

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
PARA EL ANALISIS DE VIBRACIONES TORSIONALES**

MIGUEL ANGEL PICO LEAL

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA
2021**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
PARA EL ANALISIS DE VIBRACIONES TORSIONALES**

MIGUEL ANGEL PICO LEAL

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECATRÓNICO**

Director: Jessica Gissella Maradey Lázaro
jmaradey@unab.edu.co

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA
2021**

Dedicatoria

Este documento va dirigido a mis padres Ángel de Jesús Pico Méndez e Irma Belén Leal Covadia, en especial a mi madre que siempre anheló verme graduado profesionalmente en algo que me hiciera feliz. Por su completa entrega, tantas enseñanzas tanto a mi como a mis hermanos. Por demostrarme que la edad nunca es un impedimento para poder alcanzar los sueños y tener siempre la frente en alto. Por siempre creer en mí y apoyarme incondicionalmente en todas mis actividades incluso si no recibí el apoyo de muchos allegados a mí. Por eso y muchas cosas más, gracias madre y padre. Adicionalmente quiero extender mi agradecimiento a mis tres hermanos por su ardua paciencia con mis obligaciones, por brindarme su atención cuando requiero de ayuda externa. Espero que mi hermana menor pueda seguir mis pasos y llegar mucho más lejos y yo sea un referente para que ella también cumpla sus metas. A mi familia en general quiero darle las gracias por todo el apoyo y porque sé que están tan contentos de este logro como yo lo estoy. Y finalmente gracias a Dios por la oportunidad que me brinda de poder experimentar este capítulo de mi vida. Por todas las enseñanzas y también por los momentos no tan gratos que a pesar de que fueron difíciles tiempos todo sucedió con el fin de que yo pudiera llegar a este punto y completar este capítulo de mi vida. Este logro va dedicado a ustedes, gracias.

Agradecimientos

Los más sinceros agradecimientos al Ph.D Carlos Borrás, quien me brindó su orientación durante los diferentes retos académicos a través del desarrollo y ejecución de este proyecto, gracias a su vasta experiencia. Al cuerpo de docentes de ingeniería mecatrónica, quienes durante el proceso de formación académica me aportaron sus saberes en cada una de las materias asignadas a la carrera, y me mostraron herramientas para poder aprender a tener un perfil más equiparado al nivel de ingeniería.

Resumen

El presente libro hace constancia de del diseño, maquinado y ensamble de un banco de pruebas para el análisis de vibraciones torsionales sobre ejes mecanizados de diferentes longitudes y materiales. La idea de la experimentación se basa en realizar pruebas con ejes ubicando dos discos inerciales en los extremos de este con el fin de medir el fenómeno de vibración torsionales a velocidades variables. Una vez el eje se lleva a una velocidad constante, es posible inducir una frecuencia de excitación en el sistema que genera las excitaciones torsionales deseadas para poder analizar dicho fenómeno en una interfaz gráfica ya sea en SIMULINK o con una Ventana de Arduino. Cabe resaltar que la velocidad también podrá ser definida desde la interfaz elegida con el fin de que el operario pueda ver tanto las entradas como salidas del sistema. Estas salidas constaran de un sistema de sensado por parte de dos sensores de herradura ópticos ubicados cada uno en los discos previamente mencionados. El análisis de desfase se basa en la superposición de señales para poder entender el fenómeno que se presenta entre la señal conductora y la señal desplazada. Vale mencionar que dicho fenómeno solo está presente si el sistema se encuentra en resonancia.

PALABRAS CLAVE:

Ejes, Vibraciones torsional, frecuencias naturales, excitación torsional, resonancia.

ABSTRACT

This thesis consists of the design, manufacture, assembly and test of an experimental bench for analyzing the phenomenon of torsional vibrations in rotatory equipment. The main goal is to develop a prototype for testing and sensing vibratory variables present in a shaft assembled with two disks. This is mainly done by using a microcontroller, a motor, and the help of Simulink to both write and read signals for the system. From the Simulink model an excitation signal is generated, and then passed to the pulse width modulation wave sent to the Arduino for it to finally get to the motor. The motor is controlled by an H bridge consisting of two mosfets(Semiconductor transistors) . This last one is capable of handling up to 43 amps and 27 volts. When the motor is running, the whole system rotates accordingly, if a frequency signal is induced on Simulink, the alternating voltage will act on the system to produce torsional vibrations. Depending on the magnitude of the frequency the motor will behave alike, causing vibrations along the shaft. For testing purposes, a range of three frequencies have been analyzed to determine the behaviour of the torsional phenomenon. Based on the simulation of the system under different frequencies, it will be experimentally tested until the natural frequency of the system is met and matches the one obtained by the simulation. These vibrations signals are to be captured by the sensors that will filter them out to be seen on an Arduino IDE(Interface Development Environment) at which point comparison among the signals can be made and conclusions can be drawn. If the system signals are indeed out of phase, it'll be reflected on the Arduino's scopes. Then it is safe to appreciate the phenomenon. Experimenting and Analyzing vibrations on rotating systems help on to understand common issues that large companies and manufacturers face when something goes wrong in their production lines.

