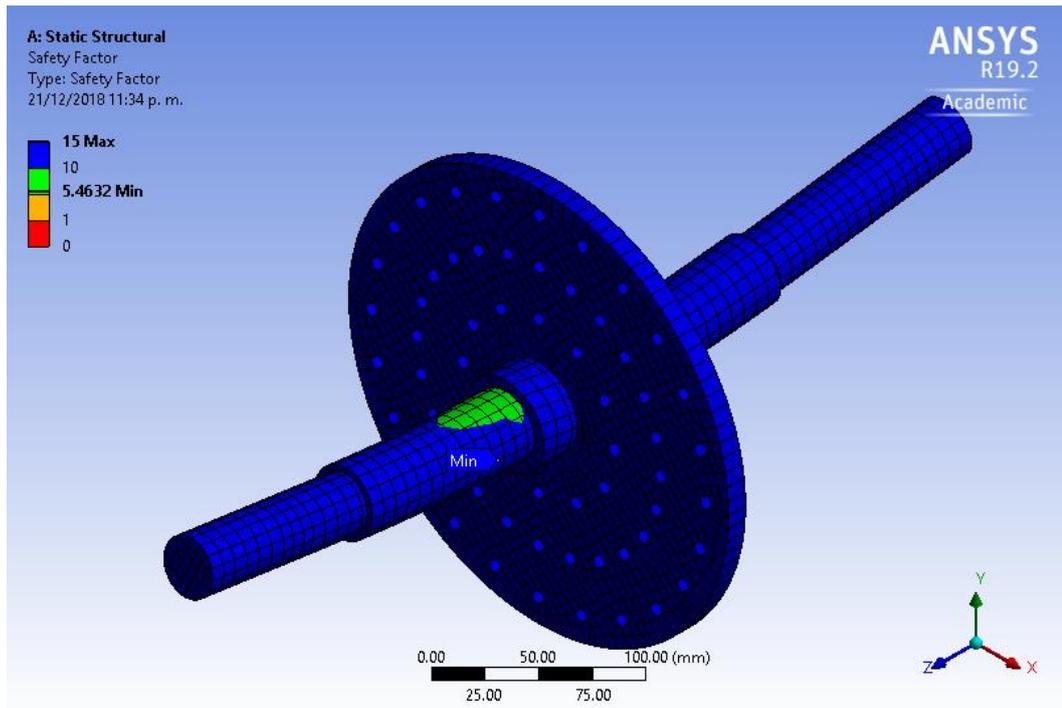


Figura 42. Factor de seguridad en fatiga.
Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Figura 42 el factor de seguridad en fatiga tiene un valor de $FS_f = 5.4632$, mientras que el resultado analítico del análisis paramétrico (Ver Figura 37) para el factor de seguridad es $FS_f = 5.23$. El error porcentual los resultados es:

$$\Delta = \frac{(5.4632 - 5.23)}{5.23} \times 100\% = 4.4589\%$$

3.10. DISEÑO DE SELECCIÓN DE COMPONENTES ESTÁNDAR

MOTOR ELÉCTRICO

De las Especificaciones Ingenieriles (Ver Tabla 6) la potencia requerida para el motor debe de ser 1 HP, este valor está definido por los resultados de las encuestas. Por otra parte, el motor debe permitir el realizar ensayos en amplio rango de velocidades por lo que se seleccionó un motor trifásico de 3600 RPM por ser un valor de velocidad usual en el mercado para motores de baja potencia. La ficha técnica del motor se puede ver en el ANEXO 11 y el resumen de sus características se aprecia en la Tabla 13.



Figura 43. Motor Eléctrico.
Fuente: Edipesa

Tabla 13. Especificaciones técnicas para el motor

Fuente: Elaboración propia

MARCA	REXON
MODELO	Y90S-2
POTENCIA	1.0 HP
VOLTAJE	220/380V
VELOCIDAD	3600 RPM
FRECUENCIA	60Hz.

CHUMACERAS

La selección del tipo de chumacera depende de las dimensiones finales del eje en la zona donde están los apoyos, para limitar la ubicación de las chumaceras se maquinará el eje 1.5 pulgadas a un diámetro de 1.25 pulgadas en ambos lados para ubicar los rodamientos. Debido a que el eje debe ser fácil de desmontar se optó por usar una chumacera bipartida en la cual va montada un rodamiento con un manguito de fijación para sujetarlo al eje. El catálogo usado para seleccionar el tipo de chumacera se encuentra en el ANEXO 12 y las características de la chumacera seleccionada se puede ver en la Tabla 14.



Figura 44. Chumacera bipartida.
Fuente: Edipesa

Tabla 14. *Especificaciones técnicas de la chumacera*

Fuente: Elaboración propia

MARCA	SLB
MODELO	SNU 508-607
DIAM. DE EJE	30 – 35 mm
TIPO DE RODAMIENTO	1208 K

ACOPLE DE MOTOR

Para facilitar el montaje y desmontaje del equipo se optó por emplear acoples de mordaza para unir el eje del motor con el eje del rotor. El tipo de acople es de la marca SKF cuyo catálogo se puede ver en el ANEXO 13. Las características del acople seleccionado se encuentran en la Tabla 15.



Figura 45. Acople de mandíbula.

Fuente: SKF

Tabla 15. Especificaciones técnicas del acople de motor

Fuente: Elaboración propia

MARCA	SKF
MODELO	PHE L110HUB
DIAM. DE EJE	15.87 – 42.00 mm
VELOCIDAD MAX.	5000 RPM

RUEDAS DE GOMA

Las ruedas de goma se emplean para poder desplazar el módulo de manera cómoda además debe permitir mantenerlo fijo al momento de hacer los ensayos, por lo cual se emplearon ruedas con frenos de diámetro de 3 pulgadas capaces de soportar hasta 80 kg. Los datos de las ruedas se encuentran en el ANEXO 14.



Figura 46. Rueda de goma.
Fuente: SODIMAC

VARIADOR DE VELOCIDAD

El variador de velocidad es el encargado de controlar la velocidad de rotación del motor por lo tanto su selección depende de sus características, por otra parte, debido a que el equipo será empleado en un laboratorio la alimentación del variador debe ser monofásica mientras su salida es trifásica. Por tal razón del catálogo de Schneider Electric se tomó el variador ATV312HU15M2 cuyas características se pueden ver en el ANEXO 15.



Figura 47. Variador de Velocidad ATV312HU15M2.
Fuente: Schneider Electric

TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para la obtener y transmitir los datos de vibración se emplea una tarjeta de adquisición de datos de la marca National Instruments. Estos dispositivos poseen entradas de señal a los cuales se conectan diferentes tipos de sensores entre los cuales se puede mencionar los siguientes: sensor de velocidad, acelerómetros, sensores de voltaje y corriente, etc. El dispositivo se encarga de acondicionar la señal analógica y convertirla a señal digital para su posterior procesamiento.

Para la conexión entre la tarjeta de adquisición de datos y el ordenador se requiere de un Chasis CompactDAQ (cDAQ). El chasis permite la conexión rápida (plug- and- play) del USB para la transferencia de datos hacia el ordenador.



Figura 48. Tarjeta de adquisición de datos NI 9230 (izquierda) y cDAQ-9171 (derecha).
Fuente: National Instruments

Las fichas técnicas de la tarjeta de adquisición de datos y el cDAQ se encuentra en los ANEXOS 16 y 17 respectivamente. En la Tabla 16 se encuentra las especificaciones más resaltantes de la tarjeta de adquisición de datos seleccionada.

Tabla 16. Especificaciones técnicas de la tarjeta de adquisición de datos

Fuente: Elaboración propia

MARCA	National Instruments
MODELO	NI-9230
VEL. DE MUESTREO	12.8 Ks/s/c
VOLTIAJE	-30 V a 30 V
EXCITACIÓN IEPE	4 mA
CONEXION	BNC

PERFIL DE ALUMINIO

EL perfil de aluminio tipo V-slot y sus accesorios son de la marca REXROTH y su catálogo se puede ver en el Anexo 18. El tipo de perfil posee unas dimensiones de 40x40mm y una ranura 10 para los pernos de fijación.

Ranura de 10 mm, retículo de 40

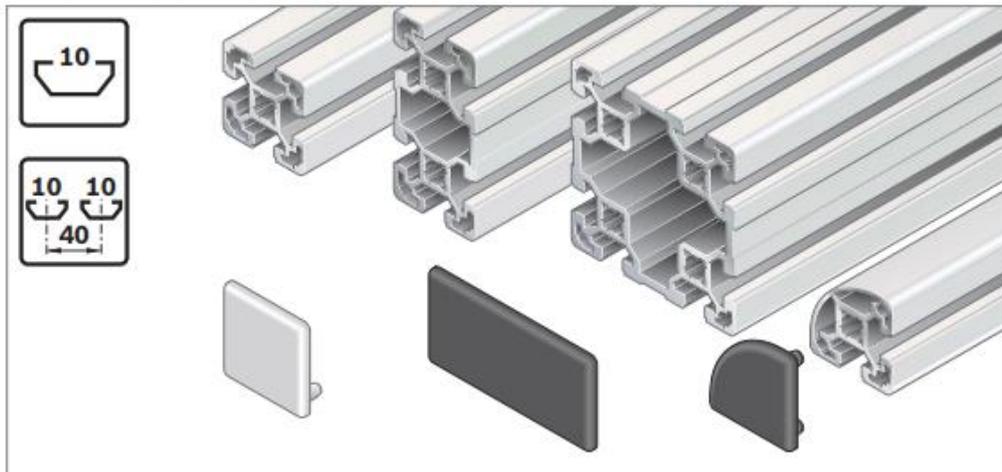


Figura 49. Perfil de aluminio con ranura de 10 mm

Fuente: REXROTH

ACELERÓMETROS

Los acelerómetros son los sensores que detectan la vibración y su selección dependen directamente de la frecuencia a la que se desea trabajar. La aplicación a la que está destinado el equipo es la de poder realizar mediciones un gran rango de frecuencias y que sean compatibles con la tarjeta de adquisición de datos. El acelerómetro seleccionado es el 603C01 de la marca IMI SENSORS y sus características se pueden ver en el Anexo 19.



Figura 50. Acelerómetro 603C01
Fuente: PCB PIEZOTRONICS

3.11. DISEÑO DE DETALLE

Los planos del Módulo de Ensayos Vibracionales se encuentran en los Anexos 19 hasta el 25, donde se puede apreciar el diseño completo de la maquina en sus diferentes vistas y los detalles dimensionales de los elementos que la componen.

En total se han elaborado 7 planos, los cuales están listados en la Tabla 17

Tabla 17. Lista de planos para el diseño del módulo de análisis vibracionales

Fuente: Elaboración propia

CÓDIGO	PLANO	FECHA
A3-MEV-01	VISTA GENERAL	16/11/2018
A3-MEV-02	VISTA ESTANDAR	16/11/2018
A3-MEV-03	VISTA EXPLOTADA	18/11/2018
A3-MEV-04	VOLANTE	20/11/2018
A3-MEV-05	EJE	20/11/2018
A3-MEV-06	PERFILES - MESA 1	20/11/2018
A3-MEV-07	PERFILES - MESA 2	20/11/2018

3.12. PRESUPUESTO

En la Tabla 18 se detalla junto a la lista de componentes la cantidad de elemento y el costo por unidad de todas las partes que componen el módulo de análisis de vibraciones.

Tabla 18. *Lista de componentes y presupuesto*

Fuente: Elaboración propia

PRESUPUESTO DEL MODULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES			
ESTRUCTURA	CANTIDAD	COSTO UNIT. S/.	SUB TOTAL S/.
PERFIL40X40X6070 MM	3	412.37	1237.11
SET ESCUADRA 40X40 CON PERNOS Y TUERCAS	78	24.32	1896.96
SERVICIO DE CORTE	9	8	72
TOTAL			3206.07
ACCESORIOS:	CANTIDAD	COSTO UNIT. S/.	SUB TOTAL S/.
GARRUCHA CON FRENO	8	35	280
MOTOR ELECTRICO 2HP	1	340	340
VARIADOR DE VELOCIDAD	1	875	875
LLAVE TERMOMAGNETICA	1	29.9	29.9
CHUMACERA BIPARTIDA	2	135	270
ACOPLE DE MANDIBULA	1	150	150
TARJETA DE ADQUISICION DE DATOS	1	2195.7	2195.7
cDAQ_9171	1	1148.52	1148.52
ACELEROMETRO 603C01	2	523.59	1047.18
CABLE PARA ACELERÓMETRO	2	219.57	439.14
TOTAL			6775.44
COSTO TOTAL DE FABRICACIÓN Y ACCESORIOS			9981.51

3.13. IMPLEMENTACIÓN DEL EQUIPO

La implementación del módulo se inició con el ensamblaje de ambas mesas, para esto se usaron los planos de los Anexos 20 hasta el 26. Se ensamblo cada mesa de manera independiente usando 3 escuadra por cada vértice de la estructura y colocando 4 ruedas de goma a cada mesa, luego se instaló el motor en su respectivo soporte y se ajustó con 4 pernos. En la otra mesa se instaló el conjunto de las chumaceras, el eje y el disco fijando cada chumacera con pernos. En la Figura 51 se puede ver las dos mesas ensambladas.



Figura 51. Mesas hechas de perfil de aluminio
Fuente: Elaboración propia

El paso siguiente es unir ambas mesas para que formen una sola estructura para esto primero se colocó una parte del acople de mandíbula en el eje del motor y la otra parte en el eje con el disco, al momento de montaje se vio que había un desnivel de 2 mm entre ambos ejes por lo que colocaron laines en la base del motor para compensar la diferencia de nivel. Después de ajustar el desnivel se unieron las mesas usando secciones cortas de perfil asegurando que ambos cuerpos de la mordaza encajen correctamente. Finalmente se fijó el variador de velocidad a la estructura y se instalaron los cables al motor siguiendo la “Guía de inicio rápido - ATV312” del variador de velocidad que se encuentra en el Anexo 27. En la figura 52 se puede ver montaje terminado del módulo de ensayos vibracionales.



Figura 52. Ensamble terminado del módulo de ensayos vibracionales
Fuente: Elaboración propia

Por otra parte, los elementos electrónicos del equipo conformado por la tarjeta de adquisición de datos, los sensores y el ordenador se instalan siguiendo el esquema de conexión de la Figura 53.

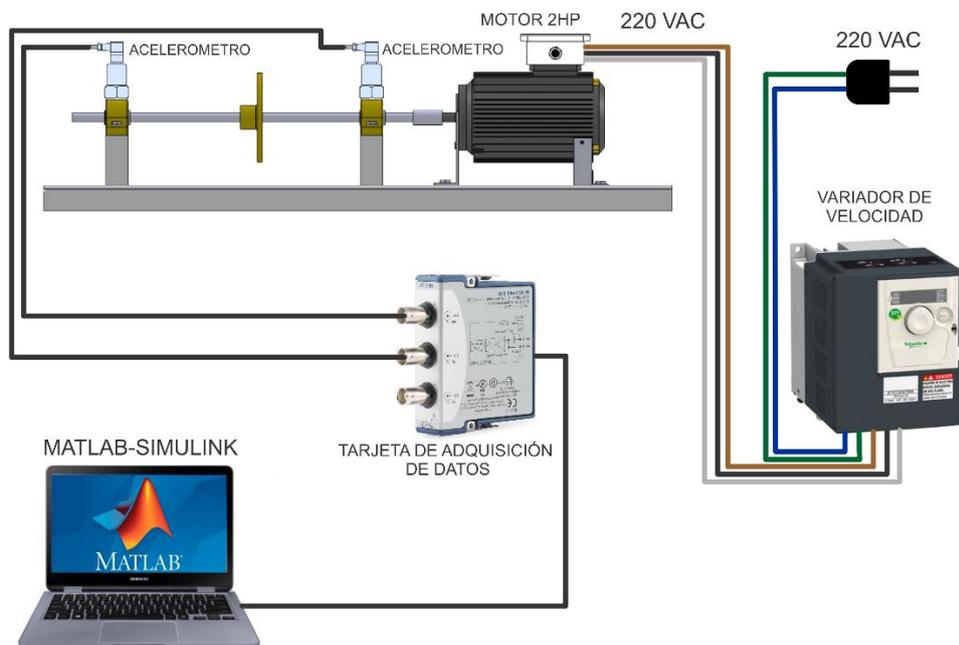


Figura 53. Esquema de conexión de módulo de ensayos vibracionales
Fuente: Elaboración propia

3.14. PUESTA A PUNTO DEL EQUIPO

En la puesta a punto se ajustan los parámetros del variador a lo indicado en la ficha técnica y la placa del motor. Los ajustes para el variador se encuentran en la “Guía de inicio rápido - ATV312” del Anexo 26. En la Tabla 19 se listan los códigos de los parámetros del variador junto al valor de ajuste empleado para el motor del módulo de ensayos vibracionales.

Tabla 19. *Valores de ajustes para la configuración del variador de velocidad*

Fuente: Elaboración propia

CÓDIGO	PARÁMETRO	VALOR DE AJUSTE
bFr	Frecuencia estándar del motor (Hz)	60
UnS	Tensión nominal del motor (V)	220
FrS	Frecuencia nominal del motor (Hz)	60
nCr	Corriente nominal del motor (A)	6
nSP	Velocidad nominal del motor (rpm)	3600
COS	Cosφ nominal del motor en la placa	0.8
ACC	Tiempo de aceleración (s)	15
dEC	Tiempo de deceleración (s)	10
LSP	Frecuencia del motor con referencia mínima (Hz)	2.5
HSP	Frecuencia del motor con referencia máxima (Hz)	60
itH	Corriente nominal del motor (A)	6
Fr1	Control de referencia	AIU1

3.15. COTEJAR LOS RESULTADOS DEL MODELO MATEMÁTICO

Para realizar la comparación de los resultados que arroja el modelo matemático de 1GDL y datos reales del módulo de vibraciones, se utilizó como masa de prueba un perno milimétrico M8 con 2 anillos planos y una tuerca, la masa total de estos elementos es $m = 54.3 \text{ gr}$ el cual fue ubicado a una distancia de 11 cm del eje de rotación. Para efectos de validación se tomó datos de vibración a la máxima velocidad (3600 RPM). En la Figura 54 se puede ver la señal de vibración tomada en un tiempo de 0.2s

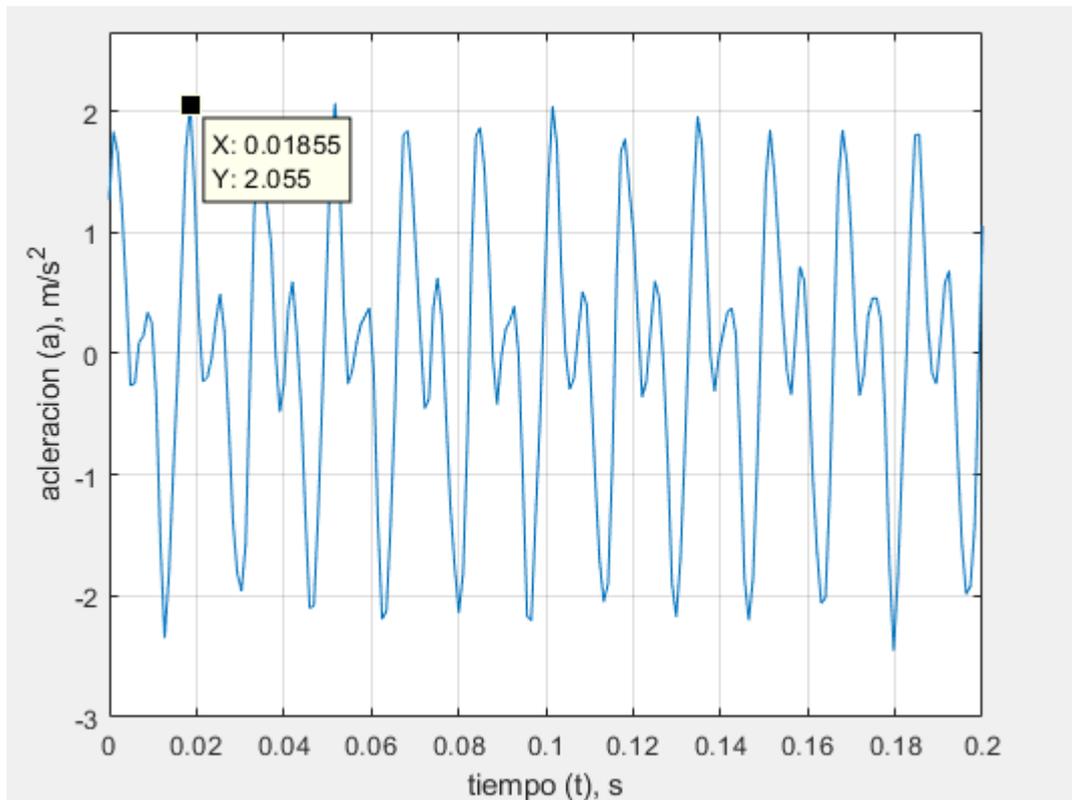


Figura 54. Toma de datos de vibración a 3600 RPM
Fuente: Elaboración propia

Al aplicarle la Transformada de Fourier (Ver Figura 55) se puede ver la amplitud de los picos dominantes que conforman la señal de la Figura 54. Los picos dominantes se encuentran a 1X y 2X de la velocidad de rotación del eje (60Hz = 3600RPM).

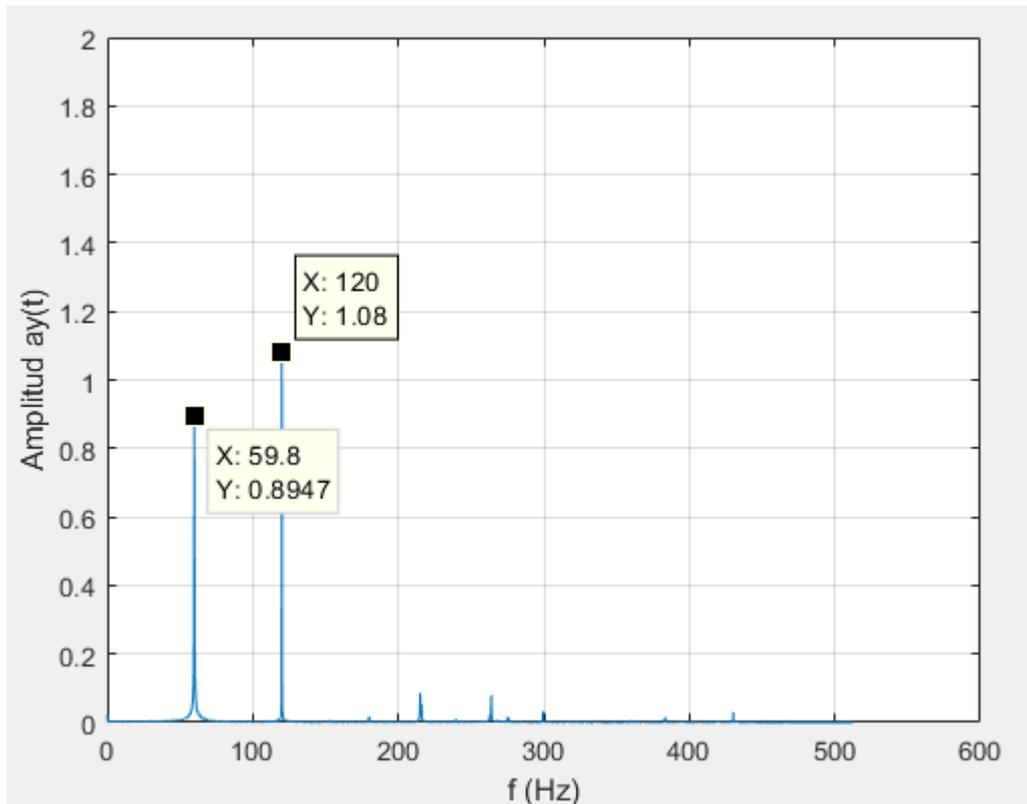


Figura 55. Toma de datos de vibración a 3600 RPM
Fuente: Elaboración propia

Ingresando los valores de la masa, la distancia y la velocidad de rotación al modelo matemático se obtiene los resultados que se muestran en la Figura 56. El primer pico que se observa a 1X es debido al desbalance del sistema mientras que el pico a 2X es la combinación del efecto de la desalineación y la vibración propia del motor eléctrico. En la Figura 57 se observa la Transformada de Fourier para la señal del modelo matemático junto a los efectos de la vibración causada por la desalineación y acción el motor.