CONTENIDO

Lista de FIGURAS	9
Lista de tablas	11
1. INTRODUCCIÓN	13
2. ESTADO DEL ARTE	14
3. MARCO TEÓRICO	20
3.1. VIBRACION TORSIONAL	20
3.2. CAUSAS DE LA VIBRACION TORSIONAL	21
3.3. CONSECUENCIAS DE LA VIBRACION TORSIONAL	22
3.4. FRECUENCIAS NATURALES TORSIONALES	23
3.4.1. METODO DE HOLZER	23
3.4.2. RESONANCIA EN ESTRUCTURAS	24
3.5. SISTEMA DE EXCITACIÓN TORSIONAL	25
3.6. SENSORES PARA LECTURA	25
3.7. MEDIDORES DE VIBRACION TORSIONAL	26
3.7.1. GALGAS EXTENSIOMETRICAS.....	26
3.7.2. VIBROMETRO LASER.....	26
3.8. SISTEMAS DE ADQUISICION DE DATOS	27
3.9. TRANSDUCTORES	27
3.10. PROGRAMACION DE SOFTWARE	27
3.11. ACONDICIONAMIENTO DE LA SEÑALES	28
3.12. FILTRADO Y MEDICION	28
3.12.1. MEDICION POR INTERVALOS DE TIEMPO	28
3.12.2. MEDICION POR SATURACION DE PULSOS	29
3.12.3. MEDICION POR ALINEACION DE TIEMPOS	29
4. OBJETIVOS.....	30
4.1. OBJETIVO GENERAL	30
4.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS	30
5. METODOLOGIA	31
6. DISEÑO.....	35
6.1. PARAMETROS DE DISEÑO	35
6.2. COMPONENTES DE INTERES	35
6.3. CALCULOS MECANICOS.....	36
6.3.1. ANALISIS MATEMATICO DEL SISTEMA.....	40
6.3.2. TORQUE DEL SISTEMA	41
6.3.3. DISEÑO EJE	42
6.3.4. RODAMIENTOS	42
6.3.5. REACCIONES EN EL SOPORTE MOTOR	43
6.4. ANÁLISIS POR PANDEO EN EL EJE	47
6.5. ANÁLISIS REACCIONES EN LOS MANGUITOS	49
6.6. MECANIZADO DE COMPONENTES	50
6.6.1. EJE	50
6.6.2. DISCOS INERCIALES.....	51
6.6.3. MANGUITOS DE SUJECCION.....	52
6.6.4. SOPORTE DEL MOTOR	53

7.SISTEMA DE ALIMENTACION PARA EL BANCO.....	53
7.1. TARJETA DE GENERACION DE SEÑALES.....	54
8.ESPECIFICACIONES DEL BANCO.....	56
8.1. SIMULINK PARA EXCITACIÓN.....	57
8.2. SIMULINK PARA LECTURA.....	58
8.3. ESCRITURA Y LECTURA POR ARDUINO.....	60
9. ESTUDIO DE FRECUENCIAS NATURALES EN EL SISTEMA.....	60
9.1 ANALISIS MODAL.....	61
9.2 METODO HOLZER.....	72
10.SISTEMA DE MEDICION DE VIBRACION TORSIONAL.....	73
11. PROTOCOLOS DE PRUEBAS.....	74
11.1. MONTAJE/DESMONTAJE DE KITS.....	74
11.1.1. FIJACION CHUMACERA SUPERIOR.....	74
11.1.2. POSICIONAMIENTO DE MANGOS.....	74
11.1.3. MONTAJE ACOPLA-CHUMACERA.....	74
11.1.4. FIJACION DISCOS-MANGUITOS.....	75
11.1.5. DESMONTAJE SISTEMA DIDACTICO.....	75
12. EXPERIMENTACION.....	76
13. CONCLUSIONES.....	80
14. RECOMENDACIONES.....	81
15. BIBLIOGRAFIA.....	82
16. ANEXOS.....	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Fractura en eje industrial Extraído de “Fallas por fractura en ejes de alta potencia”	8
Figura 2 Análisis por elementos finitos de un eje compuesto de 3 masas	17
Figura 3 Representación simplificada de un sistema de 3 masas	17
Figura 4 Banco comercial Hilton	18
Figura 5 Banco comercial GUNT vertical	18
Figura 6 Banco comercial VDA vertical	18
Figura 7 Banco Universal para vibraciones mecánicas	18
Figura 8 Sistema electrónico para alimentación torsional	20
Figura 9 Medición por intervalos de tiempo con sensor infrarrojo	23
Figura 10 Medición por saturación de pulsos en desfase de señales	23
Figura 11 Muestra de resultados de Scopus, base de datos	27
Figura 12 Esquema visual, pistón cigüeñal recíproco	27
Figura 13 Tabla representativa, con implementación de LaGrange	28
Figura 14 Simulación gráfica distribución de coeficientes	29
Figura 15 Cigüeñal, sensor medidor de presión	29
Figura 16 Análisis con amortiguador de vibraciones	30
Figura 17 Diseño Cad, bomba vertical	30
Figura 18 Análisis mecánico de amortiguador	30
Figura 19 Compresor con sensor de vibración torsional	31
Figura 20 Modelo estructural banco de pruebas	31
Figura 21 Modelo de acción para ejecución de proyecto	32
Figura 22 Vista lateral de pruebas para experimentación	36
Figura 23 Diagrama cortante de fuerzas en Y-Z	37
Figura 24 Diagrama de Momento flector en Y-Z	37
Figura 25 Vista lateral fuerzas y reacciones en rodamientos	37
Figura 26 Vista Frontal chumacera-rodamiento	43
Figura 27 Vista lateral de eje mecanizado	45
Figura 28 Vista isométrica de disco inercial	45
Figura 29 Vista isométrica de manguitos de sujeción	46
Figura 30 Vista isométrica soporte del motor	46
Figura 31 Vista isométrica banco ensamblado	46
Figura 32 Vista frontal ensamblaje completado	44
Figura 33 Vista isométrica izquierda	44
Figura 34 Vista isométrica juego de discos	44
Figura 35 Panel de control geometría de ansys	46
Figura 36 Vista lateral de eje con rodamientos	46
Figura 37 Parámetros de simulación para el mallado	47
Figura 38 Velocidades críticas del prototipo planteado	48
Figura 39 Vista lateral isométrica superior izquierda	49
Figura 40 Vista lateral isométrica superior izquierda 2	49
Figura 41 Vista lateral isométrica superior derecha	50
Figura 42 Vista lateral isométrica superior derecha 2	50
Figura 43 Vista sección inferior con esfuerzos	51
Figura 44 Vista sección inferior con esfuerzos 2	51
Figura 45 Vista con deformaciones en sección inferior	52
Figura 46 Diagrama deformaciones plano Y-Z	52
Figura 47 Diagrama deformaciones plano Y-X	52

Figura 48 Vista lateral con eje y manguitos	53
Figura 49 Representación modelo deformación frecuencia 1	55
Figura 50 Representación modelo deformación frecuencia 2	55
Figura 51 Representación modelo deformación frecuencia 3	56
Figura 52 Representación modelo deformación frecuencia 4	56
Figura 53 Representación modelo deformación frecuencia 5	57
Figura 54 Simulación en Ansys de eje por Pandeo	58
Figura 55 Análisis estructural Manguito posición Vertical	59
Figura 56 Análisis estructural Manguito posición Horizontal	61
Figura 57 Motor industrial seleccionado para generación	62
Figura 58 Puente H regular para modelos en arduino	63
Figura 59 Puente H de alta potencia para modelos en arduino	64
Figura 60 Microcontrolador arduino	65
Figura 61 Sensor óptico de herradura	67
Figura 62 Circuito electrónico para sensor de herradura	69
Figura 63 Parámetros de modelo en simulink	68
Figura 64 Circuito de alimentación de señales con vibración torsional	70
Figura 65 Circuito de lectura de señales con vibración torsional	71
Figura 66 Modelo de operación de pruebas del banco torsional	72
Figura 67 Kit de eje, maguito y disco	73
Figura 68 Comparación de señales en tiempo real 1 hz	75
Figura 69 Comparación de señales en tiempo real 10 hz	76
Figura 70 Comparación de señales en tiempo real 15 hz	78
Figura 71 Comparación de señales en tiempo real 20 hz	79