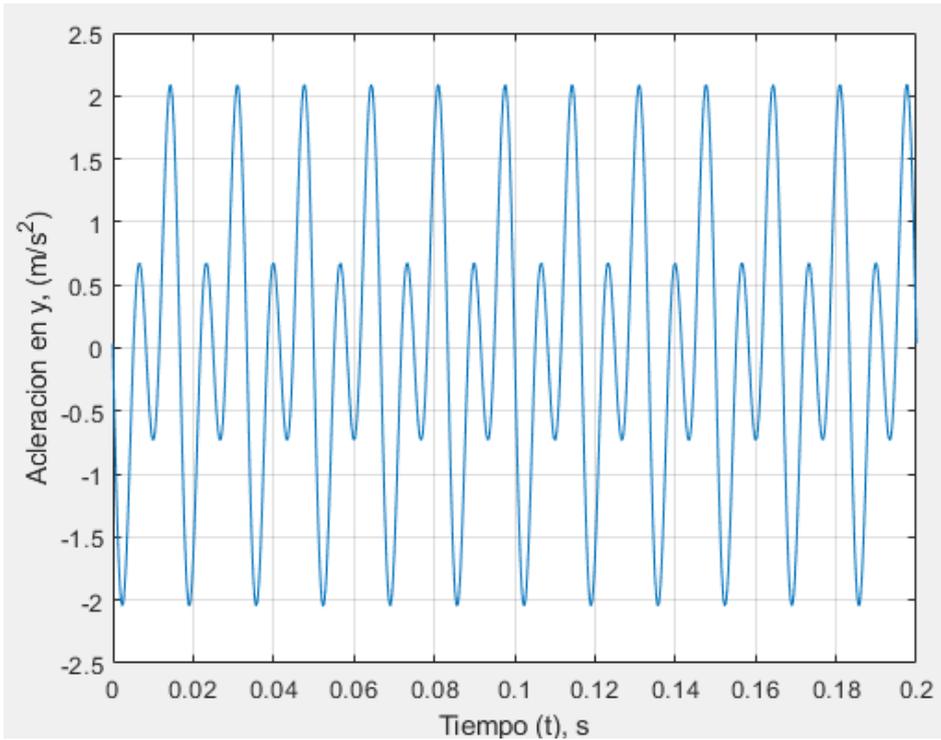


Figura 56. Señal de vibración simulada con el modelo de 1GDL.
Fuente: Elaboración propia

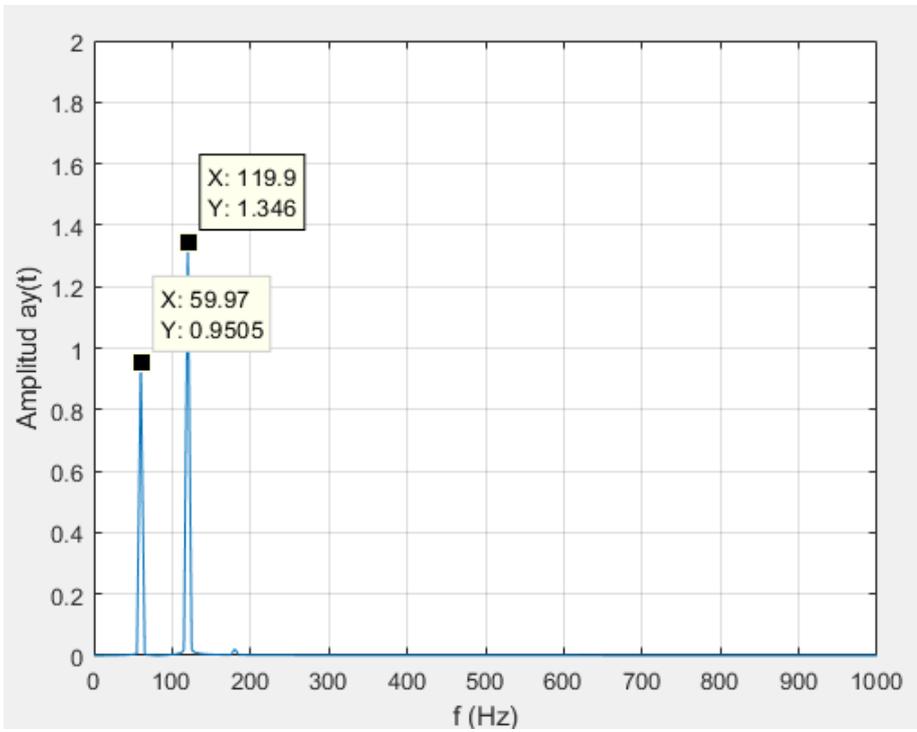


Figura 57. Señal de vibración simulada con el modelo de 1GDL.
Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO IV

DISCUSIÓN

IV. DISCUSIÓN

Como el equipo está orientado a usarse en el ambiente universitario fue necesario conocer la opinión de docentes de las carreras de ingeniería acerca de las características del equipo, para lo cual, se empleó la entrevista como instrumento de recolección de dato. De las entrevistas realizadas a docentes de tres universidades trujillanas se pudieron obtener un estimado de las características que se esperarían de un módulo de enseñanza. A pesar de que en algunas de las respuestas existe cierta dispersión se puede observar la tendencia a que el equipo sea de pequeñas dimensiones, baja potencia y buenas características de durabilidad y seguridad. Los datos obtenidos de las entrevistas sirvieron para determinar valores generales del equipo como las dimensiones, materiales, potencia y el costo que son útiles para limitar y dar inicio al proceso de diseño, pero para datos más concretos acerca de la máquina se deberá obtener información de otras fuentes.

El diseño de equipos debe cumplir con ciertos criterios que son definidos por la normativa nacional e internacional, estos estandarizan los límites superiores e inferiores bajo los cuales una máquina debe ser operada o los lineamientos adecuados bajo los cuales una máquina es fabricada, por lo cual se realizó una búsqueda de códigos, normas, estándares y recomendaciones para el incluirlas en el diseño del módulo de ensayos vibracionales. Las normas encontradas en su mayoría están orientadas a dar rango y procedimientos para medición de la vibración en máquinas industriales, por lo que se tuvo que emplear recomendaciones de diseño obtenidos de trabajos previos. De la experiencia de otros autores se obtuvieron datos importantes y específicos para aplicarlos al diseño y que tienen que ver con el material, la técnica, la geometría y la operación adecuada para este tipo de equipos.

A raíz de que el proceso de diseño no es lineal, sino más bien iterativo se generaron 5 conceptos como posible solución para el diseño de la máquina, de estos se tomó un concepto ganador evaluando mediante una matriz de selección todos los conceptos como lo describe la metodología de diseño de Eggert (2010) y Dieter & Schmidt (2013). La matriz de selección evalúa cada concepto bajo criterios y valoraciones que se obtiene

de lo esperado por el cliente y por criterio del diseñador. Con esto el concepto ganador se asegura que cumpla con los requerimientos esperados y de esa manera es tomado como base para el diseño.

De manera similar a la selección del concepto optimo se realizó un filtrado mediante una matriz de selección a 3 configuraciones para el modulo teniendo como base el concepto ganador antes mencionado. Este método permite que la configuración seleccionada tenga un sustento valido y agilice la toma de decisiones en el proceso de diseño evitando a su vez menos errores.

En el modelamiento matemático se tuvo que reducir la cantidad de GDL para poder hacerlo tratable a nivel de pregrado, por tal razón se espera que los resultados posean cierto grado de error comprándolos a valores reales de vibración. Por otra a pesar de que el modelo es simple la obtención de los parámetros del sistema (M_{ef} , K_{ef} , C_{ef}) requiero de métodos analíticos, simulación numérica y analisis experimental.

Las cargas que se tomaron en cuenta para el diseño fue para la condición donde el efecto de la masa de prueba para el desbalance este lo más lejos posible del eje de rotación del rotor (eje y volante) operando a velocidad máxima. Este estado se consideró como la condicen más crítica de operación para el equipo por lo que el análisis de las fuerzas que se desarrollan a causa del desbalance y que originan flexión en el eje se analizan en el DCL para carga estática y más críticamente para el análisis de fatiga. Este último es el más importante pues la fuerza del desbalance es del tipo alternante completamente invertida donde el factor de seguridad es bastante menor que en el análisis estático.

El eje por ser el elemento crítico en el diseño del módulo de ensayos vibracionales y por estar sometido a una gran fuerza de desbalance se realizó del cálculo del diámetro apropiado para el eje mediante un análisis paramétrico, donde las variables consideradas fueron el diámetro del eje y el Factor de Seguridad tomando como parámetro la masa

del desbalance. De los resultados tomados para diversos diámetros de eje de 1 a 2 pulgadas se determinó que el diámetro adecuado para el eje es 1.5 pulgadas si se quiere mantener un factor de seguridad no menor a 5 con una masa de 160 gr, los otros resultados fueron descartados debido a que los únicos que cumplían con el criterio del factor de seguridad requerían de diámetros más grandes o masas de desbalance más pequeñas.

Con el diámetro del eje y la potencia del motor definidos se realizó la selección de los componentes estándar para el equipo. Para el caso de las chumaceras no se encontró un rodamiento para el diámetro del eje por lo que fue maquinado en sus extremos a un diámetro de 1 ¼ pulgadas para ubicar el rodamiento junto con su chumacera bipartida. En el caso del variador de velocidad se optó por uno que posea la capacidad de ser alimentado desde una toma monofásica y su salida sea trifásica por el tipo de motor. Por otra parte, el tipo de perfil seleccionado fue el de dimensiones de 40X40mm de sección transversal para que sea capaz de soportar el peso de los equipos

Del diseño del equipo se obtuvieron 07 planos con las dimensiones totales, de los cuales los tres primeros es para el ensamblaje y los 4 últimos tienen las dimensiones de los elementos que deben maquinarse (eje, disco y perfil de aluminio).

En vista de que el módulo de ensayos vibracionales será empleado como equipo de laboratorio no es apropiado aplicarle un análisis económico pues no existe un retorno a la inversión. Por tal razón solo se realizó el presupuesto del equipo el cual alcanzo el valor de S/. 9981.51.

El tipo de perfil empleado permite un ensamble rápido y seguro empleando escuadras y pernos de fijación en cada vértice uniendo eficazmente los perfiles. Como el equipo está compuesto por dos mesas de aluminio el ensamble de los componentes se realizó de manera independiente para cada una y se terminó ensamblando ambas mesas por medio del acople de mandíbula.

Para la puesta a punto del equipo se configuro los parámetros del variador con las especificaciones del motor eléctrico y empleando la guía de inicio rápido – ATV312 que viene con el variador.

Al comprar los resultados del modelo matemático con la señal real del sistema se encontró que la vibración está influenciada no solo por el desbalance sino también por la desalineación y por la vibración propia del motor eléctrico, por lo que se tuvo que incluir tales efectos los cuales se ven en las Figuras 56 y 57. Con esto la forma de onda de la señal simulada tuvo un comportamiento más cercano con respecto a la señal real tomada del módulo.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES

V. CONCLUSIONES

Para limitar el diseño fue indispensable conocer las características que los docentes universitarios esperarían de un módulo de enseñanza y que posteriormente se traducen en especificaciones de ingeniería.

El diseño de la maquina debe cumplir con los criterios presentes en la normativa actual, pero en caso de que no exista o sea muy escasa se puede emplear las experiencias de otros autores y transformarlas en recomendaciones de diseño para el desarrollo del equipo.

La evaluación de varios conceptos mediante una metodología formal de diseño permite obtener de manera confiable una solución correcta para el problema de diseño, evitando hacer correcciones o ajustes innecesarios al diseño en etapas posteriores.

Debido a las fuerzas generadas por el desbalance el eje debe ser analizado como el componente crítico pues es quien soporta todo esfuerzo generado por el desbalance. Para determinar el diámetro apropiado para el eje se hizo necesario un análisis paramétrico donde intervinieron el factor de seguridad y la masa de desbalance. De los resultados de este análisis, se obtuvo que el diámetro adecuado es de 1.5 pulgadas.

Para validar los resultados analíticos en el diseño del eje se realizó una simulación para carga estática y en fatiga en el software de simulación ANSYS 19.2 en su versión estudiantil. Los resultados de la simulación comprándolos a los resultados analíticos se ve un error del 4.4589 %, con lo que se respalda el cálculo analítico.

En el modelamiento del sistema para hacerlo tratable a nivel de pregrado se tuvo que reducir a un modelo de 1 GDL donde los parámetros que definen la ecuación de

movimiento (EDM) se obtuvieron en algunos casos de manera analítica, con una simulación por elementos y finitos (FEM) y en última instancia de manera experimental.

Los resultados del modelo dan valores cercanos en comparación a los valores reales que fueron tomados mediante la tarjeta de adquisición de datos y sensores. Para efectos de comparación se tomó la velocidad máxima con una masa conocida ubicada a la distancia máxima posible. De la comparación se puede observar que los valores de amplitud tienen mayor diferencia entre las ambas señales mientras en los valores de frecuencia la diferencia es muy pequeña.

Con las dimensiones del elemento crítico definido se realizó la selección de componentes adaptándolos a la geometría del eje. Con la lista de componentes y el diseño terminado se presupuestó el equipo alcanzando un valor de S/. 9981.51.

CAPÍTULO VI

RECOMENDACIONES

VI. RECOMENDACIONES

La diferencia sustancial entre los resultados del modelo y la señal de vibración real está en las componentes que forma la señal completa de vibración, por lo que para una mejor aproximación entre la seña simulada y la señal real se deben modelar más tipo de fallas como, por ejemplo: el desalmamiento, la vibración del motor eléctrico y flexión en el eje.

Otro aspecto importante para que los resultados simulados se acecen al real es emplear modelos físico-matemático de mayor cantidad grados de libertad, lo cual requiere mayor poder de procesamiento al momento del cálculo, por lo a que menos que se muy importante la precisión en los resultados se pueden optar por modelos más sencillos.

Para una operación segura de la maquina el valor máximo de la masa a usar debe ser 160 gr si esta es colocada a la máxima distancia con respecto al eje mientras se trabaja a la máxima velocidad del motor. En caso se requiera trabaja con valores más altos de masa se recomienda no superar los 200 gr trabajando en las mismas condiciones antes mencionadas pues con ello se logra un factor de seguridad en fatiga de 4.185.

REFERENCIAS

- Adams, M. L. (2010). Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting. *CRC Press*.
- Auttom (2018). Mecánica Bancadas Didácticas. Recuperado de <https://auttom.com.br/es/produtos/banco-didactica-analisis-de-vibraciones-lite/>
- Benítez Cortés, R. A. (2013). Diseño e implementación de un banco didáctico para alineación de elementos rotativos y balanceo de masas en cantiléver (*Bachelor's thesis, Universidad Autónoma de Occidente*).
- Bermúdez García, J. E. (2014). Investigación científica en el Perú: factor crítico de éxito para el desarrollo del país. *Sinergia e Innovación*.
- Bernal Calderón, F. A., & Cortés Navarrete, D. F. (2017). Simulación De Un Banco De Pruebas Para Análisis De Vibraciones.
- Bhatia, K. G. (2008). Foundations for industrial machines: handbook for practising engineers, rotary machines, reciprocating machines, impact machines, vibration isolation system. *D-CAD Publishers*.
- Boaglio, L. L., Gangi, S. O., Pontelli, D. A., & Bollati, J. G. Análisis de vibraciones en banco de ensayo utilizado para simular fallas de equipos industriales. *Revista de la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales*, 3(1), 71-74.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). Shigley's mechanical engineering design (Vol. 8). New York: McGraw-Hill.
- Dieter, G. E. & Schmidt, L. C. (2013). Engineering design. *The United States, New York: McGraw-Hill*.
- Espino, P., Davizon-Castillo, Y. A., Torres, J. E. O., Lizárraga, A. L., García, I. B., & Núñez, V. (2017). Prototipo didáctico para la enseñanza de vibraciones mecánicas mediante el diseño de un banco de pruebas de desequilibrio y velocidad crítica. *Revista DYNA*, 92(4), 395-398.
- Eggert, R. (2010). *Engineering design*. The United States, Meridian: High Peak Press.

- Gere, J. M., y Goodno, B. J. (2009). Mecánica de materiales. 7ª ed. *Cengage Learning, México, D. F.*
- González, H. Á., Cardona, J. F., & Monroy, G. A. (2005). Diseño de un banco de pruebas de desalineamiento y desbalanceo mecánico. *Scientia et technica*, 2(28).
- Guerra, A., Rodríguez-Mesa, F., Gonzalez, F., & Ramírez, M. C. (2017). Aprendizaje basado en problemas y educación en ingeniería: Panorama latinoamericano.
- Ingeniería MURESI LTDA. (2018). Falla de un rodamiento. Recuperado de <http://www.ingenieriamuresi.com/falla-de-un-rodamiento/>
- Kreyszig, E. (2003). Matemáticas avanzadas para ingeniería I. 3ª ed. *México, D.F.: Limusa Wiley.*
- Machuca González, J. M. (2016). Diseño de una plataforma para prácticas de ensayo de equilibrado de rotores.
- Matsushita, O., et al. (2017). Vibrations of Rotating Machinery Volume 1. Basic Rotordynamics: Introduction to Practical Vibration Analysis. *Springer Japan.*
- Mirkouei, A., Bhinge, R., McCoy, C., Haapala, K. R., & Dornfeld, D. A. (2016). A Pedagogical Module Framework to Improve Scaffolded Active Learning in Manufacturing Engineering Education. *Procedia Manufacturing*, 5, 1128-1142.
- Montoya, N. J. & Cardona, L. A. (2014). Diseño y montaje de un banco de pruebas para ensayos de velocidad crítica y desbalance (*Bachelor's thesis, Universidad Autónoma de Occidente*).
- Nistane, V. M., & Harsha, S. P. (2016). Failure evaluation of ball bearing for prognostics. *Procedia Technology*, 23, 179-186.
- P. Donoupoglou S.A. (2016). The progression of surface rolling contact fatigue damage of rolling bearings. Recuperado de <http://donoupoglou.gr/wp/language/en/the-progression-of-surface-rolling-contact-fatigue-damage-of-rolling-bearings-2/>
- PND Soluciones Integrales. (2018). Análisis de fallas. Recuperado de <http://pndsolucionesintegrales.com.mx/analisis-de-falla/>

- Rao, S. S. (2012) *Vibraciones Mecánicas*. 5.^a ed. México, D.F.: Pearson. ISBN: 978-607-32-0952-6
- Ritz, J. M., & Fan, S. C. (2015). STEM and technology education: International state-of-the-art. *International Journal of Technology and Design Education*, 25(4), 429-451.
- Sánchez, P. (2016). Diseño de un banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos.
- SKF (2018). Rigidez del rodamiento. Diagrama 1. Recuperado de <http://www.skf.com/pe/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/system-rigidity/bearing-stiffness/index.html>
- Tseng, K. H., Chang, C. C., Lou, S. J., & Chen, W. P. (2013). Attitudes towards science, technology, engineering and mathematics (STEM) in a project-based learning (PjBL) environment. *International Journal of Technology and Design Education*, 23(1), 87-102.
- Thomson, W. T. (1996). Theory of vibration with applications. *Springer Science + Business Media*.
- Valencia, R. A. (2014). *Análisis del efecto de la variación de velocidad sobre el espectro de vibración en equipos rotodinámicos* (Bachelor's thesis, Universidad Autónoma de Occidente).
- Yamamoto, G. K., da Costa, C., & da Silva Sousa, J. S. (2016). A smart experimental setup for vibration measurement and imbalance fault detection in rotating machinery. *Case Studies in Mechanical Systems and Signal Processing*, 4, 8-18.
- Young, H. D. y Freedman, R. A. (2009). Física Universitaria Volumen 1. 12.^a ed. México, D.F.: Pearson. SBN: 978-607-442-288-7
- Yue-Gang, L. U. O., Li, Y. Q., Zhi, H. W., & Zhang, S. H. (2017). Study on Dynamic Optimization Design of Double Span Rotor Test System. *DEStech Transactions on Engineering and Technology Research*, (icmca).

ANEXOS

ANEXO 1

DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE LA VIBRACIÓN DEL MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES

1) Diagrama de cuerpo libre:

El modelado del sistema se inicia determinando el diagrama de cuerpo libre como se puede ver en la Figura 58. El sistema está compuesto por la fuerza (F) que es la originada por el desbalance rotatorio y las dos reacciones (R_1 y R_2) que se originan en los rodamientos. En el diagrama el rotor se considera como una viga simplemente apoyada.