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Causas industriales de vibraciones torsionales	15
Tabla 2 Consecuencias en la industria de vibraciones torsionales	16
Tabla 3 Plantas comerciales para el análisis de vibraciones mecánicas	18
Tabla 4 Objetivos, etapas y descripción de las actividades.....	33
Tabla 5 Criterio de diseño junto con la descripción de cada inciso	35
Tabla 6 Elementos mecánicos para implementar sistema torsional en el eje	35
Tabla 7 Parámetros requeridos para la operación del rodamiento.....	42
Tabla 8 Resultados de simulación a través de análisis de campbell.....	48
Tabla 9 Resultados de frecuencia natural para primer modo.....	55
Tabla 10 Resultados de frecuencia natural para segundo modo.....	56
Tabla 11 Resultados de frecuencia natural para tercer modo	56
Tabla 12 Resultados de frecuencia natural para cuarto modo	57
Tabla 13 Resultados de frecuencia natural para quinto modo.....	57
Tabla 14 Comparación entre diferentes controladores de motor	59
Tabla 15 Plantilla, realización de prueba primera frecuencia.....	72
Tabla 16 Plantilla, realización de prueba segunda frecuencia.....	72
Tabla 17 Plantilla, realización de prueba tercera frecuencia.....	73
Tabla 18 Plantilla, realización de prueba cuarta frecuencia	73

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad son muchas las aplicaciones mecánicas/civiles que requieren determinar el comportamiento dinámico de una estructura cuando está sometida a una carga/esfuerzo torsional dadas las condiciones donde se emplea. En particular, los sectores automotrices, construcción, metalúrgico emplean constantemente diferentes equipos y herramientas de trabajo que sufren desgaste y vibraciones [1] como consecuencia de estar diariamente sometidos a dichas cargas. Todos los ejes/barras en mecanismos que giran experimentan vibraciones torsionales de distintos niveles, las cuales se manifiestan en arranque, parada, y funcionamiento a velocidades variables. Cuando las vibraciones torsionales se incrementan y se acercan a una de las frecuencias naturales torsionales de una máquina, las amplitudes de las vibraciones tornan peligrosas, y si además se mantienen a lo largo del tiempo pueden producir falla por fatiga en alguno de sus componentes. Algunas consecuencias ocurren en ejes que generalmente están dentro de una cubierta o acople. Las fracturas ocasionadas empiezan en el fondo del eje y eventualmente transcurren alrededor de la circunferencia del mismo. Consecuentemente, los esfuerzos inversos son el mayor contribuyente para producir fallas por fatiga de los componentes producto de la vibración torsional. Cuando una carga cambia de dirección, esta desarrolla con el tiempo ciertas fracturas que se dan a 45 grados con respecto a la línea central del eje. Dichas fracturas generalmente tienen un patrón de “estrella explotada”.



Figura 1 Fractura en eje industrial Extraído de “Fallas por fractura en ejes de alta potencia”

Una fractura en el eje es causada debido a las vibraciones que el componente experimenta y las cargas a los cuales el mismo fue sometido. Cuando existe una fractura en el eje, este puede romperse completamente con el tiempo y afectar gravemente el mecanismo en general. Estos casos de fallas por fractura se ven usualmente reflejados en torques constantes aplicados a máquinas por un motor eléctrico. Cambios en el torque pueden pasar por resonancia torsional [2], cargas reversivas, y [2] características propias del mecanismo. Cuando se da por resonancia torsional se le atribuye a que la frecuencia del torque presente alcanza la misma magnitud que la frecuencia polar natural del sistema. El resultado es un contragiro del eje sobre su coordenada central. Especialmente, en el caso de características propias del mecanismo se debe mucho a la repetitividad de los procesos, mecanismos para cortes de materiales, fallas en motores eléctricos o cualquier otra acción que pueda alterar el torque del motor.

Las variables que se deben tener cuenta en un análisis de vibración torsional aplicado a una barra se encuentran: el torque ejercido, la longitud de la barra, el material, y la sección transversal. Esta última está directamente relacionada con el momento polar de inercia del elemento que nos permitirá determinar la resistencia a la torsión que presenta la barra. Un análisis simplificado podría ser llevado a cabo donde se fije una barra verticalmente, habilitando un solo grado de movimiento en este caso, siendo el giro sobre su mismo eje. Por medio de un análisis dinámico, se puede determinar teóricamente [3] la torsión que sufre cierta barra cuando se genera una fuerza en uno de sus extremos. Un análisis de vibraciones torsionales tiene como objetivos generales:

- Determinar las frecuencias naturales torsionales del sistema.
- Evaluar el comportamiento de las frecuencias naturales y los modos de vibración al cambiar parámetros de diseño (rigidez, amortiguamiento y fuerzas de excitación).

- Establecer las amplitudes de vibración y el esfuerzo de torsión máximo bajo excitación torsional en estado estacionario.

La información recolectada conforme a las pruebas experimentales se usa para corroborar con los datos teóricos calculados previos a la construcción de la barra. Idealmente los datos experimentales [4] no deben desviarse significativamente de los datos teóricos. Cuando el margen de error es muy amplio se debe rediseñar la barra hasta que los valores se asemejen ya que gracias a estas comparaciones se garantiza que el elemento funciona acorde a los valores establecidos por el fabricante. El análisis tanto teórico como experimental es relevante dado que permite determinar el margen de separación entre las frecuencias naturales de torsión, y también corrobora previos cálculos de diseño. Si se detecta una falla, el elemento debe ser modificado inmediatamente. Por ende, un análisis de vibraciones torsionales en un banco [5] de pruebas escalable de laboratorio, ayudan a los ingenieros a comprender mejor el fenómeno y basado en este hecho puedan trabajar en la industria en pro de la fiabilidad y seguridad de los equipos rotativos. Un banco de pruebas tradicional para estudios de vibración torsional consta de un eje de acero el cual se le fija una galga de deformación que registra la medición de la vibración torsional. Para lecturas de deformación también se emplean equipos tipo encoder que se basan en la medición de la variación de la velocidad de giro [6] del eje con un sensor óptico y una cinta tipo piano. Existen ciertas restricciones para que la medición sea válida, una de ellas es el muestreo por revolución, ya que un muestreo incorrecto puede saturar la señal del sensor de medición. Con este proyecto se pretende plantear el diseño y construcción de un banco de pruebas para analizar vibraciones torsionales en ejes, con el propósito de determinar las propiedades dinámicas que intervienen en dichos estudios para que faciliten la caracterización de los mismos con sus [6] respectivos materiales. El banco de pruebas estará ubicado en un laboratorio donde múltiples estudiantes pueden ejercer dichos experimentos y se familiaricen más con el modelado y estudio de vibraciones torsionales en una barra para aplicaciones mecánicas.

2. ESTADO DEL ARTE

En la última década diferentes estudios han buscado determinar los efectos y las causas de las vibraciones torsionales en las diferentes aplicaciones mecánicas a las que afecta. Mediante la búsqueda en bases de datos como Scopus se pudo evidenciar el creciente interés de investigar acerca de aplicaciones de la vida real donde se evidencian vibraciones torsionales como puede verse en la figura 2. [26]

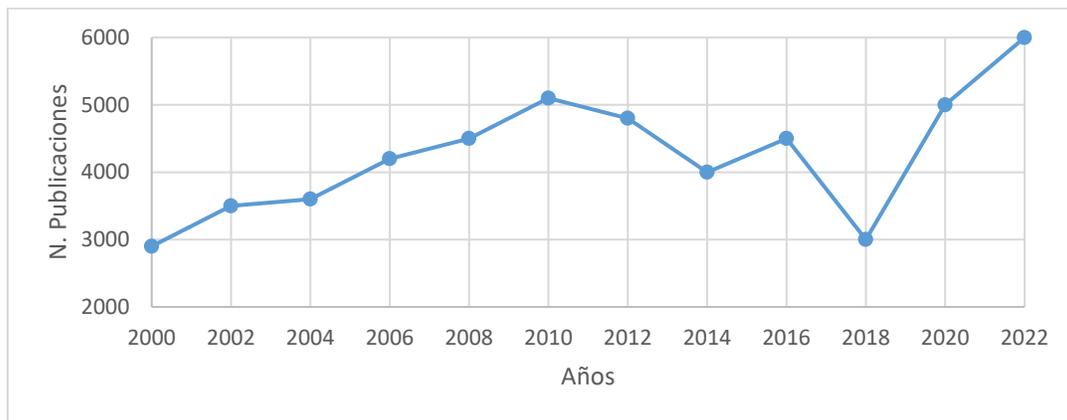


Figura 11 Muestra resultados base de datos

La alta peligrosidad correspondiente a las vibraciones torsionales en el cigüeñal del motor puede reflejarse tanto en la vida útil del mismo como también en la experiencia de transporte para los

ocupantes de un vehículo. La implementación de un modelo tomado en cuenta para mitigar estos fenómenos fue propuesta por Muslin Ali et [27] donde se plantea un sistema de análisis y estudio basado en el modelo lagrangiano que se correlaciona con el número de pistones que pueda poseer un juego pistón cigüeñal. Dependiendo del número de pistones se determina que tan graves son las vibraciones en el cigüeñal, razón por la cual se busca encontrar un punto de equilibrio entre el número de los mismos y la magnitud de la vibración en el sistema. Eventualmente se demostró que basado en este método el número óptimo de pistones corresponde a 2 donde las vibraciones en el cigüeñal no afectan el funcionamiento nominal de la aplicación