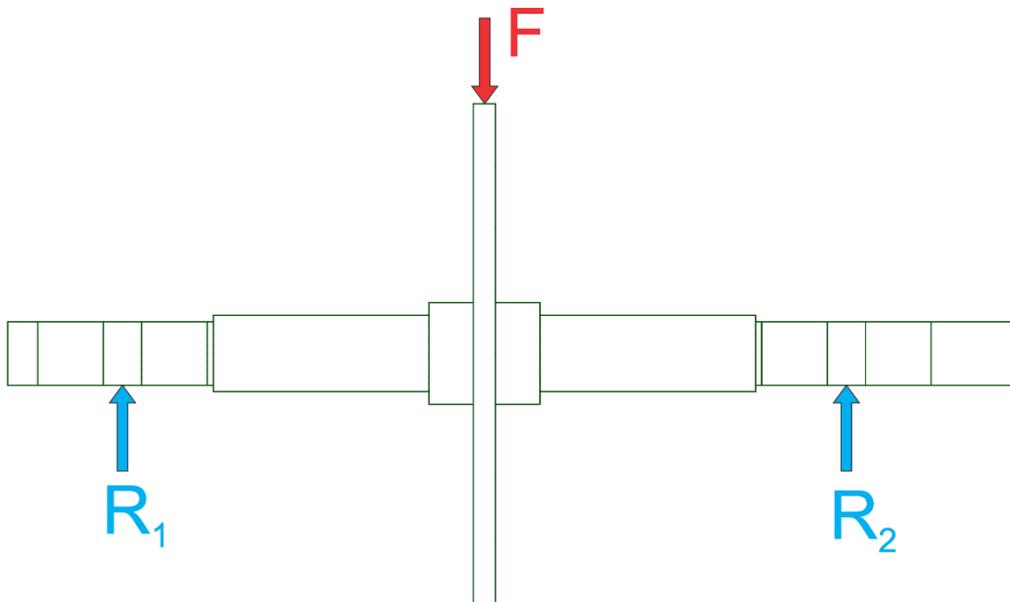


Figura 58. Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Elaboración propia

2) Determinación de la rigidez para un eje escalonado (K_{eje}):

Por tener el eje una geometría simétrica el valor de la rigidez se puede determinar analizando la mitad del eje. La relación entre el momento (M) y la deflexión (y) se encuentran expresadas en las ecuaciones 40 a la 42.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad \dots (40)$$

$$\frac{dy}{dx} = \int_0^{L/2} \frac{M(x)}{EI} dx \quad \dots (41)$$

$$y(x) = \iint_0^{L/2} \frac{M(x)}{EI} dx \quad \dots (42)$$

Donde:

$M_{(x)}$: Momento como función de x (N.m)

E : Módulo de elasticidad del material del eje (Mpa)

I : Momento de inercia de la sección transversal del eje (m^4)

Para definir el momento flector como una función de x en el intervalo $0 < L/2$ se emplearon las funciones de singularidad de la Figura 59. La ecuación para el momento flector queda representada por la ecuación 43.

$$M(x) = R_1 \langle x \rangle^1 - F \langle x - L/2 \rangle^1 + R_2 \langle x - L \rangle^1 \quad \dots (43)$$

Donde:

R_1 : Reacción en la chumacera 1 (N)

R_2 : Reacción en la chumacera 2 (N)

F : Fuerza aplicada en el centro del eje (N)

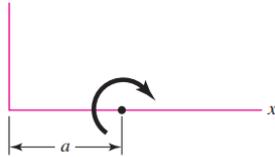
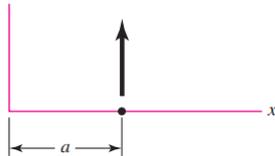
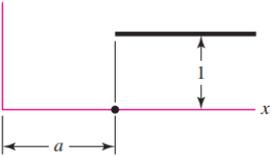
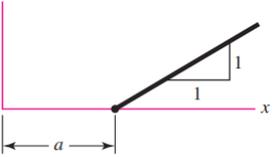
Función	Gráfica de $f_n(x)$	Significado
Momento concentrado (dipolo)	$(x-a)^{-2}$ 	$(x-a)^{-2} = 0 \quad x \neq a$ $(x-a)^{-2} = \pm\infty \quad x = a$ $\int (x-a)^{-2} dx = (x-a)^{-1}$
Fuerza concentrada (impulso unitario)	$(x-a)^{-1}$ 	$(x-a)^{-1} = 0 \quad x \neq a$ $(x-a)^{-1} = +\infty \quad x = a$ $\int (x-a)^{-1} dx = (x-a)^0$
Escalón unitario	$(x-a)^0$ 	$(x-a)^0 = \begin{cases} 0 & x < a \\ 1 & x \geq a \end{cases}$ $\int (x-a)^0 dx = (x-a)^1$
Rampa	$(x-a)^1$ 	$(x-a)^1 = \begin{cases} 0 & x < a \\ x-a & x \geq a \end{cases}$ $\int (x-a)^1 dx = \frac{(x-a)^2}{2}$

Figura 59. Funciones de singularidad.
Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

Como el eje está compuesta por 4 secciones de diámetros diferentes, la deflexión se determina para cada sección. Para poder apreciar el efecto del cambio de diámetro en la deflexión del eje se grafica para cada sección el momento flector dividido entre el módulo de elasticidad y su respectivo momento de inercia. La grafica M-x y la gráfica M/EI-x se pueden apreciar en la Figura 60.

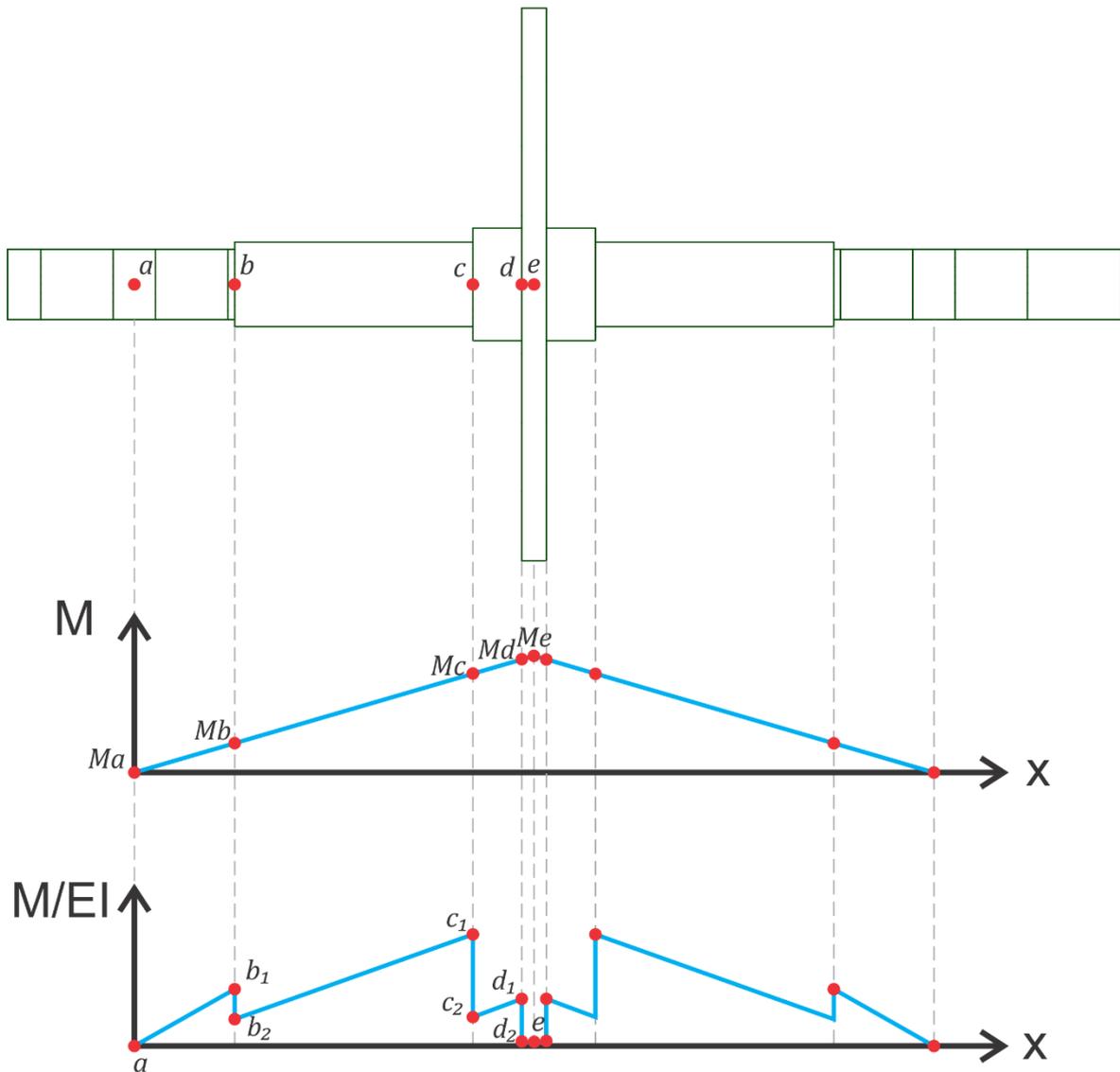


Figura 60. Graficas M-x y M/EI-x.
Fuente: Elaboración propia

Empleando funciones de singularidad para representar la gráfica M/EI la ecuación resultante queda expresada mediante la ecuación 44.

$$\frac{M}{EI} = \frac{R_1}{EI_1} \langle x \rangle^1 - \frac{M_b}{E} \left(\frac{1}{I_1} - \frac{1}{I_2} \right) \langle x - b \rangle^0 + \Delta m_1 \langle x - b \rangle^1 - \frac{M_c}{E} \left(\frac{1}{I_2} - \frac{1}{I_3} \right) \langle x - c \rangle^0 + \Delta m_2 \langle x - c \rangle^1 - \frac{M_d}{E} \left(\frac{1}{I_3} - \frac{1}{I_4} \right) \langle x - b \rangle^0 + \Delta m_3 \langle x - b \rangle^1 \quad \dots (44)$$

Siendo:

$$m_1 = \left(\frac{M_b - M_a}{I_1 E \overline{ab}} \right) \quad \dots (45)$$

$$m_2 = \left(\frac{M_c - M_b}{I_2 E \overline{bc}} \right) \quad \dots (46)$$

$$m_3 = \left(\frac{M_d - M_c}{I_3 E \overline{cd}} \right) \quad \dots (47)$$

$$m_4 = \left(\frac{M_e - M_d}{I_4 E \overline{de}} \right) \quad \dots (48)$$

$$\Delta m_1 = m_2 - m_1 \quad \dots (49)$$

$$\Delta m_2 = m_3 - m_2 \quad \dots (50)$$

$$\Delta m_3 = m_4 - m_3 \quad \dots (51)$$

Donde:

I_1 : Momento de inercia para la sección $a < x < b$

I_2 : Momento de inercia para la sección $b \leq x < c$

I_3 : Momento de inercia para la sección $c \leq x < d$

I_4 : Momento de inercia para la sección $d \leq x < e$

M_a : Momento flector en el punto a

M_b : Momento flector en el punto b

M_c : Momento flector en el punto c

M_d : Momento flector en el punto d

M_e : Momento flector en el punto e

Sustituyendo la ecuación 44 en las ecuaciones 41 y 42 e integrando se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx} = & \frac{R_1}{EI_1} \frac{\langle x \rangle^2}{2} - \frac{M_b}{E} \left(\frac{1}{I_1} - \frac{1}{I_2} \right) \langle x - b \rangle^1 + \Delta m_1 \frac{\langle x - b \rangle^2}{2} - \frac{M_c}{E} \left(\frac{1}{I_2} - \frac{1}{I_3} \right) \langle x - c \rangle^1 \\ & + \Delta m_2 \frac{\langle x - c \rangle^2}{2} - \frac{M_d}{E} \left(\frac{1}{I_3} - \frac{1}{I_4} \right) \langle x - d \rangle^1 + \Delta m_3 \frac{\langle x - d \rangle^2}{2} \\ & + C_1 \quad \dots (52) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y(x) = & \frac{R_1}{EI_1} \frac{\langle x \rangle^3}{6} - \frac{M_b}{E} \left(\frac{1}{I_1} - \frac{1}{I_2} \right) \frac{\langle x - b \rangle^2}{2} + \Delta m_1 \frac{\langle x - b \rangle^3}{6} - \frac{M_c}{E} \left(\frac{1}{I_2} - \frac{1}{I_3} \right) \frac{\langle x - c \rangle^2}{2} \\ & + \Delta m_2 \frac{\langle x - c \rangle^3}{6} - \frac{M_d}{E} \left(\frac{1}{I_3} - \frac{1}{I_4} \right) \frac{\langle x - d \rangle^2}{2} + \Delta m_3 \frac{\langle x - d \rangle^3}{6} + C_1 x \\ & + C_2 \quad \dots (53) \end{aligned}$$

Donde:

$y(x)$: Deflexión en la coordenada y

C_1 : Primera constante de integración

C_2 : Segunda constante de integración

Aplicando las condiciones de frontera ($x = 0 \rightarrow y = 0$) y ($x = \frac{L}{2} \rightarrow \frac{dy}{dx} = 0$) para determinar las constantes de integración C_1 y C_2 se tiene:

$$\begin{aligned} C_1 = & \frac{R_1}{EI_1} \frac{\langle L/2 \rangle^2}{2} - \frac{M_b}{E} \left(\frac{1}{I_1} - \frac{1}{I_2} \right) \langle L/2 - b \rangle^1 + \Delta m_1 \frac{\langle L/2 - b \rangle^2}{2} \\ & - \frac{M_c}{E} \left(\frac{1}{I_2} - \frac{1}{I_3} \right) \langle L/2 - c \rangle^1 + \Delta m_2 \frac{\langle L/2 - c \rangle^2}{2} \\ & - \frac{M_d}{E} \left(\frac{1}{I_3} - \frac{1}{I_4} \right) \langle L/2 - d \rangle^1 + \Delta m_3 \frac{\langle L/2 - d \rangle^2}{2} \quad \dots (54) \end{aligned}$$

$$C_2 = 0 \quad \dots (55)$$

Teniendo el valor de la deflexión y conociendo el valor de la fuerza aplicada en el eje, la rigidez (K) del eje se puede calcular con la ecuación 56.

$$K_{eje} = \frac{F}{y_{max}} \quad \dots (56)$$

Las ecuaciones anteriores fueron programadas en el software Matlab donde los datos de entrada para los cálculos se ven en la Tabla 20 y los resultados se encuentran en la Tabla 21. En la Figura 61 se muestran las gráficas M-x, M/EI y deflexión-x.

Tabla 20. Datos de entrada para el cálculo de la rigidez del eje

Fuente: Elaboración propia

DATOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDAD
Diámetro de la sección 1	1.25	in
Diámetro de la sección 2	1.5	in
Diámetro de la sección 3	2	in
Diámetro de la sección 4	0.25	m
Longitud de la sección 1	0.045	m
Longitud de la sección 2	0.107	m
Longitud de la sección 3	0.0219438	m
Longitud de la sección 4	0.0055563	m
Fuerza de prueba	100	N
Módulo de elasticidad	193	MPa

Tabla 21. Resultados para el cálculo de la rigidez del eje

Fuente: Elaboración propia

RESULTADOS	VALOR	UNIDAD
Deflexión máxima (y)	-3.4753e-06	m
Rigidez del eje	2.87748e+07	N/m

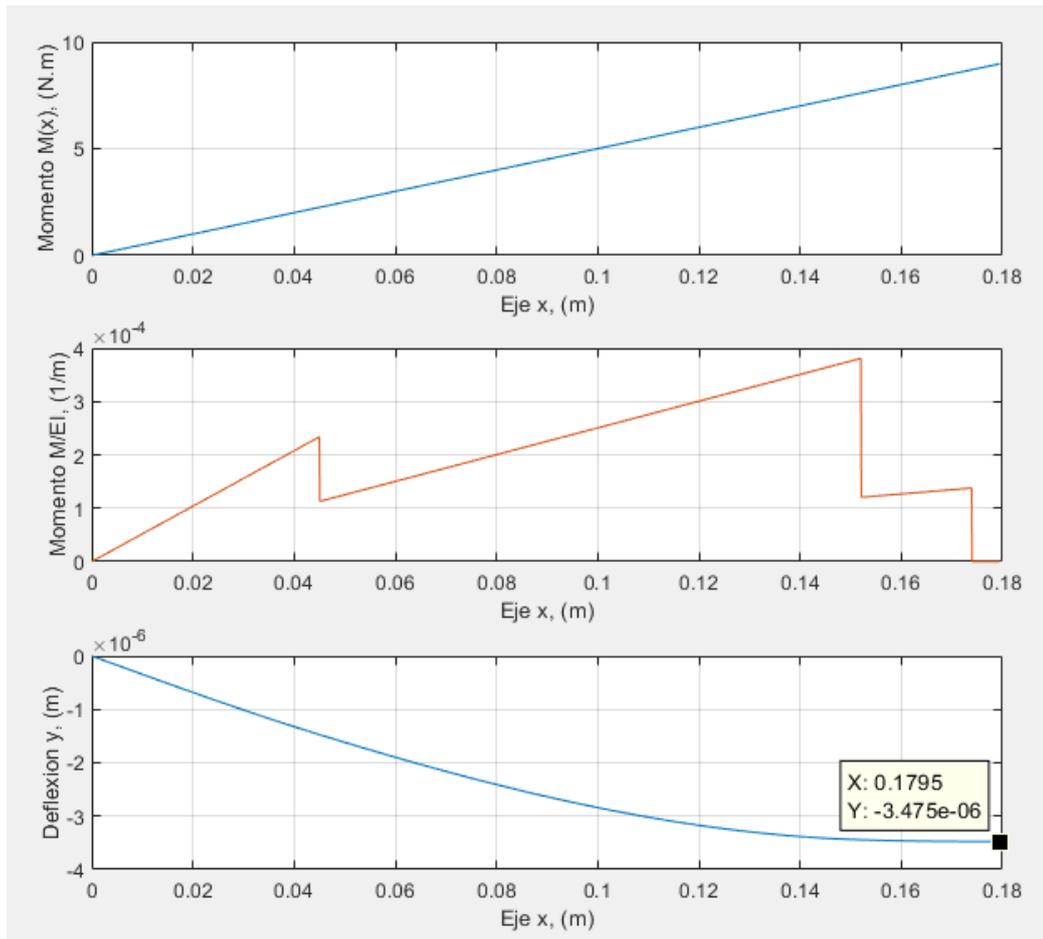


Figura 61. Graficas M-x, M/EI-x y deflexión-x.

Fuente: Elaboración propia

3) Determinación de la rigidez de la chumacera (Kch):

Para determinar la rigidez de la chumacera se empleó una simulación hecha en ANSYS debido a que la chumacera posee una geometría compleja y no es viable hacerle un tratamiento analítico como el que se realizó para el eje. En la simulación una fuerza de 100 N fue aplicado a una porción de eje montado sobre un rodamiento como se puede ver en las Figuras 62 y 63.

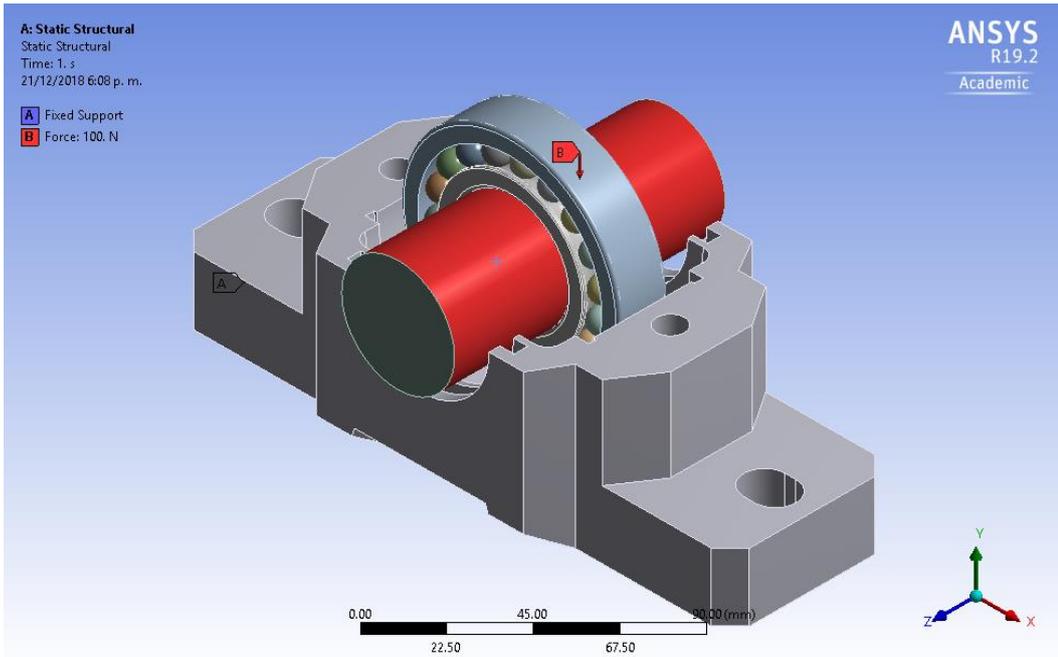


Figura 62. Aplicación de carga para determinar la rigidez de la chumacera.
 Fuente: Elaboración propia

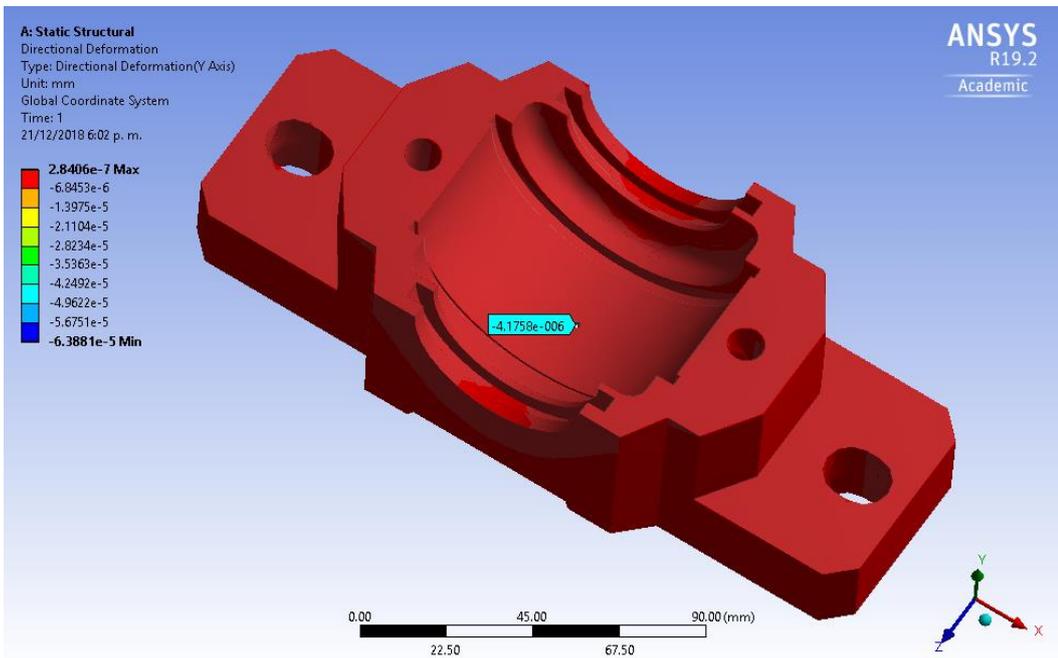


Figura 63. Deformación en el eje y de la chumacera.
 Fuente: Elaboración propia

Para determinar la rigidez de la chumacera se reemplazan los valores de la simulación en la ecuación 56.

$$K_{ch} = \frac{100 \text{ N}}{4.1758 \times 10^{-6}} = 2.3948 \times 10^7 \text{ N/m}$$

4) Determinación de la rigidez del rodamiento (Krod):

Según la figura, se puede obtener la Rigidez radial del rodamiento teniendo en cuenta el Factor de Velocidad y el Material de las Bolas del rodamiento. El rodamiento tiene el código 1208 EKTN9 y gira a una velocidad de 1500rpm (25Hz)

Factor de velocidad del rodamiento

Para hallar el factor de velocidad se debe conocer el diámetro medio del rodamiento, para ellos empleando el Catálogo SKF (2015) se encuentra las dimensiones del rodamiento en la Figura 64.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
35	72	17	19	6	0,31	20 000	13 000	0,32	1207 ETN9	1207 EKTN9
	72	23	30,2	8,8	0,455	18 000	12 000	0,4	2207 ETN9	2207 EKTN9
	80	21	26,5	8,5	0,43	16 000	11 000	0,51	1307 ETN9	1307 EKTN9
	80	31	39,7	11,2	0,59	16 000	12 000	0,68	2307 ETN9	2307 EKTN9
40	80	18	19,9	6,95	0,36	18 000	11 000	0,42	1208 ETN9	1208 EKTN9
	80	23	31,9	10	0,51	16 000	11 000	0,51	2208 ETN9	2208 EKTN9
	90	23	33,8	11,2	0,57	14 000	9 500	0,68	1308 ETN9	1308 EKTN9
	90	33	54	16	0,82	14 000	10 000	0,93	2308 ETN9	2308 EKTN9

Figura 64. Catálogo de rodamientos.

Fuente: SKF

En el catálogo de SKF, se presenta que el factor de velocidad que se halla como:

$$A = nd_m$$

$$d_m = 0.5(d + D)$$

Donde:

A : Factor de velocidad (mm/min)

n : Velocidad de giro (rpm)

d_m Diámetro medio del rodamiento (mm)

Entonces:

$$A = (1500)(0.5(40 + 80)) = 90000 \frac{mm}{min} = 0.09 \times 10^6 mm/min$$

Con estos datos se ubica la rigidez (elasticidad) radial del rodamiento en la Figura 65.

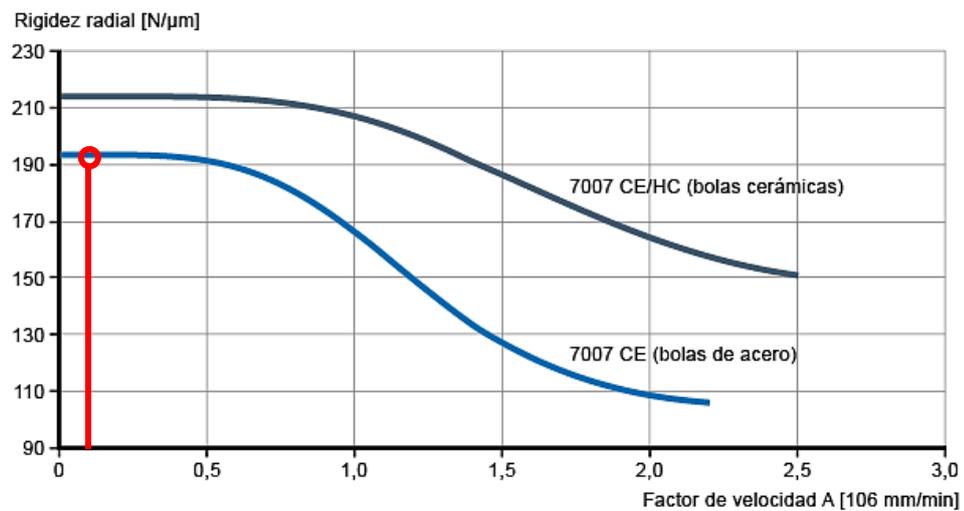


Figura 65. Rigidez radial de los rodamientos.

Fuente: SKF

Se tiene que $K_{rod} = 193.625 * 10^6 N/m = 110.563 * 10^4 lb/in$

5) Determinación de la relación de amortiguamiento del sistema (ζ)

Debido a la complejidad que existe para determinar el valor de la relación de amortiguamiento de manera analítica se optó por obtener dicho valor de manera experimental empleando la ecuación 41, donde se expresa la relación de amortiguamiento con el decaimiento exponencial de la vibración. La medición de la vibración se realizó en el módulo de ensayos una vez que se terminó el ensamble de todas las partes. En la Figura 66 se puede apreciar la vibración tomada a al módulo de ensayos vibratoriales durante la desaceleración del equipo el cual estaba girando inicialmente a una velocidad de 1200 RPM con una masa de desbalance de 22.14 gr.

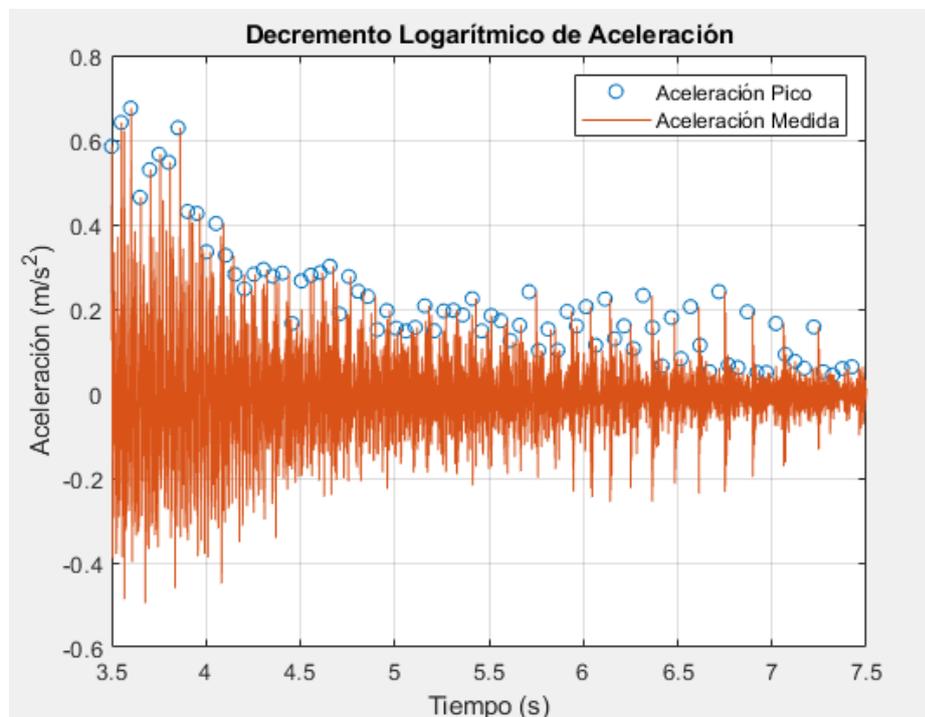


Figura 66. Decremento logarítmico de la vibración.

Fuente: Elaboración propia

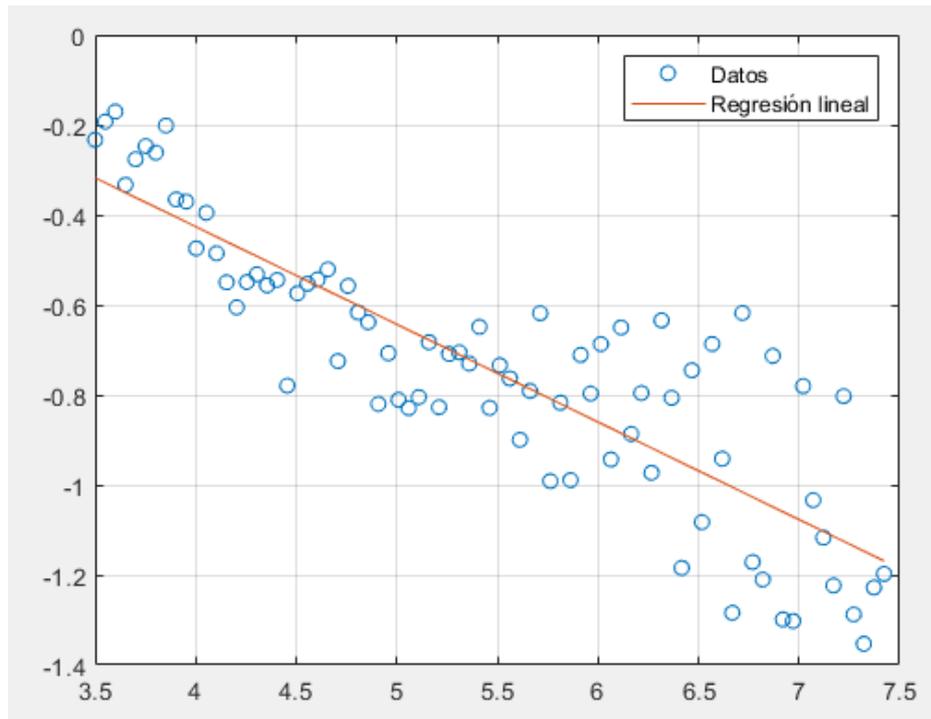


Figura 67. Regresión lineal a los datos de la vibración.

Fuente: Elaboración propia

Aplicando una regresión lineal a los datos (Ver Figura 67) se obtuvo la pendiente del decaimiento logarítmico de la vibración $m_a = 0.2170$.

$$\zeta = \frac{0.2170}{2.73} = 0.079$$

ANEXO 2

SERIES Y TRANSFORMADAS DE FOURIER

Las series de Fourier son más generales que otras series ya que varias funciones periódicas discontinuas se pueden representar mediante las series de Fourier aun cuando no tienen representación en otras series como las series de Taylor.

A) Forma trigonométrica y unilateral de las Series de Fourier

Una función $f(x)$ es periódica si sus valores se encuentran definidos para toda x real y si existe algún número positivo “ p ” tal que.

$$f(x + p) = f(x) \quad \dots (57)$$

El número “ p ” es definido como el periodo de $f(x)$. La gráfica total de esta función se obtiene por repetición sucesiva de su gráfica para cualquier intervalo de longitud “ p ” (Figura 68).

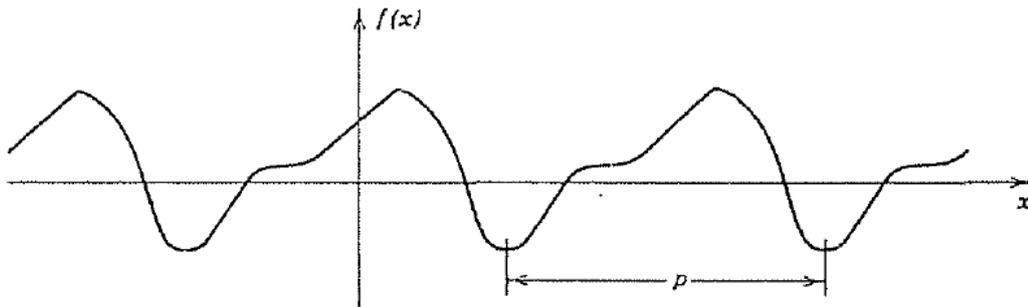


Figura 68: Función Periódica
Fuente: KREYZIG, E. (1997)

A parte de las funciones periódicas ya conocidas (seno y coseno), se debe hacer notar que la función $f=c=$ constante es también una función periódica pues según su definición, se satisface la ecuación 57 para toda “ p ” positiva.

Por otra parte, los valores $2p, 3p, 4p\dots$ también son periodos de la función $f(x)$. Además, si dos funciones $f(x)$ y $g(x)$ tienen el mismo periodo “ p ”, entonces la función resultante de la ecuación 58, también tiene el mismo período.

$$h(x) = af(x) + bg(x), \quad (a, b \text{ constantes}) \dots (58)$$

En la práctica los problemas reales suelen ser bastante complicados por lo que es mejor representarlas mediante funciones periódicas simples. Utilizando las series de Fourier se puede facilitar en gran manera el manejo de funciones para diversas aplicaciones. Para estas series trigonométricas los coeficientes se determinan a partir de $f(x)$ mediante las denominadas fórmulas de Euler (ecuación. 59, 60 y 61). Después de un desarrollo analítico mediante integrales, se obtienen las siguientes formulas.

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) dx \quad \dots (59)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \cos(nx) dx, \quad n = 1, 2, \dots, \quad \dots (60)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \text{sen}(nx) dx, \quad n = 1, 2, \dots, \quad \dots (61)$$

Donde los números a_0, a_n, b_n se denominan los coeficientes de Fourier de $f(x)$, que forman la denominada Serie de Fourier según la siguiente fórmula:

$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(nx) + b_n \text{sen}(nx)) \quad \dots (62)$$

B) Serie Compleja de Fourier

Empleando la siguiente fórmula de Euler (ecuación 63):

$$e^{it} = \cos(t) + i \operatorname{sen}(t) \quad \dots (63)$$

Puede obtenerse una fórmula opcional para la Serie de Fourier, la cual se establece de la siguiente manera:

$$f(x) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{inx} \quad \dots (64)$$

$$c_n = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) e^{-inx} dx, \quad n = 0, \pm 1, \pm 2, \dots, \dots (65)$$

La ecuación 64 es llamada forma compleja de la serie de Fourier para $f(x)$, donde los valores de c_n se denominan coeficientes complejos de Fourier de $f(x)$.

Si el periodo de la función es $2L$, la serie compleja de Fourier se escribe como:

$$f(x) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{in\pi x/L} \quad \dots (66)$$

$$c_n = \frac{1}{2L} \int_{-L}^L f(x) e^{-in\pi x/L} dx \quad \dots (67)$$

C) Integrales de Fourier

Debido a que en muchos problemas prácticos se presentan funciones no periódicas, el empleo de las Series de Fourier como una herramienta poderosa permite dar solución a tales funciones, es así que las propiedades de las Series de Fourier son generalizadas empleando las llamadas integrales de Fourier

Se considera que cualquier función periódica $f_L(x)$ de periodo $2L$ se puede representar por una serie de Fourier (ecuación 68).

$$f_L(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(w_n x) + b_n \operatorname{sen}(w_n x)), \quad w_n = \frac{n\pi}{L} \quad \dots (68)$$

Para este caso ocurre que si se hace que $L \rightarrow \infty$ se obtiene una integral que incluye los términos $\cos(wx)$ y $\text{sen}(wx)$ con w , dejando de estar restringida a múltiplos enteros $w = w_n = n\pi/L$.

Seguido de un desarrollo analítico, se obtiene la siguiente integral, llamada la Integral de Fourier:

$$f(x) = \int_0^{\infty} [A(w) \cos(wx) + B(w) \text{sen}(wx)] dw \quad \dots (69)$$

Donde:

$$A(w) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(v) \cos(wv) dv \quad \dots (70)$$

$$B(w) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(v) \text{sen}(wv) dv \quad \dots (71)$$

Donde v es una variable de integración.

Asimismo, para una función ya sea par o impar, la integral de Fourier termina haciéndose más simple. De hecho, si $f(x)$ es una función par, entonces $B(w) = 0$.

$$A(w) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} f(v) \cos(wv) dv \quad \dots (72)$$

Reduciéndose la Integral de Fourier a la llamada Integral de Fourier de coseno:

$$f(x) = \int_0^{\infty} A(w) \cos(wx) dw \quad \dots (73)$$

De manera similar, si $f(x)$ es impar, entonces se tiene que $A(w) = 0$ y

$$B(w) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} f(v) \text{sen}(wv) dv \quad \dots (74)$$

Y la integral de Fourier se reduce a la llamada Integral de Fourier de seno:

$$f(x) = \int_0^{\infty} B(w) \operatorname{sen}(wx) dw \quad \dots (75)$$

D) Transformadas de Fourier de Coseno

Para cualquier función $f(x)$ que sea par, la integral de Fourier es la integral de Fourier de coseno (ecuación 72 y 73). Haciendo $A(w) = \sqrt{2/\pi} \hat{f}_c(w)$, donde "c" sugiere "coseno". Entonces se tiene que:

$$\hat{f}_c(w) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} f(x) \cos(wx) dx \quad \dots (76)$$

y

$$f(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \hat{f}_c(w) \cos(wx) dw \quad \dots (77)$$

A partir de la fórmula $f(x)$, se obtiene una nueva función $\hat{f}_c(w)$, llamada la transformada de Fourier de coseno de $f(x)$. A $f(x)$ se le llama transformada de coseno inversa de Fourier de $\hat{f}_c(w)$.

E) Transformadas de Fourier de Seno

De manera similar, para una función $f(x)$ impar, la integral de Fourier es la integral de Fourier de seno (ecuación 74 y 75). Se hace ahora $B(w) = \sqrt{2/\pi} \hat{f}_s(w)$, donde "s" sugiere "seno". Entonces se tiene que:

$$\hat{f}_s(w) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} f(x) \operatorname{sen}(wx) dx \quad \dots (78)$$

y

$$f(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \hat{f}_s(w) \operatorname{sen}(wx) dw \quad \dots (79)$$

Son la Transformada de seno y Transformada de seno inversa, respectivamente.

F) Transformada de Fourier

La Transformada de Fourier se obtiene a partir de la forma compleja de la integral de Fourier. Por lo tanto, se debe tener en cuenta la forma compleja de la integral de Fourier:

$$f(x) = \int_0^{\infty} [A(w) \cos(wx) + B(w) \operatorname{sen}(wx)] dw \quad \dots (80)$$

Para obtener:

$$f(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} f(v) e^{iw(x-v)} dv dw, \quad \text{donde } i = \sqrt{-1} \quad \dots (81)$$

Esta expresión se conoce como la integral compleja de Fourier. Al escribir esta expresión como un producto de funciones exponenciales, se tiene que:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(v) e^{-i w v} dv \right] e^{i w x} dw \quad \dots (82)$$

La expresión entre corchetes es una función de w , se denota por $\hat{f}(w)$ y se llama la Transformada de Fourier de f . Al escribir $v = x$, se tiene que:

$$\hat{f}(w) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-i w x} dx \quad \dots (83)$$

y también se obtiene que:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{f}(w) e^{-iwx} dw \quad \dots (84)$$

y se le llama la Transformada Inversa de Fourier de $\hat{f}(w)$.

G) Interpretación física: Espectro

La naturaleza física de la representación de $f(x)$ se puede interpretar como una superposición de oscilaciones senoidales de todas las frecuencias posibles, llamada representación espectral. La "densidad espectral" $\hat{f}(w)$ mide la intensidad de $f(x)$ en el intervalo de frecuencias entre w y $w + \Delta w$. Así se afirma que, en relación con las oscilaciones, la integral:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |\hat{f}(w)|^2 dw \quad \dots (85)$$

La ecuación 85 se puede interpretar como la energía total del sistema; de esta manera, una integral de $|\hat{f}(w)|^2$ de a hasta b da la contribución de energía de las frecuencias de w entre a y b a la energía total.

Para entender lo anterior, se empieza con un sistema mecánico sencillo que da una sola frecuencia como, por ejemplo, el oscilador armónico.

$$my'' + ky = 0 \quad \dots (86)$$

Denotando el tiempo t por x . Al multiplicar por y' e integrar se obtiene:

$$\frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}ky^2 = E_0 = \text{const} \quad \dots (87)$$

Donde $v = y'$ es la velocidad, el primer término de la izquierda (ecuación 88) es la energía cinética, el segundo la energía potencial y E_0 es la energía total del sistema. La solución general es entonces:

$$y = a_1 \cos(w_0 x) + b_1 \text{sen}(w_0 x) = c_1 e^{iw_0 x} + c_{-1} e^{-iw_0 x}, \quad w_0^2 = k/m \quad \dots (89)$$

Donde:

$$c_1 = (a_1 - ib_1)/2 \quad \dots (88)$$

$$c_{-1} = \bar{c}_1 = (a_1 + ib_1)/2 \quad \dots (89)$$

Puesto que:

$$mw_0^2 = ke(iw_0)^2 = -w_0^2 \quad \dots (90)$$

Por cálculos directos y simplificando se obtiene

$$E_0 = 2kc_1 c_{-1} = 2k|c_1|^2 \quad \dots (91)$$

Por tanto, la energía es proporcional al cuadrado de la amplitud $|c_1|$.

ANEXO 3

MODELO DE ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE NECESIDADES DE LAS UNIVERSIDADES TRUJILLANAS PARA EL MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA

ENTREVISTADO:

Apellidos y Nombres:

Cargo:

Profesión:

Empresa:

ENTREVISTADOR:

Apellidos y Nombres: Paredes López, Pedro Manuel

Universidad: Universidad Cesar Vallejo

Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica

1) ¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?

SI NO

Si respuesta fue SI, mencione algún ejemplo.

.....

.....

2) Desde su punto de vista ¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario? ¿Por qué?

- Muy importante
- Poco importante
- No es importante

.....
.....
.....

3) Según su punto de vista, liste en orden de importancia las siguientes características del módulo de vibraciones.

- A) Bajo Costo
- B) Facilidad de manejo
- C) Fácil Transporte
- D) Fácil Ensamblado
- E) Seguro
- F) Versátil

.....
.....
.....

4) Considerando que el modulo es para uso universitario ¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para el módulo de vibraciones?

- 1 HP
- 2HP
- 3 HP

.....
.....

5) Desde su perspectiva y sabiendo que el equipo será usado en el ámbito universitario ¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?

0.5x0.4x0.8 m

0.7x0.4x0.8 m

0.7x0.6x1 m

1.2x1x1 m

.....
.....

6) ¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?

.....
.....
.....

7) ¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?

Entre S/.1000 - S/.3000

Entre S/.3000 - S/.6000

Entre S/.6000 - S/.10000

Entre S/.10000 - S/.15000

S/.15000 a mas

ANEXO 4

ENTREVISTAS REALIZADAS A DOCENTES DE UNIVERSIDADES TRUJILLANAS

MODELO DE ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE
NECESIDADES DE LAS UNIVERSIDADES TRUJILLANAS PARA EL
MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE
ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN
MAQUINARIA ROTATIVA

ENTREVISTADO:

Apellidos y Nombres: Alex David Tejeda Fonce
Cargo: Docente
Profesión: INGENIERO MECÁNICO
Empresa: UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO

ENTREVISTADOR:

Apellidos y Nombres: Paredes López, Pedro Manuel
Universidad: Universidad Cesar Vallejo
Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica

1) ¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?

SI NO

Si respuesta fue SI, mencione algún ejemplo.

Fallas en redomantas
.....
.....

2) Desde su punto de vista ¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario? ¿Por qué?

- Muy importante
- Poco importante
- No es importante

un entrenamiento en situaciones reales y manipular las variables de vibraciones.

3) Según su punto de vista, liste en orden de importancia las siguientes características del módulo de vibraciones.

- A) Bajo Costo
- B) Facilidad de manejo
- C) Fácil Transporte
- D) Fácil Ensamblado
- E) Seguro
- F) Versátil

C - D B A E D

4) Considerando que el modulo es para uso universitario ¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para el módulo de vibraciones?

- 1 HP
- 2HP
- 3 HP

5) Desde su perspectiva y sabiendo que el equipo será usado en el ámbito universitario ¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?

- 0.5x0.4x0.8 m
- 0.7x0.4x0.8 m
- 0.7x0.6x1 m
- 1.2x1x1 m

.....
.....

6) ¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?

Aceero
.....
.....
.....

7) ¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?