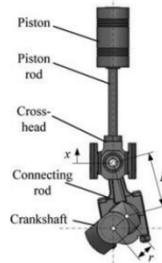


Figura 12 Esquema visual pistón cigüeñal recíproco

Siguiendo la línea de desarrollo, se procede a analizar las componentes relacionadas a la energía cinética y energía potencial elástica separadamente para el mejoramiento del sistema. En ambos casos se elabora en torno a poder implementar el lagrangiano teniendo en cuenta que el parámetro pertinente al ángulo del cigüeñal [28] con la componente vertical tiene que ser igual a 0. Acorde al cálculo matemático también se procede a acomodar el sistema para que sea adecuado implementar un número N de pistones dentro del mismo. Dentro del escenario planteado el proceso de encendido dependerá de cómo se arreglen los cilindros, adicional al número de los mismo. Como resultado el ángulo fase en cada 4-stroke rotación será diferentes con respecto al número de pistones.

No. of pistons	Angle of phase
1	4π
2	2π
3	$\frac{4}{3}\pi$
4	π
5	$\frac{4}{5}\pi$
6	$\frac{2}{3}\pi$

Figura 13 Tabla representativa de Ángulos-fase. LaGrange

Basado en el análisis matemático se procede a graficar el modelo en Matlab usando como referencia las funciones matemáticas de ode45, donde se define las constantes de radio del giro del cigüeñal, masas de pistón y cabeza del cigüeñal, y distancia entre los mismos. Se procede a delimitar ángulos de rotación [29] y encontrar la frecuencia natural del sistema basado en las condiciones dadas. También se emplean condiciones iniciales para obtener los siguientes resultados. De las gráficas expuestas procedentes de la simulación de Matlab se puede mencionar que el mecanismo ya sea de uno o varios cilindros vibrará con la reacción a la variación inercial de las fuerzas que producen vibraciones torsionales adicionales dependiendo del número de pistones.

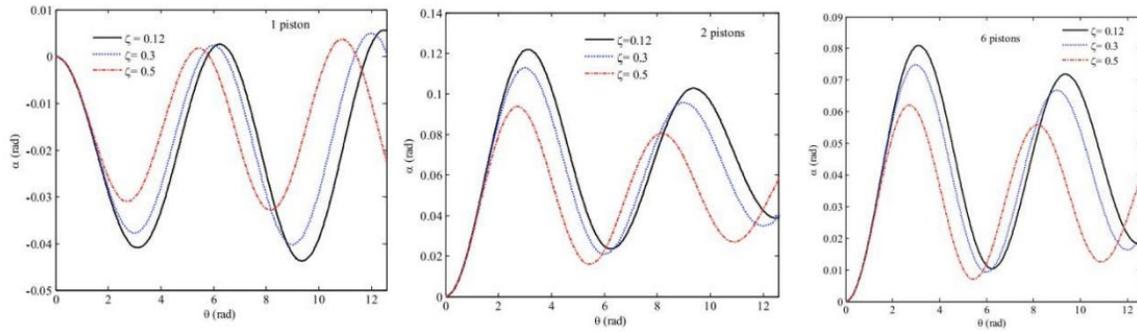


Figura 14 Simulación grafica de Distribución de coeficientes

El valor máximo de la vibración torsional [30] del cigüeñal ocurre con 2 cilindros mientras que, con un único cilindro, el motor produce el mínimo valor. También se puede apreciar que al usar diferentes valores de coeficiente de amortiguamiento las gráficas arrojan diferentes valores en el ángulo de giro. Un incremento en el ángulo de giro se verá reflejado cuando el coeficiente de amortiguamiento disminuye. Otra aplicación donde se ha visto mejoría en los estudios en torno a vibraciones torsionales está relacionada con el cigüeñal de motores diésel para maquinaria de cultivo de maíz. Para esto un grupo de estudiantes de la universidad de Ingeniería automotriz y tráfico desarrollaron una publicación donde desarrollaron el modelo matemático basado en análisis armónico, compararon los resultados con experimentación con sensores para finalmente implementar una solución basada en reducción de estrés sensorial. Al plantear el análisis se presenta una asunción de que el torque aplicado al sistema es periódico [31] por ende, puede ser expresado como la suma de un número infinito de armónicos con diferentes ciclos. Dentro de la simulación del sistema se toma provecho del software AVL Excite Designer con el que se aplica el método Holzer para resolver el modelo matemático.