- | | | | |
|--------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------------------|
| Entre S/.1000 - S/.3000 | <input type="checkbox"/> | Entre S/.3000 - S/.6000 | <input type="checkbox"/> |
| Entre S/.6000 - S/.10000 | <input type="checkbox"/> | Entre S/.10000 - S/.15000 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| S/.15000 a mas | <input type="checkbox"/> | | |

MODELO DE ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE NECESIDADES DE LAS UNIVERSIDADES TRUJILLANAS PARA EL MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA

ENTREVISTADO:

Apellidos y Nombres: ... de la Rosa Bocanegra
Cargo: ... Docente
Profesión: ... Ingeniero Mecánico
Empresa: ... U.C.V.

ENTREVISTADOR:

Apellidos y Nombres: Paredes López, Pedro Manuel
Universidad: Universidad Cesar Vallejo
Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica

1) ¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?

SI NO

Si respuesta fue SI, mencione algún ejemplo.

... Para el uso en Mantenimiento Predictivo:
... fallas en diversidad de maquinaria.

2) Desde su punto de vista ¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario? ¿Por qué?

- Muy importante
- Poco importante
- No es importante

..... Porque permite realizar experimentos para los cursos y también permite usarlo en investigaciones y proyectos científicos.

3) Según su punto de vista, liste en orden de importancia las siguientes características del módulo de vibraciones.

- A) Bajo Costo
- B) Facilidad de manejo
- C) Fácil Transporte
- D) Fácil Ensamblado
- D) Seguro
- E) Versátil

B - A - F - E - D - C

4) Considerando que el modulo es para uso universitario ¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para el módulo de vibraciones?

- 1 HP
- 2HP
- 3 HP

5) Desde su perspectiva y sabiendo que el equipo será usado en el ámbito universitario ¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?

- 0.5x0.4x0.8 m
- 0.7x0.4x0.8 m
- 0.7x0.6x1 m
- 1.2x1x1 m

.....
.....

6) ¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?

Acero ^(estructura), Aluminio (soportes),
.....
.....

7) ¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?

- | | | | |
|--------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------------------|
| Entre S/.1000 - S/.3000 | <input type="checkbox"/> | Entre S/.3000 - S/.6000 | <input checked="" type="checkbox"/> |
| Entre S/.6000 - S/.10000 | <input type="checkbox"/> | Entre S/.10000 - S/.15000 | <input type="checkbox"/> |
| S/.15000 a mas | <input type="checkbox"/> | | |

MODELO DE ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE NECESIDADES DE LAS UNIVERSIDADES TRUJILLANAS PARA EL MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA

ENTREVISTADO:

Apellidos y Nombres: *Vargas Díaz, Luis Alberto*
Cargo: *Docente*
Profesión: *Ingeniero*
Empresa: *U.P.A.O.*

ENTREVISTADOR:

Apellidos y Nombres: Paredes López, Pedro Manuel
Universidad: Universidad Cesar Vallejo
Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica

1) ¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?

SI NO

Si respuesta fue SI, mencione algún ejemplo.

mediante la lectura de los patrones de vibraciones se puede determinar el estado de algunas máquinas en particular



2) Desde su punto de vista ¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario? ¿Por qué?

- Muy importante
 Poco importante
 No es importante

En las especialidades en el que analizar las máquinas es una función prioritaria debería haber las herramientas tecnológicas como estos módulos

3) Según su punto de vista, liste en orden de importancia las siguientes características del módulo de vibraciones.

- A) Bajo Costo C) Fácil Transporte E) Seguro
B) Facilidad de manejo D) Fácil Ensamblado F) Versátil

No soy suficientemente conocedor para analizar este punto

4) Considerando que el modulo es para uso universitario ¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para el módulo de vibraciones?

- 1 HP 2HP 3 HP

5) Desde su perspectiva y sabiendo que el equipo será usado en el ámbito universitario ¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?

- 0.5x0.4x0.8 m 0.7x0.4x0.8 m
0.7x0.6x1 m 1.2x1x1 m

No. poseo la solvencia para responder este punto.....

6) ¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?

.....
.....
.....

7) ¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?

- | | | | |
|--------------------------|-------------------------------------|---------------------------|--------------------------|
| Entre S/.1000 - S/.3000 | <input type="checkbox"/> | Entre S/.3000 - S/.6000 | <input type="checkbox"/> |
| Entre S/.6000 - S/.10000 | <input checked="" type="checkbox"/> | Entre S/.10000 - S/.15000 | <input type="checkbox"/> |
| S/.15000 a mas | <input type="checkbox"/> | | |

MODELO DE ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE NECESIDADES DE LAS UNIVERSIDADES TRUJILLANAS PARA EL MODELADO, SIMULACIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES PARA DETECCIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA

ENTREVISTADO:

Apellidos y Nombres: Sagastegui Lescano José Luis
Cargo: Docente Mecatronica
Profesión: Ing. Electronico
Empresa: UNT

ENTREVISTADOR:

Apellidos y Nombres: Paredes López, Pedro Manuel
Universidad: Universidad Cesar Vallejo
Escuela: Ingeniería Mecánica Eléctrica

1) ¿Ha escuchado hablar de la determinación de fallas en maquinaria mediante análisis vibracional?

SI NO

Si respuesta fue SI, mencione algún ejemplo.

Utilizacion del sonido producido por los elementos mecanicos que tienen fallas.

2) Desde su punto de vista ¿Cuán importante es la presencia de un módulo de Análisis de Vibraciones en el ámbito universitario? ¿Por qué?

- Muy importante
- Poco importante
- No es importante

En las empresas todos los componentes de la maquinaria está sometido a vibraciones y su estudio en la universidad es muy importante para el futuro en las empresas

3) Según su punto de vista, liste en orden de importancia las siguientes características del módulo de vibraciones.

- A) Bajo Costo
- B) Facilidad de manejo
- C) Fácil Transporte
- D) Fácil Ensamblado
- E) Seguro
- F) Versátil

Seguro, Versátil, fácil manejo, bajo costo, fácil transporte y fácil Ensamblado

4) Considerando que el modulo es para uso universitario ¿Cuál cree que sería la potencia adecuada del motor para el módulo de vibraciones?

- 1 HP
- 2HP
- 3 HP

5) Desde su perspectiva y sabiendo que el equipo será usado en el ámbito universitario ¿Cuáles serían las medidas más adecuadas para el módulo de Análisis de Vibraciones?

- 0.5x0.4x0.8 m
- 0.7x0.4x0.8 m
- 0.7x0.6x1 m
- 1.2x1x1 m

.....
.....

6) ¿Considerando el costo y la presentación, qué material cree usted que sería el más adecuado para el módulo de análisis de Vibraciones? ¿Por qué?

plastico, acero inoxidable, porque son materiales que no se oxidan y su deterioro es menor con respecto a otros materiales

7) ¿Qué rango de precios considera usted que es razonable para la fabricación de un módulo de Análisis de Vibraciones?

Entre S/.1000 - S/.3000

Entre S/.3000 - S/.6000

Entre S/.6000 - S/.10000

Entre S/.10000 - S/.15000

S/.15000 a mas

ANEXO 5

NORMA ISO 2372:1974

INTERNATIONAL STANDARD ISO 2372:1974

**Mechanical vibration of machines with
operating speeds from 10 to 200 rev/s;
Basis for specifying evaluation standards**



© ISO

ANEXO 6

NORMA BS ISO 10816-1:1995+A1:2009

BRITISH STANDARD

BS ISO 10816-1:
1995+A1:2009

**Mechanical vibration —
Evaluation of machine
vibration by
measurements on
non-rotating parts —**

Part 1: General guidelines

Licensed copy: Lee Shau Kee Library, HKUST, Version correct as of 03/01/2015, (c) The British Standards Institution 2013

ICS 17.160

NO COPYING WITHOUT BSI PERMISSION EXCEPT AS PERMITTED BY COPYRIGHT LAW



ANEXO 7

NORMA BS ISO 7919-1:1996

BS ISO 7919-1 : 1996

INTERNATIONAL
STANDARD

ISO
7919-1

Second edition
1996-07-15

**Mechanical vibration of non-reciprocating
machines — Measurements on rotating
shafts and evaluation criteria —**

Part 1:
General guidelines

*Vibrations mécaniques des machines non alternatives — Mesurages sur
les arbres tournants et critères d'évaluation —*

Partie 1: Directives générales



Reference number
ISO 7919-1:1996(E)

ANEXO 8

NORMA BS ISO 10817-1:1998

BS ISO 10817-1:1998

**INTERNATIONAL
STANDARD**

**ISO
10817-1**

First edition
1998-12-15

**Rotating shaft vibration measuring
systems —**

Part 1:
Relative and absolute sensing of radial
vibration

*Systèmes de mesure des vibrations des arbres tournants —
Partie 1: Captage relatif et captage absolu des vibrations radiales*



Reference number
ISO 10817-1:1998(E)

ANEXO 9

PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE 304 - MATWEB


Data sheets for over 125,000 metals, plastics, ceramics, and composites.
Advertise with MatWeb! REGISTER NOW

[HOME](#) • [SEARCH](#) • [TOOLS](#) • [SUPPLIERS](#) • [FOLDERS](#) • [ABOUT US](#) • [FAQ](#) • [LOG IN](#)

Searches: [Advanced](#) | [Category](#) | [Property](#) | [Metals](#) | [Trade Name](#) | [Manufacturer](#) | [Recently Viewed Materials](#)
stainless steel 410 [SEARCH](#)



Design better products. Solve problems faster.

Metallurgy webinars - learn about the metals used in your products
Topics: steel, aluminum, failure analysis, corrosion, cast iron, electroplating, and more

304 Stainless Steel

Categories: [Metal](#) | [Ferrous Metal](#) | [Heat Resisting](#) | [Stainless Steel](#) | [T 300 Series Stainless Steel](#)

Material Notes: This MatWeb entry has typical values for specimens of unknown form/heat treatment but appear to be annealed samples. We are creating other entries for more specific heat treatments and forms. Austenitic Cr-Ni stainless steel. Better corrosion resistance than Type 302. High ductility, excellent drawing, forming, and spinning properties. Essentially non-magnetic, becomes slightly magnetic when cold worked. Low carbon content means less carbide precipitation in the heat-affected zone during welding and a lower susceptibility to intergranular corrosion.

Applications: beer kegs, bellows, chemical equipment, coal hopper linings, cooking equipment, cooling coils, cryogenic vessels, dairy equipment, evaporators, flatware utensils, feedwater tubing, flexible metal hose, food processing equipment, hospital surgical equipment, hypodermic needles, kitchen sinks, marine equipment and fasteners, nuclear vessels, oil well filter screens, refrigeration equipment, paper industry, pots and pans, pressure vessels, sanitary fittings, valves, shipping drums, spinning, still tubes, textile dyeing equipment, tubing.

Corrosion Resistance: resists most oxidizing acids and salt spray.

UNS S30400, AMS 5601, 5513, 5560, 5565; ASME SA182, SA194 (B), SA213, SA240; ASTM A167, A182, A193, A194

Key Words: aisi304, AISI 304, T304, T 304, SUS304, SS304, 304SS, 304 SS, UNS S30400, AMS 5501, AMS 5513, AMS 5560, AMS 5565, AMS 5566, AMS 5567, AMS 5639, AMS 5697, ASME SA182, ASME SA194 (B), ASME SA213, ASME SA240, ASME SA249, ASME SA312, ASME SA320 (B8), ASME SA358, ASME SA376, ASME SA403, ASME SA409, ASME SA430, ASME SA479, ASME SA688, ASTM A167, ASTM A182, ASTM A193, ASTM A194, ASTM A666, FED QQ-S-763, MILSPEC MIL-S-5059, SAE 30304, DIN 1.4301, X5CrNi189, B.S. 304 S 15, EN 58E, PN 86020 (Poland), OH18N9, ISO 4954 X5CrNi189E, ISO 683/13 11, 18-8

Vendors: [Click here to view all available suppliers for this material.](#)

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#) | [Download as PDF](#) | [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)
[Export data to your CAD/FEA program](#)

Add to Folder: My Folder 0/0

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	8.00 g/cc	0.289 lb/in ³	
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	123	123	Converted from Rockwell B hardness.
Hardness, Knoop	138	138	Converted from Rockwell B hardness.
Hardness, Rockwell B	70	70	
Hardness, Vickers	129	129	Converted from Rockwell B hardness.
Tensile Strength, Ultimate	505 MPa	73200 psi	
Tensile Strength, Yield	215 MPa	31200 psi	
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %	
Elongation at Break	70 %	70 %	in 50 mm
Modulus of Elasticity	193 GPa	28000 ksi	
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Shear Modulus	77.0 GPa	11200 ksi	
Izod Impact 	150 J	111 ft-lb	V-Notch
	@Temperature -195 °C	@Temperature -319 °F	
	150 J	111 ft-lb	V-Notch
	@Temperature 21.0 °C	@Temperature 69.8 °F	
Charpy Impact	325 J	240 ft-lb	
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity 	0.0000720 ohm-cm	0.0000720 ohm-cm	
	@Temperature 20.0 °C	@Temperature 68.0 °F	
	0.000116 ohm-cm	0.000116 ohm-cm	
	@Temperature 650 °C	@Temperature 1200 °F	
Magnetic Permeability	1.020	1.020	at RT
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear 	17.3 µm/m-°C	9.61 µin/in-°F	
	@Temperature 0.000 - 100 °C	@Temperature 32.0 - 212 °F	
	17.6 µm/m-°C	9.89 µin/in-°F	
	@Temperature 0.000 - 315 °C	@Temperature 32.0 - 599 °F	
	18.7 µm/m-°C	10.4 µin/in-°F	
	@Temperature 0.000 - 650 °C	@Temperature 32.0 - 1200 °F	
Specific Heat Capacity	0.500 J/g-°C	0.120 BTU/lb-°F	
	@Temperature 0.000 - 100 °C	@Temperature 32.0 - 212 °F	
Thermal Conductivity 	16.2 W/m-K	112 BTU-in/hr-°F	
	@Temperature 0.000 - 100 °C	@Temperature 32.0 - 212 °F	
	21.5 W/m-K	149 BTU-in/hr-°F	
	@Temperature 550 °C	@Temperature 932 °F	
Melting Point	1400 - 1455 °C	2550 - 2651 °F	
Solidus	1400 °C	2550 °F	
Liquidus	1455 °C	2651 °F	
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	<= 0.080 %	<= 0.080 %	
Chromium, Cr	18 - 20 %	18 - 20 %	
Iron, Fe	66.345 - 74 %	66.345 - 74 %	as balance
Manganese, Mn	<= 2.0 %	<= 2.0 %	
Nickel, Ni	8.0 - 10.5 %	8.0 - 10.5 %	
Phosphorus, P	<= 0.045 %	<= 0.045 %	
Silicon, Si	<= 1.0 %	<= 1.0 %	
Sulfur, S	<= 0.030 %	<= 0.030 %	

References for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [Terms of Use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

ANEXO 10

SECUENCIA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL EJE

1. Cargas sobre el eje

1.1. Peso del disco.

Sabiendo que el diámetro del disco es 250 mm y el espesor 7/16" usando la ecuación 92 el volumen del disco es:

$$V_d = (A_d - A_h) \cdot e \quad \dots (92)$$

V_d :	Volumen del disco (m^3)
A_d :	Área de superficial del disco (m^2)
A_h :	Área de superficial de un agujero (m^2)
n :	Numero de agujeros en el disco (Adim)
e :	Espesor del disco (m)

$$V_d = \pi \left(\left(\frac{0.25}{2} \right)^2 - 60 \left(\frac{0.008}{2} \right)^2 - \left(\frac{0.0381}{2} \right)^2 \right) (0.01111) = 4.9919 \times 10^{-4} m^3$$

Para determinar el peso del disco se emplea la ecuación 93.

$$W_d = \rho_{inox} \cdot V_d \cdot g \quad \dots (93)$$

Donde:

W_d :	Peso del disco (N)
ρ_{inox} :	Densidad del acero inoxidable (kg/m^3)
g :	Aceleración de la gravedad (m/s^2)

La densidad del acero inoxidable 304 es $\rho_{inox} = 8000 \text{ kg/m}^3$ (Ver Anexo 9).
Reemplazando la densidad y el volumen del disco en la ecuación 93 se tiene:

$$W_d = (8000) \cdot (4.9919 \times 10^{-4}) \cdot 9.81 = 39.1762 \text{ N}$$

1.2. Peso del eje

Se toma el diámetro del eje del rotor igual al diámetro calculado en el análisis paramétrico (38.1 mm) para realiza el cálculo inicial, posteriormente se calculará el diámetro adecuado del eje basándose en criterios de falla para corroborar el cálculo.

El volumen del eje se calcula con la ecuación 94.

$$V_{eje} = A_{eje} \cdot L_{eje} \quad \dots (94)$$

V_{eje} : Volumen del eje (m^3)

A_{eje} : Área de transversal del eje (m^2)

L_{eje} : Longitud del eje (m)

$$V_{eje} = \pi \left(\frac{0.0381}{2} \right)^2 (0.5) = 5.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Para determinar el peso del eje se emplea la ecuación 95.

$$W_{eje} = \rho_{inox} \cdot V_{eje} \cdot g \quad \dots (95)$$

Donde:

W_{eje} : Peso del eje (N)

Reemplazando los datos en la ecuación 95, se tiene:

$$W_{eje} = (8000) \cdot (5.7 \times 10^{-4}) \cdot 9.81 = 44.7372 \text{ N}$$

Por lo tanto, el peso total es:

$$W_T = W_d + W_{eje} = 83.9134 \text{ N}$$

Donde:

W_T : Peso Total sobre el eje (N)

1.3. Torque del motor

$$T = \frac{P \cdot 746}{\pi \left(\frac{\omega_m}{30} \right)} \quad \dots (96)$$

Donde:

T : Torque del motor (Nm)

P : Potencia del motor (HP)

ω_m : Velocidad de rotación del motor (RPM)

La potencia del motor quedo definida a 1 HP como resultado de las entrevistas. Por otra parte, el motor debe permitir el realizar ensayos en amplio rango de velocidades por lo que se optó por uno de 3600 RPM por ser un valor de velocidad usual en el mercado para motores de baja potencia. Reemplazando los datos en la ecuación 96 el resultado del torque del motor es:

$$T = \frac{1 \cdot 746}{\pi \left(\frac{3600}{30} \right)} = 1.9788 \text{ N.m}$$

1.4. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL)

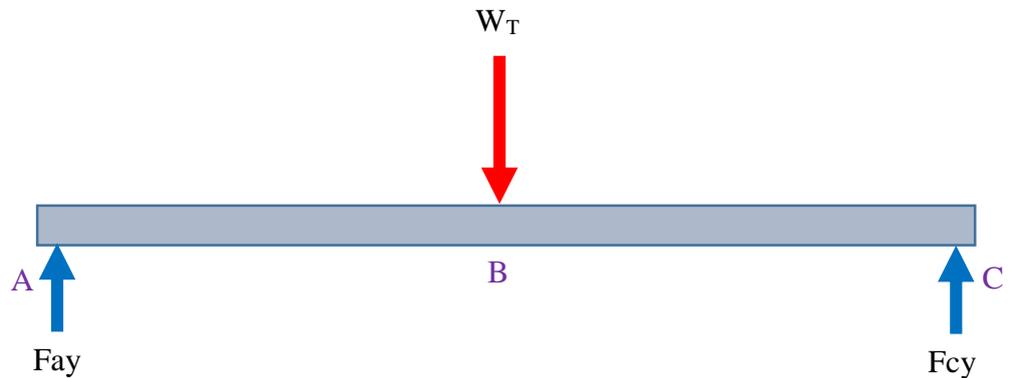


Figura 69. Diagrama de cuerpo libre del eje (DCL).

Fuente: Elaboración propia

Empleando las condiciones de equilibrio (Ecuaciones 97 a la 99) y el diagrama de cuerpo libres (Ver Figura 69), se determinan las reacciones F_{ay} y F_{cy} .

$$\sum F_x = 0 \quad \dots (97)$$

$$\sum F_y = F_{ay} - W_T + F_{cy} = 0 \quad \dots (98)$$

$$\sum M_A = -W_T \left(\frac{L}{2}\right) + F_{cy}(L) = 0 \quad \dots (99)$$

Donde:

F_{ay} : Fuerza de reacción en el punto A (N)

F_{cy} : Fuerza de reacción en el punto C (N)

W_T : Fuerza total sobre el eje en el punto B (N)

M_A : Momento sobre el punto A (N)

L : Longitud de separación entre los apoyos (A y C) (m)

Reemplazando datos se tiene que las fuerzas de reacción son:

$$F_{cy} = \frac{W_T}{2} = \frac{83.9134}{2} = 41.9567 \text{ N}$$

$$F_{ay} = W_T - F_{cy} = 83.9134 - 41.9567 = 41.9567 \text{ N}$$

1.5. Diseño del eje en carga estática

1.5.1. Diagrama de fuerza Cortante y momento Flector

El diagrama de Fuerza cortante y el de momento Flector para el diagrama de cuerpo de la Figura 69 se muestra en la Figura 70.

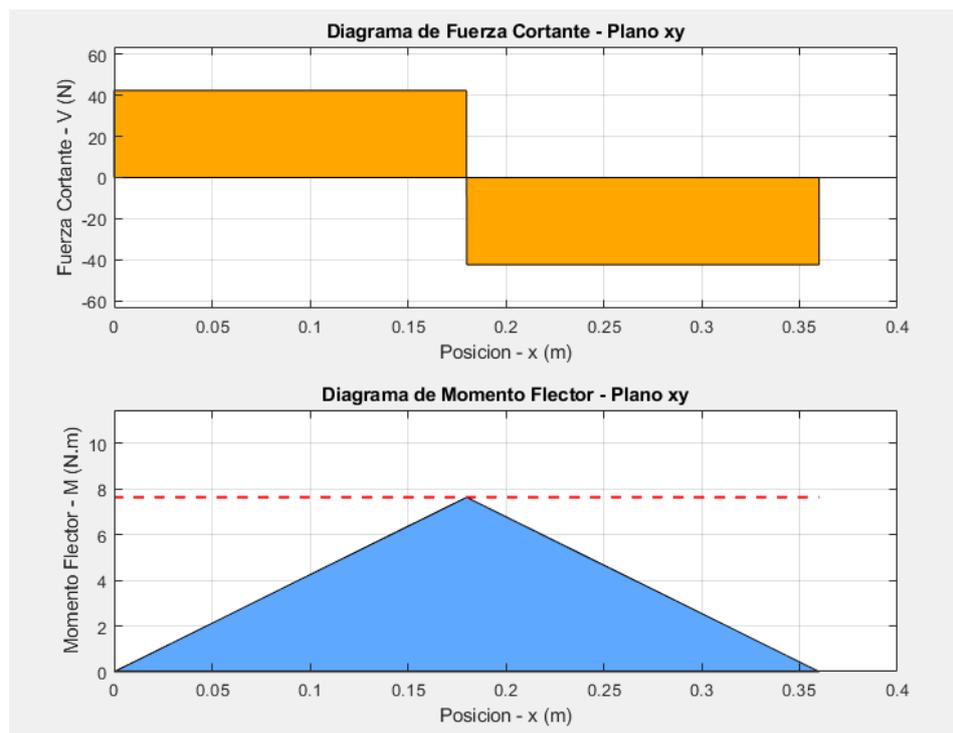


Figura 70. Diagrama de fuerza cortante (arriba) y diagrama de momento flector (abajo)

Fuente: Elaboración propia

El valor para el Momento máximo es:

$$M_{max} = 7.5501 \text{ N.m}$$

1.5.2. Criterio de Falla de la Energía de la distorsión (ED)

Con los datos del Torque (T) y el momento máximo (M_{max}) se puede determinar el diámetro adecuado del eje sometido a carga estática. Para realizar el cálculo primero se define el valor del Factor de Seguridad como ($FS_{est} \geq 5$) para un diseño conservador. La relación entre los esfuerzos y el factor de seguridad se ve en la ecuación 100.

$$FS_{est} = \frac{Sy}{\sigma'} \quad \dots (100)$$

Donde:

FS_{est} : Factor de seguridad en carga estática (Adim)

Sy : Resistencia a la fluencia del material (MPa)

σ' : Esfuerzo de Von Mises (MPa)

Donde el esfuerzo de Von Mises queda expresado en la ecuación 101:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{max}}{\pi(d_{eje})^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \cdot T_{max}}{\pi(d_{eje})^3}\right)^2} \quad \dots (101)$$

Donde:

M_{max} : Momento máximo en el punto de análisis sobre el eje (Nm)

T_{max} : Torque máximo en el punto de análisis sobre el eje (Nm)

d_{eje} : Diámetro del eje (m)

Reemplazando la ecuación 101 en la 100 y despejando el diámetro del eje d_{eje} se obtiene la ecuación 102.

$$d_{eje} = \sqrt[6]{\frac{(32 \cdot M_{max})^2 + 3(16 \cdot T)^2}{\pi^2 \left(\frac{S_y}{FS_{est}}\right)^2}} \quad \dots (102)$$

Por lo tanto, el diámetro es:

$$d_{eje} = \sqrt[6]{\frac{(32 \cdot 7.5501)^2 + 3(16 \cdot 1.9788)^2}{\pi^2 \left(\frac{215 \cdot 10^6}{5}\right)^2}} = 0.01224 \text{ m}$$

Aplicando el criterio de falla de la energía de la distorsión para materiales dúctiles (ED), el diámetro adecuado para obtener un factor de seguridad de $FS_{est} = 5$ sería $d_{eje} = 12.288 \text{ mm}$ que es mucho menor que el diámetro del eje $d_{eje} = 38.1 \text{ mm}$ que se tomó al iniciar el cálculo; esto indica que los niveles de esfuerzo en carga estática son bastante bajos.

1.6. Diseño del eje en fatiga

El siguiente paso en el desarrollo del diseño es analizar el eje en fatiga y verificar el funcionamiento bajo una fuerza alternante.

1.6.1. Fuerza alternante

La fuerza desarrollada por la masa de desbalance es del tipo alternante y se puede describir con las ecuaciones 103 y 104.

$$F_x = -m\varepsilon\Omega^2 \cos(\Omega t) \quad \dots (103)$$

$$F_y = -m\varepsilon\Omega^2 \sin(\Omega t) - W_T \quad \dots (104)$$

Donde:

F_x : Fuerza alternante en el eje x (N)

F_y : Fuerza alternante en el eje y (N)

m : Masa de desbalance (kg)

ε : Distancia desde el eje de rotación a la masa de desbalance (m)

Ω : Velocidad de rotación del motor (rad/s)

t : Tiempo transcurrido (s)

Para convertir la velocidad del motor a rad/s se hace uso de la ecuación 105:

$$\Omega = \frac{2\pi(RPM)}{60} \quad \dots (105)$$

$$\Omega = \frac{2\pi(3600)}{60} = 376.9911 \text{ rad/s}$$

Los valores mínimo y máximo de la fuerza se hayan cuando $\Omega t = \pi/2 \text{ rad}$ y $\Omega t = 3\pi/2 \text{ rad}$ respectivamente. Sustituyendo las dos condiciones en la ecuación 104, se tiene:

$$F_{y-min} = -(0.16)(0.11)(376.9911)^2 \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) - 58.0467 = -2585.3 \text{ N}$$

$$F_{y-max} = -(0.16)(0.11)(376.9911)^2 \sin\left(\frac{3\pi}{2}\right) - 58.0467 = 2417.4 \text{ N}$$

Con los valores mínimo y máximo de la fuerza se puede determinar las componentes del momento en el mismo punto ($L/2$) usando las ecuaciones 106 y 107.

$$M_{max} = \frac{(F_{y-max})}{2} \left(\frac{L}{2}\right) \quad \dots (106)$$

$$M_{min} = \frac{(F_{y-min})}{2} \left(\frac{L}{2}\right) \quad \dots (107)$$

Reemplazando datos en las ecuaciones anteriores se tiene:

$$M_{max} = \frac{(2103.8)}{2} \left(\frac{0.36}{2}\right) = 184.3297 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = \frac{(-2273.6)}{2} \left(\frac{0.36}{2}\right) = -197.1265 \text{ Nm}$$

1.6.2. Momento medio y alternante

Las componentes medio y alternante del momento de flexión y del momento de torsión están expresadas en las ecuaciones 108 a la 111.

$$M_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right| \quad \dots (108)$$

$$M_m = \left| \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \right| \quad \dots (109)$$

$$T_a = \left| \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right| \quad \dots (110)$$

$$T_m = \left| \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \right| \quad \dots (111)$$

Donde:

M_a : Momento de flexión alternante (Nm)

M_m : Momento de flexión medio (Nm)

T_a : Momento de Torsión alternante (Nm)

T_m : Momento de Torsión medio (Nm)

Aplicando los resultados del momento de flexión máximo y mínimo las componentes alternante y medio del momento son:

$$M_a = \left| \frac{184.3297 - (-197.1265)}{2} \right| = 190.7281 \text{ Nm}$$

$$M_m = \left| \frac{189.342 + (-204.624)}{2} \right| = -6.3984 \text{ Nm}$$

Para el caso del momento de torsión tan solo existe un valor de torsión constante en el eje que depende de la potencia y la velocidad del motor (ecuación 96), por lo tanto, las componentes quedan definidas como:

$$T_a = 0$$

$$T_m = 1.9788 \text{ N.m}$$

1.6.3. Límite de resistencia a la fatiga

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga se emplea la ecuación de Marín que se expresa en la ecuación 112.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \dots (112)$$

Donde:

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación del tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

- k_f : Factor de modificación de efectos varios
- S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en ensayo de viga rotatoria
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga un elemento de máquina

Factor de modificación de la condición superficial

Este factor depende de la calidad del acabado superficial, y se calcula con la ecuación 113. Donde los valores a y b se toman de la Figura 71

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \dots (113)$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura 71. Factores para a y b

Fuente: Elaboración propia

Para el caso del eje se realizará un maquinado a toda la superficie, por lo cual el valor de K_a es:

$$k_a = 4.51(505)^{-0.265} = 0.8666$$

Factor de modificación del tamaño

Este factor depende del diámetro del eje, el cual no se conoce inicialmente, pero del análisis en carga estática se calculó un diámetro $d_{eje} = 0.0109 \text{ m}$ con lo cual se tiene que para este tamaño de eje la ecuación para K_b cuando $2.79 < d_{eje} \leq 51 \text{ mm}$:

$$k_b = 1.24(d_{eje})^{-0.107} \quad \dots (114)$$

$$k_b = 1.24(38.1)^{-0.107} = 0.84$$

Factor de modificación de la carga

El valor de este factor depende de la condición de carga donde para el caso de la torsión combinada con otros esfuerzos k_c es:

$$k_c = 1$$

Factor de modificación de la temperatura

El eje no está pensado para trabajar a altas temperaturas por lo que se toma

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad

Para este caso el valor de este factor se tomará como:

$$k_e = 1$$

Factor de modificación de efectos varios

El eje no será sometido a otras condiciones especiales por lo que el valor para este factor es:

$$k_f = 1$$

El valor de la resistencia a la fatiga se calcula con la ecuación 115.

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad \text{cuando} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad \dots (115)$$

$$S'_e = 0.5(505) = 252.5 \text{ MPa}$$

Reemplazando los datos en la ecuación de Marin se tiene:

$$S_e = (0.8666)(0.84)(1)(1)(1)(1)252.5 = 183.7928 \text{ MPa}$$

1.6.4. Criterio de Falla de ASME Elíptica

Con los datos medio y alternante del Torque (T) y el momento (M) se puede determinar el diámetro adecuado del eje sometido a fatiga. Como se hizo en el análisis de carga estática se define el valor del Factor de Seguridad en fatiga como ($FS_{fat} = 5$). Para el criterio de falla de ASME Elíptica la relación entre los esfuerzos y el factor de seguridad se ve en la ecuación 116.

$$\left(\frac{FS_{fat} \cdot \sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{FS_{fat} \cdot \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \dots (116)$$

Donde:

FS_{fat} : Factor de seguridad en carga estática (Adim)

σ_a : Esfuerzo alternante (Nm)

σ_m : Esfuerzo medio (Nm)

La ecuación para determinar el diámetro del eje (d_{eje}) usando el criterio de falla de ASME Elíptica esta expresada en la ecuación 117 y deriva de la ecuación 116.

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\left(\frac{16 \cdot FS_{fat}}{\pi}\right) \sqrt{4 \left(\frac{K_f \cdot M_a}{S_e}\right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} \cdot T_a}{S_e}\right)^2 + 4 \left(\frac{K_f \cdot M_m}{S_y}\right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} \cdot T_m}{S_y}\right)^2}} \quad \dots (117)$$

Donde:

K_f : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la flexión

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a la torsión

Reemplazando datos anteriormente calculados en la ecuación 117 el diámetro para el eje sometido a fatiga es:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\left(\frac{16 \cdot 5}{\pi}\right) \sqrt{4\left(\frac{1 \cdot 190.7281}{183.7928 \cdot 10^6}\right)^2 + 3\left(\frac{1 \cdot (0)}{183.7928 \cdot 10^6}\right)^2 + 4\left(\frac{1 \cdot 6.3984}{215 \cdot 10^6}\right)^2 + 3\left(\frac{1 \cdot 1.9788}{215 \cdot 10^6}\right)^2}}$$

$$d_{eje} = 0.0375332 = m$$

Empleando el criterio de falla de ASME Elíptica el diámetro adecuado para obtener un factor de seguridad de $FS_{fat} = 5$ sería $d_{eje} = 37.5332 \text{ mm}$ que es cercano al valor que se ha tomado al inicio del cálculo $d_{eje} = 38.1 \text{ mm}$. La diferencia entre ambos resultados es:

$$\Delta d = \left(\frac{38.1 - 37.5332}{37.5332}\right) \cdot 100 = 1.5 \%$$

La diferencia se debe a que en este cálculo el factor de seguridad es exactamente $FS_{fat} = 5$ mientras que en el resultado de la parametrización es $FS_{fat} = 5.2299$.

ANEXO 11

FICHA TÉCNICA DEL MOTOR ELÉCTRICO

MOTOR ELECTRICO Y90S-2 2.0 HP

BME1030052



APLICACIONES

- Maquinas operacionales. (tornos, rectificación, mecanización, taladro, etc.)
- Equipamientos para agricultura.
- Industria química, textiles, alimenticias, madera, entre otros



Especificaciones Técnicas

MODELO	Y90S-2
GRADO DE PROTECCIÓN	IP44
POTENCIA	2.0 HP
VOLTAJE	220/380V
INTENSIDAD	6/3.4A
VELOCIDAD	3600 RPM
CLASE	B
FRECUENCIA	60Hz.
PESO	19KG

LOS DATOS PUEDEN VARIAR SIN PREVIO AVISO

SOPORTE TECNICO

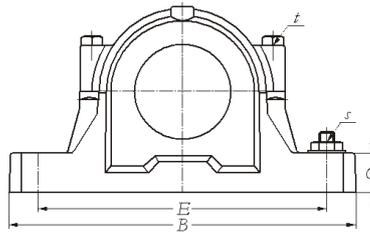
ANEXO 12

CATÁLOGO DE CHUMACERAS BIPARTIDAS SLB

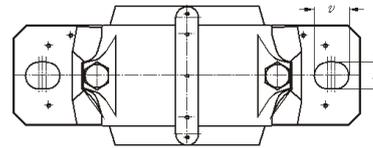
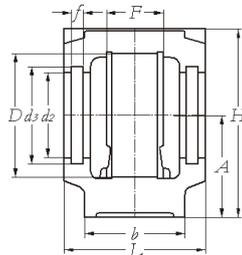
SLB SNU 500-600



PLUMMER BLOCK HOUSINGS



HOUSING SIZE	SHAFT DIAMETER	PLUMMER BLOCK HOUSING	PLUMMER BLOCK HOUSING DIMENSIONS (mm)										
	<i>d</i> (mm)		<i>D</i> (H8)	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>G</i>	<i>F</i> (H13)	<i>A</i> (h13)	<i>L</i>	<i>H</i>	<i>E</i>	<i>d</i> ₂ (H12)	<i>d</i> ₃ (H13)
SNU 505	20	SNU 505	52	165	46	19	25	40	67	73	130	31.5	39.5
SNU 605	20	SNU 506-605	62	185	52	22	32	50	77	88	150	36.5	44.5
SNU 506	25	SNU 506-605	62	185	52	22	32	50	77	88	150	36.5	44.5
SNU 606	25	SNU 507-606	72	185	52	22	34	50	82	93	150	46.5	54.5
SNU 507	30	SNU 507-606	72	185	52	22	34	50	82	93	150	46.5	54.5
SNU 607	30	SNU 508-607	80	205	60	25	39	60	85	107	170	51.5	59.5
SNU 508	35	SNU 508-607	80	205	60	25	39	60	85	107	170	51.5	59.5
SNU 608	35	SNU 510-608	90	205	60	25	41	60	90	112	170	62.0	70.5
SNU 509	40	SNU 509	85	205	60	25	30	60	85	109	170	56.5	64.5
SNU 609	40	SNU 511-609	100	255	70	28	44	70	95	127	210	67.0	75.5
SNU 510	45	SNU 510-608	90	205	60	25	41	60	90	112	170	62.0	70.5
SNU 610	45	SNU 512-610	110	255	70	30	48	70	105	133	210	72.0	80.5
SNU 511	50	SNU 511-609	100	255	70	28	44	70	95	127	210	67.0	75.5
SNU 611	50	SNU 513-611	120	275	80	30	51	80	110	148	230	77.0	85.5
SNU 512	55	SNU 512-610	110	255	70	30	48	70	105	133	210	72.0	80.5
SNU 612	55	SNU 515-612	130	280	80	30	56	80	115	154	230	87.0	95.5
SNU 513	60	SNU 513-611	120	275	80	30	51	80	110	148	230	77.0	85.5
SNU 613	60	SNU 516-613	140	315	90	32	58	95	120	175	260	92.5	101.0
SNU 515	65	SNU 515-612	130	280	80	30	56	80	115	154	230	87.0	95.5
SNU 615	65	SNU 518-615	160	345	100	35	65	100	140	191	290	102.5	111.0



PLUMMER BLOCK HOUSING DIMENSIONS (mm)						APPROPRIATE APARTMENT					
f	H	v	s	t	WEIGHT Kg	BEARING NUMBER	ADAPTER SLEEVE	LOCATING RING		SEAL NUMBER	END COVER
								NUMBER	QTY		
5	15	20	M 12	M 8	1.4	1205 K	H 205	SR 52X5	2	U 505	505 UA
						2205 K	H 305	SR 52X7	1		
5	15	20	M 12	M 8	1.9	1305 K	H 305	SR 62X7.5	2	U 605	506 UA
						2305 K	H 2305	SR 62X8	1		
5	15	20	M 12	M 8	1.9	1206 K	H 206	SR 62X8	2	U 506	506 UA
						2206 K	H 306	SR 62X6	2		
5	15	20	M 12	M 10	2.0	1306 K	H 306	SR 72X7.5	2	U 606	507 UA
						2306 K	H 2306	SR 72X7	1		
5	15	20	M 12	M 10	2.0	1207 K	H 207	SR 72X8.5	2	U 507	507 UA
						2207 K	H 307	SR 72X5.5	2		
5	15	20	M 12	M 10	2.7	1307 K	H 307	SR 80X9	2	U 607	508 UA
						2307 K	H 2307	SR 80X8	1		
5	15	20	M 12	M 10	2.7	1208 K	H 208	SR 80X10.5	2	U 508	508 UA
						2208 K	H 308	SR 80X8	2		
5	15	20	M 12	M 10	2.9	1308 K	H 308	SR 90X9	2	U 608	511 NA-510 UA
						2308 K	H 2308	SR 90X8	1		
5	15	20	M 12	M 10	2.8	1209 K	H 209	SR 85X5.5	2	U 509	509 UA
						2209 K	H 309	SR 85X7	1		
5	18	24	M 16	M 12	4.5	1309 K	H 309	SR 100X9.5	2	U 609	512 NA-511 UA
						2309 K	H 2309	SR 100X8	1		
5	15	20	M 12	M 10	2.9	1210 K	H 210	SR 90X10.5	2	U 510	511 NA-510 UA
						2210 K	H 310	SR 90X9	2		
5	18	24	M 16	M 12	5.0	1310 K	H 310	SR 110X10.5	2	U 610	513 NA-512 UA
						2310 K	H 2310	SR 110X8	1		
5	18	24	M 16	M 12	4.5	1211 K	H 211	SR 100X11.5	2	U 511	512 NA-511 UA
						2211 K	H 311	SR 100X9.5	2		
5	18	24	M 16	M 12	6.3	1311 K	H 311	SR 120X11	2	U 611	515 NA-513 UA
						2311 K	H 2311	SR 120X8	1		
5	18	24	M 16	M 12	5.0	1212 K	H 212	SR 110X13	2	U 512	513 NA-512 UA
						2212 K	H 312	SR 110X10	2		
5	18	24	M 16	M 12	6.6	1312 K	H 312	SR 130X12.5	2	U 612	517 NA-515 UA
						2312 K	H 2312	SR 130X10	1		
5	18	24	M 16	M 12	6.3	1213 K	H 213	SR 120X14	2	U 513	515 NA-513 UA
						2213 K	H 313	SR 120X10	2		
5	22	28	M 20	M 16	9.4	1313 K	H 313	SR 140X12.5	2	U 613	518 NA-516 UA
						2313 K	H 2313	SR 140X10	1		
5	18	24	M 16	M 12	6.6	1215 K	H 215	SR 130X15.5	2	U 515	517 NA-515 UA
						2215 K	H 315	SR 130X12.5	2		
5	22	28	M 20	M 16	12.3	1315 K	H 315	SR 160X14	2	U 615	520 NA-518 UA
						2315 K	H 2315	SR 160X10	1		

ANEXO 13

CATALOGO PARA ACOPLAMIENTO DE MANDÍBULA SKF

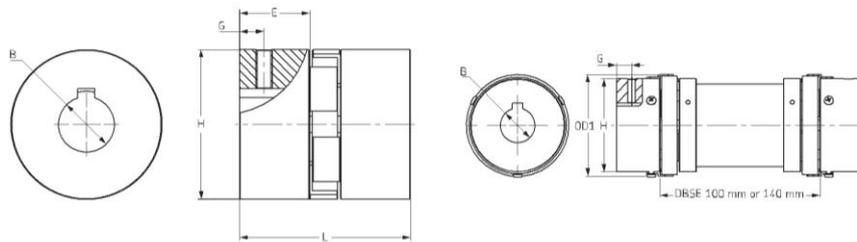


Acoplamiento de mandíbula

Dimensiones



Mazas y Espaciadores



Los espaciadores para acoplamiento de mandíbula están disponibles en longitudes de 100 mm ó 140 mm, para tamaños desde 090 a 225. Los acoplamiento de mandíbula se utilizan con elementos de Nitrilo "snap wrap" que permiten retirar el espaciador permitiendo el desplazamiento axial de los ejes sin interferir en las máquinas (motrices / conducidas).

Dimensiones

Tamaño	Dimensiones								Tornillo de fijación	Masa aproximada * kg	Velocidad Máx RPM
	B		GD	GD1*	L	E	H	G			
	Pilot	Max	mm	mm	mm	mm	mm	mm			
0,05	3,20	9,5	15,9	-	20,6	6,7	15,9	-	-	0,03	31000
050	6,35	24,0	27,5	-	44,0	16,0	27,5	6,5	M6	0,05	18000
070	6,35	19,0	35,0	-	51,0	19,0	35,0	9,5	M6	0,12	14000
075	6,35	24,0	44,5	-	54,0	23,0	44,5	9,0	M6	0,22	11000
090	6,35	24,0	54,0	-	54,0	21,0	54,0	8,7	M6	0,28	9000
095	11,11	28,0	54,0	64	54,0	25,0	54,0	11,0	M8	0,31	9000
110	17,78	35,0	65,0	77	56,0	35,0	65,0	11,0	M8	0,75	7000
110	15,87	42,0	84,0	97	108,0	43,0	84,0	19,0	M10	1,50	5000
150	15,87	48,0	96,0	112	115,0	45,0	96,0	22,0	M10	2,40	4000
190	19,05	55,0	115,0	130	133,0	54,0	102,0	22,0	M12	3,50	3600
225	19,05	60,0	127,0	143	153,0	64,0	108,0	29,0	M12	4,50	3600

* Diámetro exterior del kit de arcos

- Masa de la maza con orificio mínimo

DBSE = Distancia entre extremos del eje

La maza es de hierro fundido de alto grado. El espaciador es de aluminio.

ANEXO 14

CATALOGO PARA LAS RUEDAS DE GOMA

Venta Telefónica (01) 615 6002 | Servicio al Cliente (01) 419 2000 | Tiendas | Seguimiento de tu compra | FALABELLA | BANCO | CMR PUNTOS | VIAJES | SEGUROS | TOTTUS | LINO

SODIMAC
Homecenter | Constructor

¿Qué estás buscando?

0 Mi cuenta

☰ Categorías Campañas e Ideas

LA LIBERTAD

La navidad EMPIEZA POR CASA [VER MÁS >](#)

[< Volver a resultados](#) | [Sodimac.com.pe](#) > Construcción y Acabados > Puertas, Ventanas y Cerraduras > Cerraduras y Quincallería > Accesorios para muebles y clóset > Garrucha > Jet Garrucha móvil 3" gris

Garrucha móvil 3" gris Jet

MODELO: 11075PHGB | SKU:106708-7 | ★★★★★ [Compartir](#)



Imagen

Precio corresponde a tienda Trujillo.
El precio puede cambiar al modificar la ciudad de despacho o retiro.