Figura 15 Cigüeñal, Sensor medidor de presión

Por tradición, la medición de la vibración torsional se da gracias a la medición del ángulo de torsión al finalizado del cigüeñal. En este caso, el ángulo de torsión se tomó gracias a la medida de las fluctuaciones de la velocidad angular relativas a la velocidad angular misma, para consecuentemente obtener la integral y el ángulo de torsión del cigüeñal. En muchos escenarios estos valores se calculan teóricamente, dado que las medidas exactas se obtienen por medio de elementos como láseres de medida, sensores fotoeléctricos etc. Basado en las mediciones obtenidas y los resultados esperados se planteó entonces un número de soluciones para reducir este fenómeno. Entre ellos se encuentra implementar un modelo para mejorar la frecuencia natural [27] de la vibración torsional,

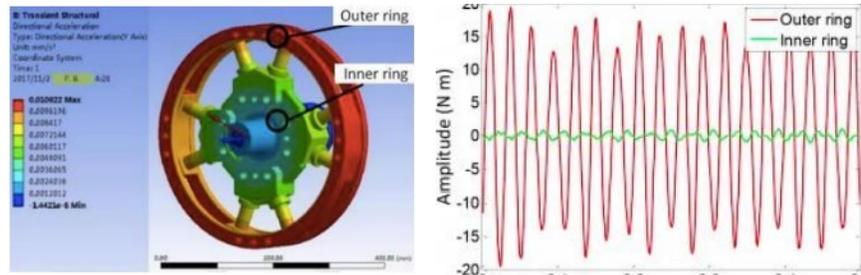


Figura 18 Análisis Mecánico de Absorber

Para validar su eficacia se realizó una prueba de vibración torsional donde una fuente de excitación fue introducida. Esta fuente genera una presión de entrada alrededor de 3000 PSI. Luego, el programa de testeo es programado como se describe a continuación. La frecuencia de muestreo es de 12 800 HZ y la frecuencia de excitación para adquisición de datos es de 250 ms. Después de esto, la misma frecuencia recae [33] en un set de 5 – 80 HZ y la amplitud de vibración se torna 35 Nm. Gracias a la implementación de nuevas tecnologías se puede medir ahora la vibración torsional directamente desde los ejes con la misma capacidad en rango de muestreo y resolución de análisis de vibraciones actual. Adicionalmente se puede monitorear el elemento de forma continua para visualizar las evoluciones de las vibraciones torsionales.

A continuación, se presentará la lectura sobre pruebas realizadas para detectar la vibración torsional. Para la ejecución del análisis de instalará un sensor de vibración triaxial [34] de alto rango (PHANTOM EPH-V10) en un extremo del cigüeñal de un compresor de aire de dos cilindros con potencia nominal de 3.2 HP con el fin de analizar la vibración torsional. A manera de estudio se buscará que el sensor emita una señal mientras el eje se encuentra girando, consecuentemente una segunda señal armónica será producida como resultado de la suma de la vibración por la variación del torque y la vibración por la inercia del cigüeñal. Una de las ventajas del PHANTOM para el análisis, es la colocación excéntrica de uno de sus sensores, el cual permite medir la vibración tangencial del eje. También se debe considerar que el cambio de masa en el sistema puede modificar la vibración del compresor. En los resultados obtenidos producto de la captación se puede ver que el sensor efectivamente está leyendo el incremento de las señales a razón de la vibración que ocurre internamente dentro del compresor.