S/ **27.90** c/U

Acumulas: 27 CMR Puntos

Cantidad

1

[Agregar al carro](#)

[Agregar a mi lista](#)

REVISLA LA DISPONIBILIDAD DE ESTE PRODUCTO AQUÍ:

Disponible para despacho a domicilio [Simular costo de despacho](#)

Disponible para retiro en tienda [Ver tiendas disponibles](#)

Stock disponible en tiendas [Ver stock](#)

[Características](#) [Comentarios](#)

CARACTERÍSTICAS

[VOLVER ARRIBA](#)

Atributo	Detalle
Modelo	11075PHGB
Tipo	Garruchas
Medida	3"
Altura	10
Ancho	7.2
Profundidad	13
Capacidad	80 Kg

★★★★★
[Sea el primero en revisar este producto](#)

ANEXO 15

FICHA TÉCNICA DEL VARIADOR DE VELOCIDAD

Ficha técnica del producto **ATV312HU15M2** Características



Principal

Gama de producto	Altivar 312
Tipo de producto o componente	Variador de velocidad
Destino del produc	Motores asíncronos
Aplicación específica de producto	Máquina simple
Estilo de conjunto	Con disipación de calor
Nombre de componente	ATV312
Potencia del motor en kW	1.5 kW
Potencia del motor en HP	2 hp
[Us] tensión de alimentación asignada	200...240 V (- 15...10 %)
Frecuencia de alimentación	50...60 Hz (- 5...5 %)
Número de fases de la red	Monofásica
Corriente de línea	13.3 Afor 240 V 15.8 Afor 200 V, 1 kA
Filtro CEM	Integrado
Potencia aparente	3.2 kVA
Máxima corriente transitoria	12 Afor 60 s
Potencia disipada en W	90 W at nominal load
Rango de velocidades	1...50
Perfil de control de motor asíncrono	Definido de fábrica: torque constante Control de vector de flujo sin detector con señal control de motor de tipo PWM
Consecutivo, seguido, continuo, adosado	L1, L2, L3, U, V, W, PA, PB, PA+, PC/- terminal 5 mm ² AWG 10 AI1, AI2, AI3, AOV, AOC, R1A, R1B, R1C, R2A, R2B, LI1...LI6 terminal 2.5 mm ² AWG 14
Suministro	Internal supply for logic inputs at 19...30 V, <= 100 mAfor overload and short-circuit protection Internal supply for reference potentiometer (2.2 to 10 kOhm) at 10...10.8 V, <= 10 mAfor overload and short-circuit protection
Protocolo del puerto de comunicación	CANopen Modbus
Grado de protección IP	IP20 on upper part without cover plate IP21 on connection terminals IP31 on upper part IP41 on upper part
Tarjeta opcional	CANopen daisy chain communication card DeviceNet communication card

Apr 02, 2018

Life Is On | Schneider
Electric

1

Descargo de responsabilidad: Esta documentación no ha sido diseñada como reemplazo, ni se debe utilizar para determinar la idoneidad o la confiabilidad de estos productos para aplicaciones específicas de usuarios

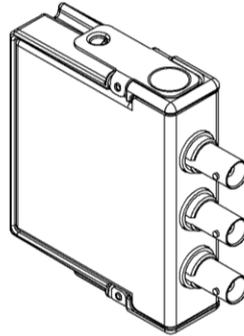
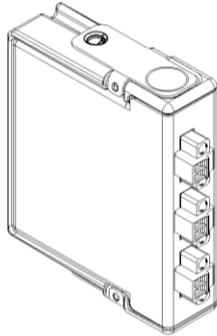
ANEXO 16

FICHA TÉCNICA DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

DATASHEET

NI 9230

3 AI, ± 30 V, 24 Bit, 12.8 kS/s/ch Simultaneous



- Screw-terminal or BNC connectivity
- Software-selectable AC/DC coupling
- Software-selectable IEPE signal conditioning (0 mA or 4 mA)
- Smart TEDS sensor compatibility
- 60 VDC, CAT I, channel-to-earth isolation

The NI 9230 is a 3-channel C Series dynamic signal acquisition module for making industrial measurements from integrated electronic piezoelectric (IEPE) and non-IEPE sensors with NI CompactDAQ or NI CompactRIO systems.

	Kit Contents	<ul style="list-style-type: none">• NI 9230• NI 9230 Getting Started Guide
	Accessories	<p>Required</p> <ul style="list-style-type: none">• EMI suppression ferrite (782802-01) (for screw terminal) <p>Recommended</p> <ul style="list-style-type: none">• NI 9971 Backshell Kit (for screw terminal)



ANEXO 17

FICHA TÉCNICA DE LA TARJETA DEL DAQ

DEVICE SPECIFICATIONS

NI cDAQ™-9171

NI CompactDAQ One-Slot Bus-Powered USB Chassis

These specifications are for the NI cDAQ-9171 chassis only. These specifications are typical at 25 °C unless otherwise noted. For the C Series module specifications, refer to the documentation for the C Series module you are using.

Analog Input

Input FIFO size	127 samples
Maximum sample rate ¹	Determined by the C Series module
Timing accuracy ²	50 ppm of sample rate
Timing resolution ²	12.5 ns
Number of channels supported	Determined by the C Series module

Analog Output

Number of channels supported	
Hardware-timed task	
Onboard regeneration	16
Non-regeneration	Determined by the C Series module
Non-hardware-timed task	Determined by the C Series module
Maximum update rate	
Onboard regeneration	1.6 MS/s (multi-channel, aggregate)
Non-regeneration	Determined by the C Series module

¹ Performance dependent on type of installed C Series module and number of channels in the task.

² Does not include group delay. For more information, refer to the documentation for each C Series module.



ANEXO 18

CATÁLOGO DE PERFILES DE ALUMINIO DE LA MARCA REXROTH

2-4 MGE 13.0 | Perfiles soporte

Datos técnicos: perfiles

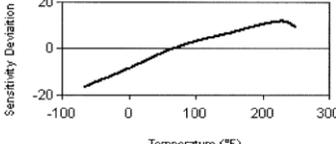
Perfil	Ranura	Superficie del perfil	Momento de inercia		Momento de resistencia		Masa	Página
			I_x (cm ⁴)	I_y (cm ⁴)	W_x (cm ³)	W_y (cm ³)		
20x20	6	1,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,4	2-11
20x20 1N	6	1,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,5	2-11
20x20 2N	6	1,8	0,7	0,8	0,7	0,8	0,5	2-11
20x20 2NVS	6	1,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,5	2-12
20x20 3N	6	1,7	0,7	0,8	0,7	0,7	0,5	2-12
20x20 R	6	1,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	2-12
20x40	6	2,9	4,6	1,2	2,5	1,4	0,8	2-13
20x60	6	3,5	14,2	1,7	4,7	1,7	0,9	2-13
20x40x40	6	4,2	6,0	6,0	2,6	2,6	1,1	2-13
10x40	6	2,1	3,2	0,2	-	-	0,6	2-14
30x30	8	3,1	2,8	2,8	1,8	1,8	0,9	2-16
30x30 1N	8	3,7	3,1	3,5	2,0	2,3	1,0	2-16
30x30 2N	8	3,5	2,8	3,5	2,1	2,7	1,0	2-16
30x30 2NVS	8	3,5	3,1	3,1	2,0	2,0	1,0	2-17
30x30 3N	8	3,3	3,1	2,8	2,3	2,2	0,9	2-17
30x30°	8	3,7	3,5	3,6	2,0	1,9	1,0	2-17
30x45°	8	4,0	3,6	5,1	2,1	2,3	1,1	2-18
30x60°	8	3,6	3,1	4,1	1,7	1,9	1,0	2-18
30x30 R	8	2,9	2,3	2,3	1,4	1,4	0,8	2-18
30x60	8	5,5	19,6	5,1	7,0	3,9	1,5	2-19
30x60 4N	8	5,8	20,2	5,5	6,7	3,8	1,6	2-19
30x60x60	8	8,2	26,2	26,2	7,6	7,6	2,2	2-19
30x90	8	7,7	60,7	7,3	13,5	4,9	2,1	2-20
30x120	8	9,9	136,3	9,6	22,7	6,4	2,7	2-20
30x45	8/10	4,0	8,1	3,9	3,9	2,9	1,1	2-21
60x60 8N	8	9,8	39,7	39,7	13,2	13,2	2,6	2-21
11x20	8	1,0	0,5	0,1	0,7	0,3	0,3	2-21
15x120	8	9,0	110,4	2,2	18,4	2,7	2,4	2-22
40x40L	10	5,6	9,1	9,1	4,5	4,5	1,5	2-25
40x40L 0N	10	6,3	10,4	10,4	5,2	5,2	1,7	2-25
40x40L 1N	10	6,1	9,8	10,4	4,8	5,2	1,7	2-25
40x40L 2N	10	6,0	9,0	10,3	4,5	5,2	1,6	2-26
40x40L 2NVS	10	6,0	9,7	9,7	4,9	4,9	1,6	2-26
40x40L 3N	10	5,8	9,7	9,0	4,8	4,5	1,6	2-26
40x30°	10	6,2	9,4	11,8	4,7	5,9	1,7	2-27
40x45°	10	6,8	9,9	16,6	5,0	8,3	1,8	2-27
40x60°	10	6,3	8,7	13,1	4,3	6,5	1,7	2-27
40x40L R	10	5,0	7,2	7,2	3,6	3,6	1,3	2-28
40x40 HR	10	5,5	8,1	7,6	4,0	3,6	1,5	2-28

Bosch Rexroth AG, 3 842 540 395 (2013-02)

DBR AUTOMATION, SL: C/ Jalón, 25. 29004 Málaga. Telf: 951 70 94 74, Fax: 951 21 57 17, E-mail: comercial@dbrautomation.com

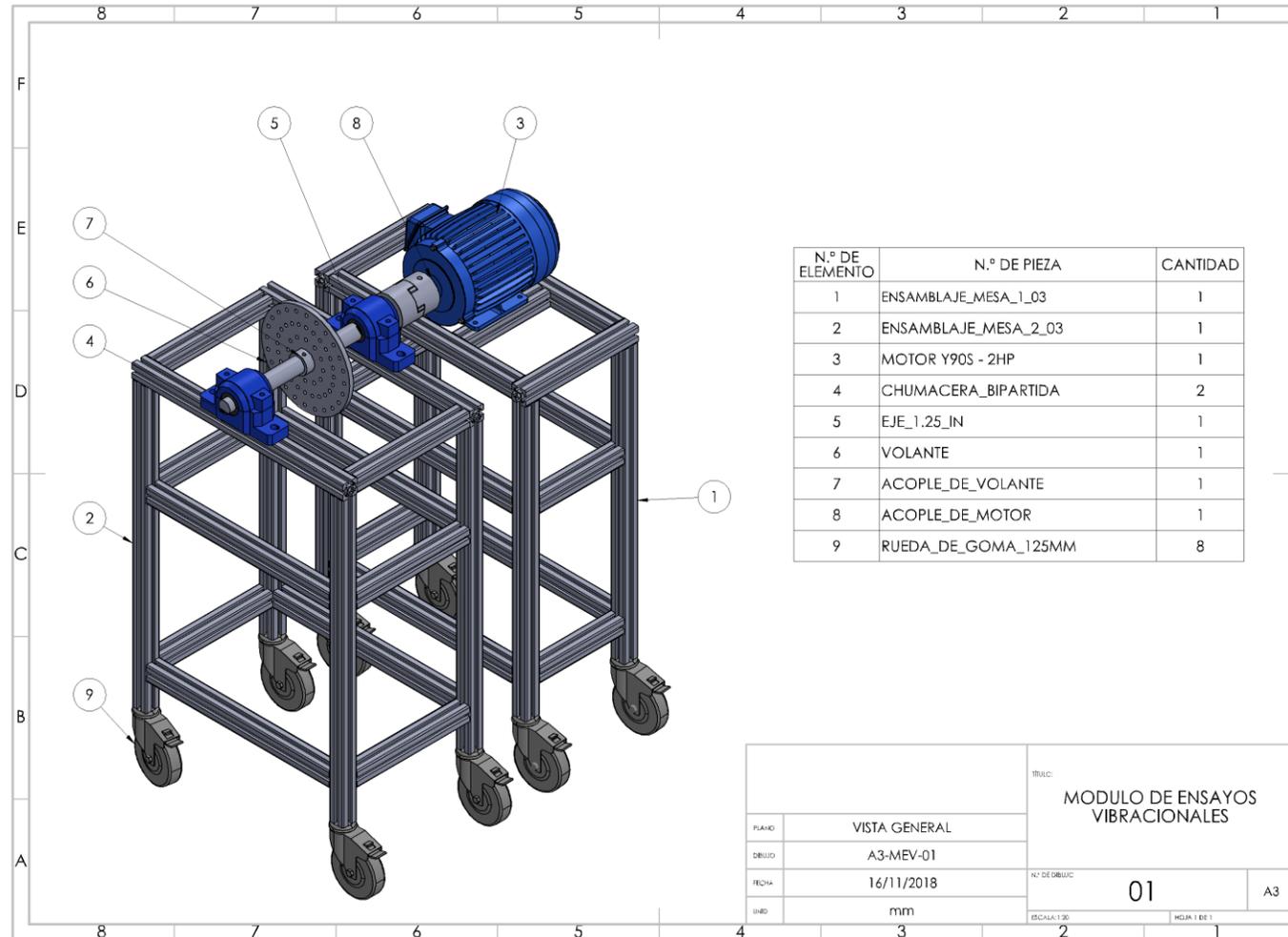
ANEXO 19

FICHA TÉCNICA DEL ACELERÓMETRO – IMISENSOR 603C01

Model Number 603C01	INDUSTRIAL ICP® ACCELEROMETER		Revision: H ECN #: 25657
Performance Sensitivity(± 10 %) [2] Measurement Range ± 50 g [3] Frequency Range(± 3 dB) 30 to 600,000 cpm [1] Resonant Frequency 1500 kcpm [1] Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz) 350 µg [1] Non-Linearity ± 1 % [4] Transverse Sensitivity ≤ 7 % [4]	ENGLISH 100 mV/g ± 50 g 30 to 600,000 cpm 1500 kcpm 350 µg ± 1 % ≤ 7 %	SI 10.2 mV/(m/s ²) ± 490 m/s ² 0.5 to 10,000 Hz 25 kHz 3434 µm/s ² ± 1 % ≤ 7 %	OPTIONAL VERSIONS Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. EX - ATEX or ATEX and CSA Hazardous Area Approval Hazardous Area Approval EEx ia IIC T4, -40°CsTas121°C, II 1 G Hazardous Area Approval CI I, Div I, Groups A, B, C, D; CI II, Div I, Groups E, F, G; CI III, Div I Hazardous Area Approval Exia IIC T4, AExia IIC, T4 Hazardous Area Approval CI I, Div 2, Groups A, B, C, D; ExnL IIC T4, AExnA IIC T4 Hazardous Area Approval EEx nL IIC T4, -40°CsTas121°C, II 3 G M - Metric Mount Supplied Accessory : Model M081A61 Mounting Stud 1/4-28 to M6 X 1 (1) TO - Temperature Output Temperature Output Range +36 to +250 °F +2 to +121 °C Temperature Scale Factor 5.56 mV/°F + 32 +10 mV/°C Electrical Connector 3-Pin MIL-C-5015 Electrical Connections(Pin A) Acceleration Output Electrical Connections(Pin B) Ground Electrical Connections(Pin C) Temperature Output Size - Height 1.86 in 47.2 Weight 2.0 oz 56.7
Environmental Overload Limit(Shock) 5000 g pk Temperature Range -65 to +250 °F Temperature Response See Graph Enclosure Rating IP68	SI 49,050 m/s ² pk -54 to +121 °C See Graph IP68	[1] [1]	
Electrical Settling Time(within 1% of bias) ≤ 2.0 sec Discharge Time Constant ≥ 0.3 sec Excitation Voltage 18 to 28 VDC Constant Current Excitation 2 to 20 mA Output Impedance <150 ohm Output Bias Voltage 8 to 12 VDC Spectral Noise(10 Hz) 8 µg/√Hz Spectral Noise(100 Hz) 5 µg/√Hz Spectral Noise(1 kHz) 4 µg/√Hz Electrical Isolation(Case) >10 ⁸ ohm	≤ 2.0 sec ≥ 0.3 sec 18 to 28 VDC 2 to 20 mA <150 ohm 8 to 12 VDC 8 µg/√Hz 5 µg/√Hz 4 µg/√Hz >10 ⁸ ohm	≤ 2.0 sec ≥ 0.3 sec 18 to 28 VDC 2 to 20 mA <150 ohm 8 to 12 VDC 78.5 (µm/s ²)/√Hz 49.1 (µm/s ²)/√Hz 39.2 (µm/s ²)/√Hz >10 ⁸ ohm	[1] [1] [1]
Physical Size (Hex x Height) 11/16 in x 1.65 in Weight 1.8 oz Mounting Thread 1/4-28 Female Mounting Torque 2 to 5 ft-lb Sensing Element Ceramic Sensing Geometry Shear Housing Material Stainless Steel Sealing Welded Hermetic Electrical Connector 2-Pin MIL-C-5015 Electrical Connection Position Top	18 mm x 42.2 mm 51 gm No Metric Equivalent 2.7 to 6.8 N-m Ceramic Shear Stainless Steel Welded Hermetic 2-Pin MIL-C-5015 Top	[5]	
 [6]	Typical Sensitivity Deviation vs Temperature 		
 	All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.		
		NOTES: [1] Typical. [2] Conversion Factor 1g = 9.81 m/s ² . [3] The high frequency tolerance is accurate within ±10% of the specified frequency. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] 1/4-28 has no equivalent in S.I. units. [6] See PCB Declaration of Conformance PS023 or PS060 for details.	
		SUPPLIED ACCESSORIES: Model 081A40 Mounting Stud Model ICS-2 NIST-traceable single-axis single-point amplitude response calibration at 6000 cpm (100 Hz) (1)	
Entered: <i>[Signature]</i>	Engineer: <i>[Signature]</i>	Sales: <i>[Signature]</i>	Approved: <i>[Signature]</i>
Date: 1/29/07	Date: 1/31/07	Date: 1/31/07	Date: 1/31/07
			Spec Number: 13145
 A PCB PIEZOTRONICS DIV. 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043		Phone: 800-959-4464 Fax: 716-684-3823 E-Mail: imi@pcb.com	

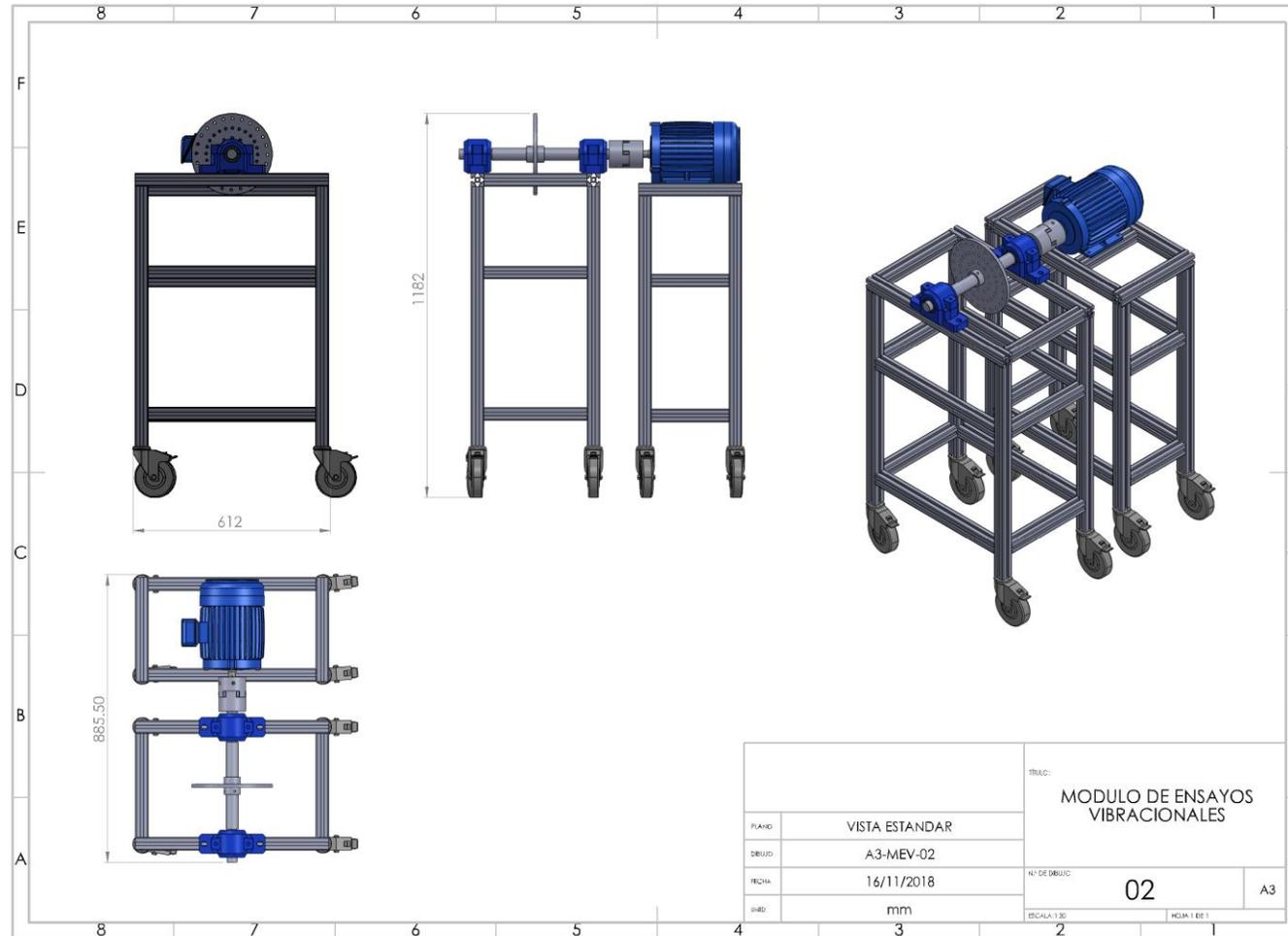
ANEXO 20

DISEÑO DE DETALLE: PLANO GENERAL DE MODULO VIBRACIONAL ENSAMBLADO



ANEXO 21

DISEÑO DE DETALLE: PLANO GENERAL DE MODULO VIBRACIONAL ENSAMBLADO Y PERSPECTIVA



ANEXO 22

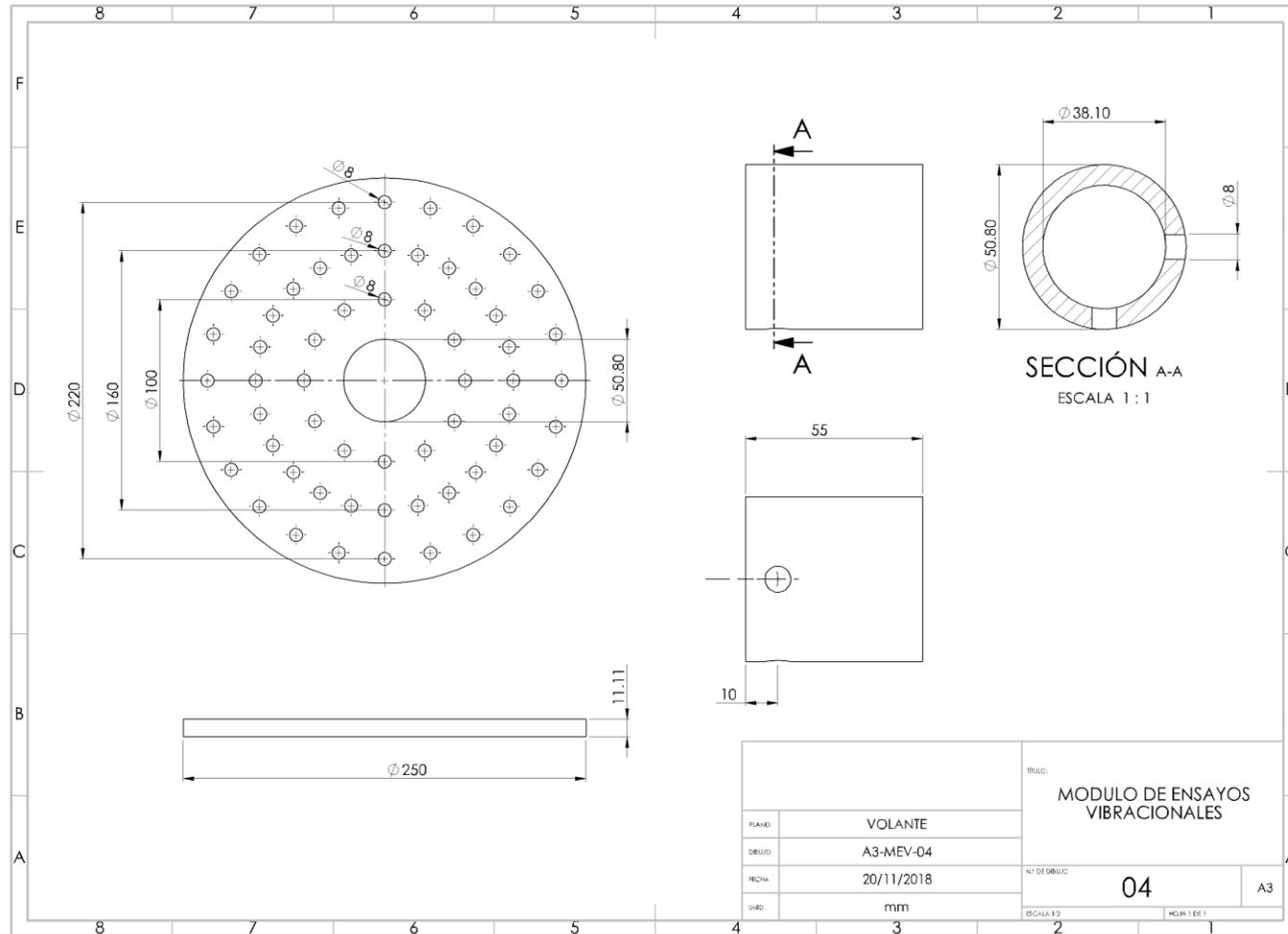
DISEÑO DE DETALLE: PLANO GENERAL DE MODULO VIBRACIONAL – VISTA EXPLOTADA

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PERFIL40X40X770MM	4
2	PERFIL40X40X520MM	10
3	PERFIL40X40X320MM	8
4	PERFIL40X40X240MM	6
5	PERFIL40X40X800MM	4
6	PERFIL40X40X600MM	2
7	MOTOR Y90S - 2HP	1
8	CHUMACERA_BIPARTIDA_INF	2
9	JEBE_CHUMACERA	8
10	CHUMACERA_BIPARTIDA_SUP	2
11	EJE_1.25_IN	1
12	VOLANTE	1
13	ACOPLE_DE_VOLANTE	1
14	PHE_L110HUB_ACOPLAMIENTO	1
15	PHE_L110NR_ACOPLAMIENTO	1
16	PHE_L110HUB_ACOPLAMIENTO - POST	1
17	RUEDA_DE_GOMA_125MM	8

PLANO:		VISTA EXPLOTADA		TITULO: MODULO DE ENSAYOS VIBRACIONALES	
DISEÑO:		A3-MEV-03			
FECHA:		18/11/2018			
UNID:		mm			
				Nº DE DIBUJO: 03	
				ESCALA: 1:30 HOJA: 1 DE 1 A3	

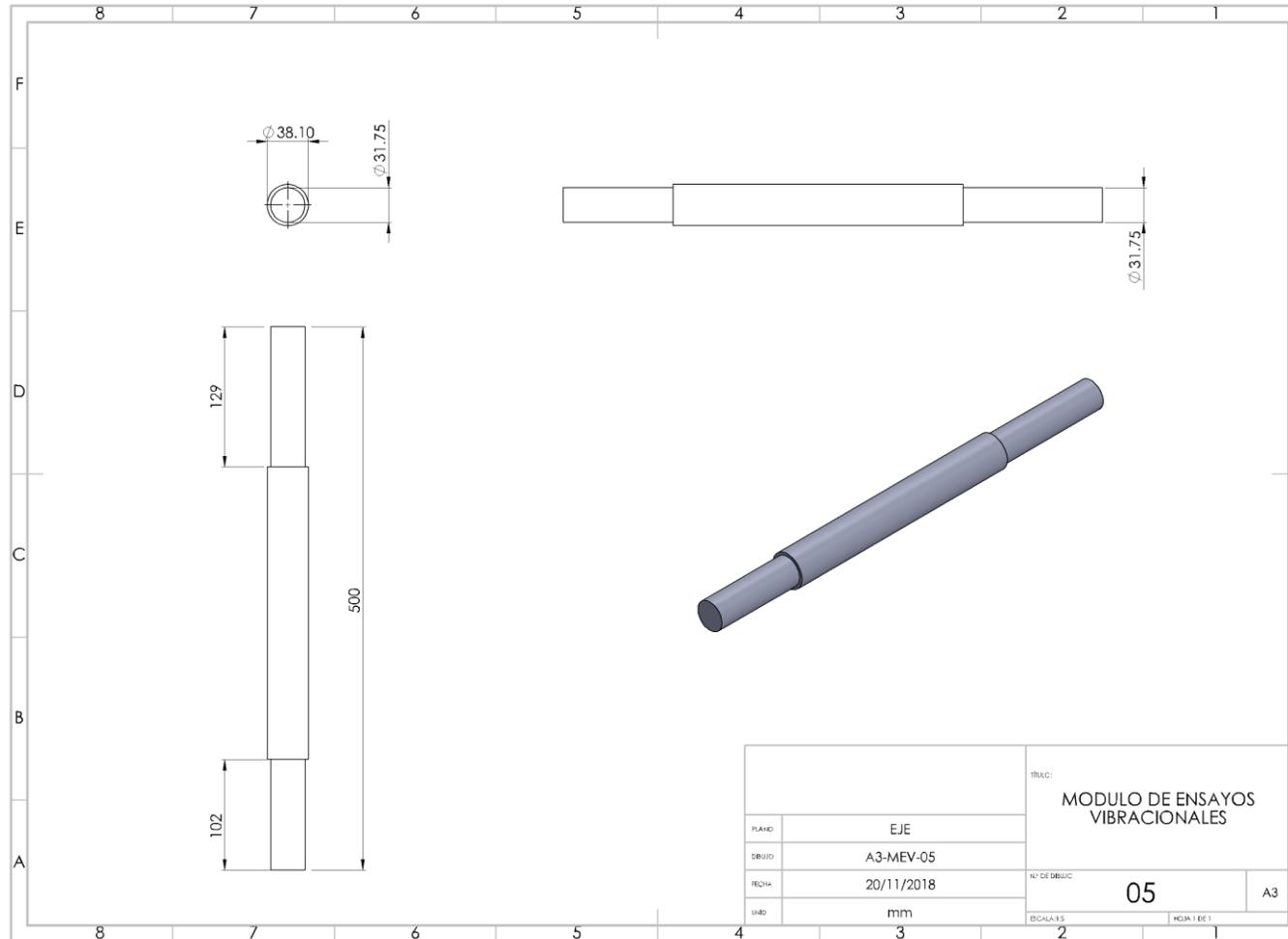
ANEXO 23

DISEÑO DE DETALLE: PLANO DE LA VOLANTE



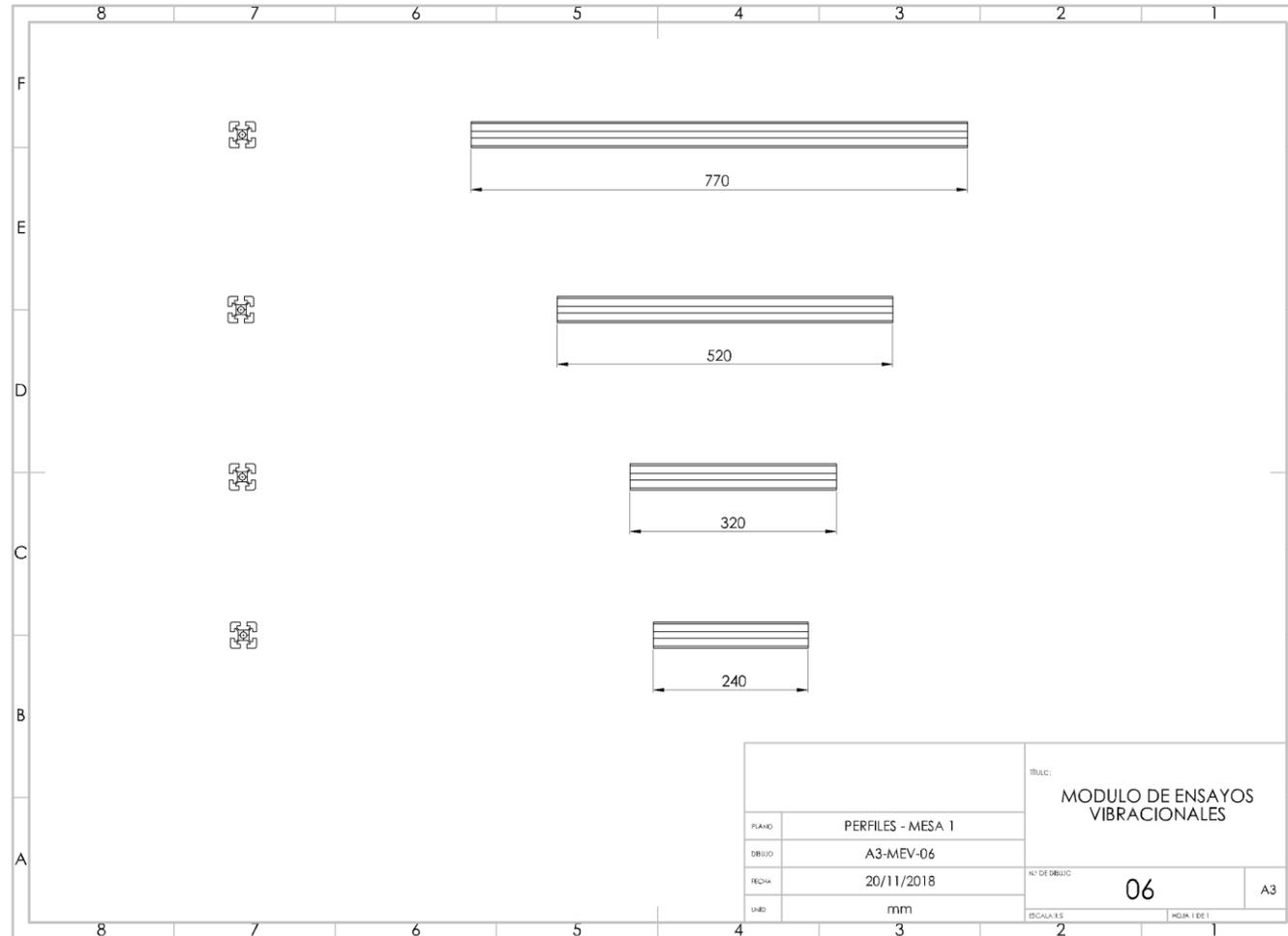
ANEXO 24

DISEÑO DE DETALLE: PLANO PARA EL DISEÑO DEL EJE



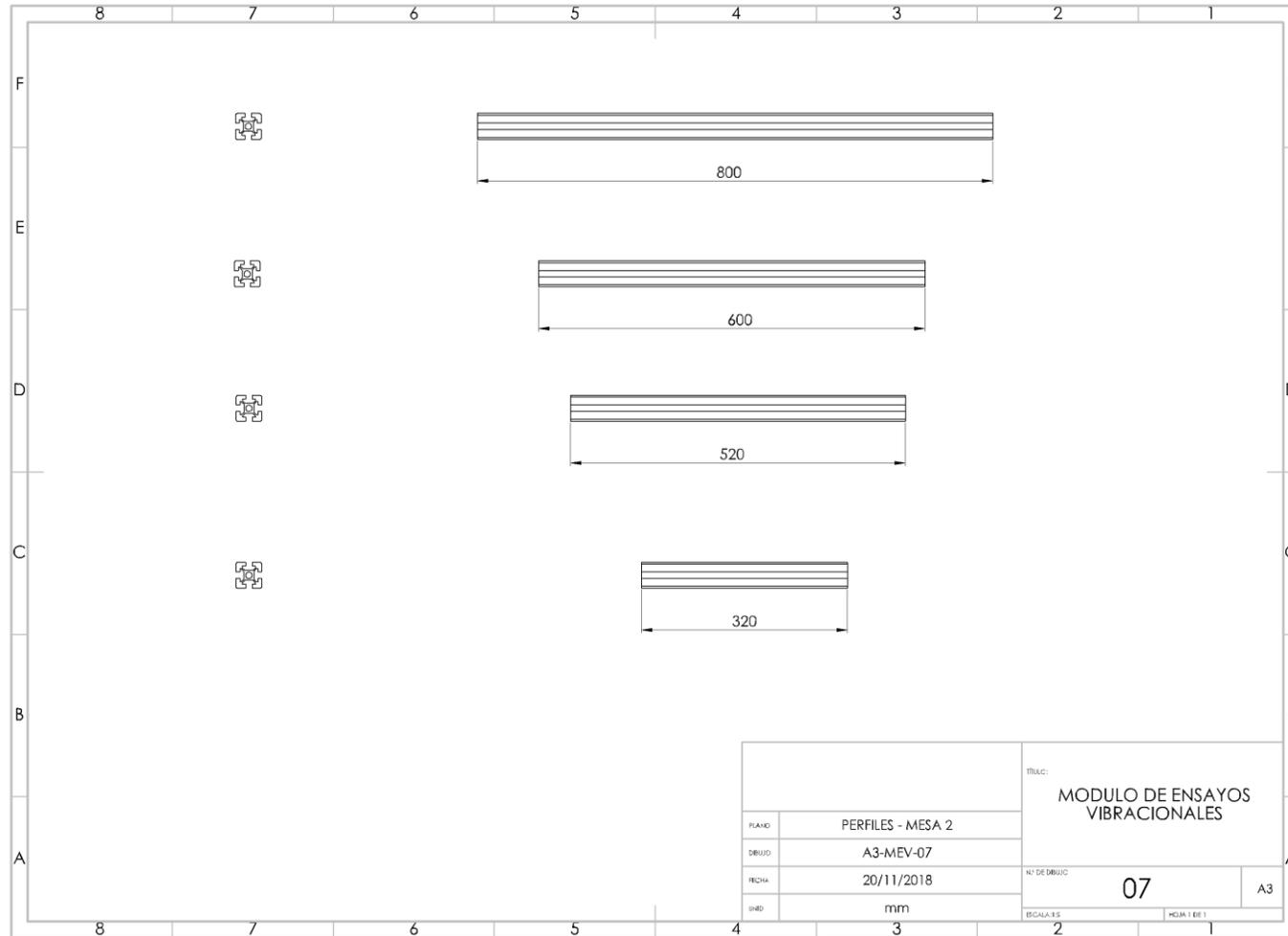
ANEXO 25

DISEÑO DE DETALLE: PLANO DE CORTES PARA EL PERFIL DE ALUMINIO – MESA 1



ANEXO 26

DISEÑO DE DETALLE: PLANO DE CORTES PARA EL PERFIL DE ALUMINIO – MESA 2



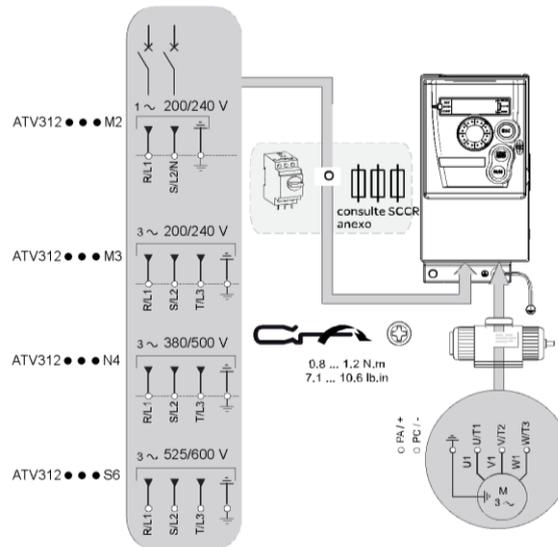
ANEXO 27

GUÍA DE INICIO RÁPIDO - ATV312

4 Conexión del variador:

Alimentación

- Conecte el variador a la masa.
- Compruebe el calibre del disyuntor o del fusible (consulte SCCR anexo).
- Compruebe que la tensión del motor es compatible con la tensión del variador.
Tensión del motor: _____ voltios.
- Conecte el variador al motor.
- Conecte el variador a la alimentación de red.

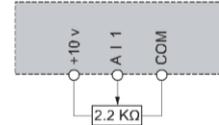


5 Cableado de control y selección del control

configuración: 51 o 52

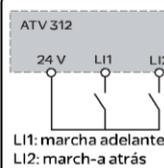
51 [Configuración Remoto] (Control por referencia externa)

- verificar SW1 = "SOURCE"
- Cableado de la referencia de velocidad:



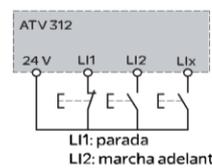
- Cableado del control:

El control utiliza 2 hilos:



L11: marcha adelante
L12: march-a atrás

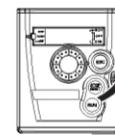
El control utiliza 3 hilos:



L11: parada
L12: marcha adelante
L1x: marcha atrás

- Etapas siguientes, hacer: 6+7+8+91

52 [Configuración Local] (Control por referencia interna)



hacer: 6+7+8+92

6 Alimentación del variador

- Compruebe que las entradas lógicas utilizadas no están activas (Consultar Li1, Li2, Lix).
- Alimente el variador.
- La primera vez que se enciende, el variador muestra **n5k** (control de 3 hilos) o **rdy** (control de 2 hilos); después de pulsar el variador mostrará **bFr**.
- En los siguientes arranques, el variador mostrará **n5k** o **rdy**.

ENT



el variador

7 Ajuste de los parámetros del motor

- Consulte la placa de características del motor para ajustar los parámetros siguientes.

Menú	Código	Descripción	Ajuste de fábrica	Ajuste de cliente
drC- [CONTROL DEL MOTOR]	bFr	[Frec. estándar motor]: Frecuencia estándar del motor (Hz)	50.0	
	un5	[Tensión nom. motor]: Tensión nominal del motor en la placa de características del motor (V)	Calibre del variador	
	Frs	[Frec. nom. motor]: Frecuencia nominal del motor en la placa de características del motor (Hz)	50.0	
	nCr	[Int. Nominal Motor]: Corriente nominal del motor en la placa de características del motor (A)	Calibre del variador	
	n5P	[Vel. Nominal Motor]: Velocidad nominal del motor en la placa de características del motor (rpm)	Calibre del variador	
	CoS	[Motor 1 cos fi]: Cos φ nominal del motor en la placa de características del motor	Calibre del variador	

7 Ajuste de los parámetros del motor (continuación)

- Ajuste el parámetro **run** a **YES**.

Menú	Código	Descripción	Ajuste de fábrica	Ajuste de cliente
drC - [CONTROL DEL MOTOR]	run	[Autoajuste]: Autoajuste para unS, FrS, nCr, nSP y CoS .	no	

⚠️ PELIGRO

PELIGRO DE DESCARGA ELÉCTRICA O ARCO ELÉCTRICO

- Durante el autoajuste, el motor funciona a corriente nominal.
- No manipule el motor durante el autoajuste.

Si no se respetan estas instrucciones, se producirán lesiones graves o incluso la muerte.

⚠️ PELIGRO

FUNCIONAMIENTO INADECUADO DEL EQUIPO

- Los parámetros nominales del motor **unS, FrS, nCr, nSP** y **CoS** deben configurarse correctamente antes de iniciar el autoajuste.
- Si uno o más de estos parámetros se modifican después de que se haya realizado el autoajuste, **run** volverá a **no** y deberá repetirse el proceso.

Si no se respetan estas instrucciones, se producirán lesiones graves o incluso la muerte.

8 Ajuste de los parámetros básicos

Menú	Código	Descripción	Ajuste de fábrica	Ajuste de cliente
SEt - [AJUSTES]	ACC	[Aceleración]: Tiempo de aceleración (s)	3.0	
	DEC	[Deceleración]: Tiempo de deceleración (s)	3.0	
	LSP	[Velocidad mínima]: Frecuencia del motor con referencia mínima (Hz)	0.0	
	HSP	[Vel. máxima]: Frecuencia del motor con referencia máxima (Hz)	50.0	
	ITH	[1 térmica motor]: Corriente nominal del motor en la placa de características del motor (A)	Calibre del variador	
rrS - [ENTRADAS/SALIDAS]	rrS	[Asig. marcha atrás]: Asignación de marcha atrás	L12	
Fun -> PSS - [VEL. PRESELECC.]	P52	[2 vel. preselecc.]: Velocidades preseleccionadas	L13	
	P54	[4 vel. preselecc.]: Velocidades preseleccionadas	L14	
Fun -> SA1 - [ENTRADAS SUMATORIAS]	SA2	[Ref. sumat. 2] Entrada analógica	A12	

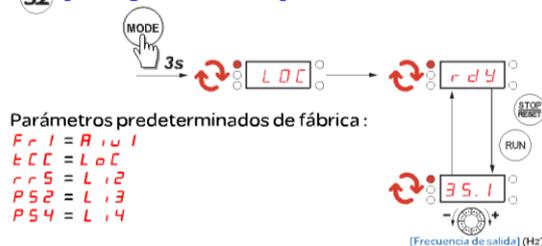
9 Ajuste de los parámetros de control

Menú	Código	Descripción	5.1 [Configuración Remoto]	5.2 [Configuración Local]	Ajuste de cliente
CLL - [CONTROL]	Fr1	[Canal Ref. 1]: Control de referencia	AL1 (Ajuste de fábrica), AL2, AL3	ALu1	
rrS - [ENTRADAS/SALIDAS]	CLL	[Control 2/3 hilos]: Control de comandos	2C : 2 hilos (Ajuste de fábrica) 3C : 3 hilos	LoC	

91 [Configuración Remoto] (Ajuste de fábrica)

Parámetros predeterminados de fábrica:
Fr1 = AL1
CLL = 2C

92 [Configuración Local]



10 Arranque del motor