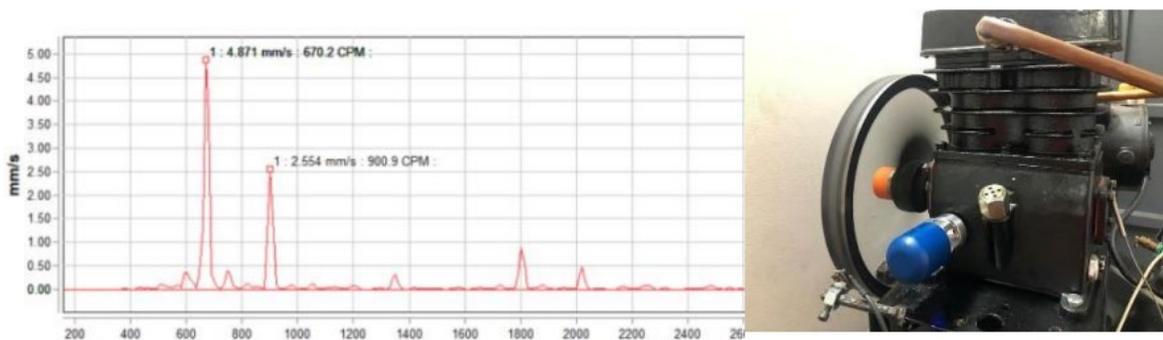


Figura 19 Compresor con sensor medidor de Vibración

Por otro lado, algunas soluciones se han implementado para revelar este tipo similar de factores. Dichas soluciones abarcan construir un banco de pruebas a escala de laboratorio para que los análisis se puedan llevar a cabo. Dentro de los modelos analizados en el estado del arte se encuentra

un prototipo en específico para un laboratorio de estudiantes donde se emplea un motor eléctrico para generar el movimiento en un eje a manera de producir las vibraciones torsionales. Adicional a este proceso también se estará leyendo información producto de la conexión [35] entre un sistema de sensores para ser desplegados en una interfaz gráfica amigable al operario.



Figura 20 Modelo Estructural Banco de Pruebas

Durante el experimento el prototipo de banco fue sometido a diferentes condiciones de excitación torsional para recopilar las correspondientes lecturas acerca de su comportamiento frente a la torsión. Gracias a la fuente de alimentación y la perturbación generada por medio del control de amplitud de onda que afecta la frecuencia del motor. Por medio de la manipulación de los parámetros de entrada se puede hacer un análisis comparativo entre los datos obtenidos teóricamente y la información recolectada experimentalmente mostrada en la interfaz gráfica. De las generalidades que se implementaron en la prueba se determinó evaluar condiciones bajo tres escenarios, comportamiento del sistema sin resonancia y con resonancia, y amortiguación de vibración. Donde el primero describe el comportamiento del sistema alejado de sus frecuencias naturales y a una velocidad media determinada y se realizan las lecturas de vibraciones presentes. En el segundo caso se emplea lo opuesto, donde las frecuencias implementadas son iguales a su frecuencia natural, con el resto de parámetros sin modificar.

A continuación, se exponen algunos bancos con sus respectivas características para llevar a cabo un análisis de vibraciones torsionales.

Marca	Imagen	Descripción
PA HILTON	 <p>Figura 4 Banco comercial Hitlon</p>	El banco de pruebas cuenta con tres discos de masas e inercias variables. En el extremo izquierdo [15] se muestra un motor que fuerza la rotación del eje sobre todo el sistema. También se muestra como el eje puede ser fijado del otro extremo.
GUNT	 <p>Figura 5 Banco comercial GUNT vertical</p>	La unidad TM 163 puede ser usada para estudiar las vibraciones Torsionales. Cuenta con un mandril en la parte superior para asegurar el eje. En el fondo posee un disco con masa variable. El sistema es diseñado para ser fijado a un muro. También se puede acomodar [16] a diferentes longitudes de barras. El sistema esta diseñado para soportar tres ejes de diferentes diámetros.

VDA	 <p data-bbox="516 709 889 737"><i>Figura 6 Banco comercial VDA vertical</i></p>	<p data-bbox="959 285 1386 615">Sistema que consta de un panel en el extremo superior donde se adjuntan las guías verticales. Los correedores sostienen un mandril que [17] sujeta de forma segura una varilla de muestra en cualquier posición a lo largo de su longitud. Asimismo contiene un sensor sin contacto junto al disco del rotor que mide la amplitud de las vibraciones torsionales inducidas en el sistema.</p>
Universal	 <p data-bbox="537 1108 878 1136"><i>Figura 7 Banco comercial Universal</i></p>	<p data-bbox="959 804 1386 1073">Paquete educativo para enseñar y aprender los principios de las vibraciones mecánicas. Incluye sensores inalámbricos para realizar ejercicios de laboratorio. Los acelerómetros inalámbricos [18] se utilizan para recopilar datos en el marco de un sistema de adquisición de información.</p>

Tabla 3 Plantas comerciales para análisis de vibraciones mecánicas.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. Vibración Torsional

Regularmente son vibraciones que ocurren sobre el eje de un sistema. Estas vibraciones contienen fluctuaciones en la variación de velocidad de varios componentes de un sistema mecánico y el giro de secciones del eje mientras el resto de elementos está rotando. Vibración torsional excesiva puede conducir a fallas de elementos como ejes, acoples, ventiladores, engranajes, amortiguadores, y motobombas. Por ejemplo, en la industria automotriz donde los motores cada vez más tienden a convertirse más pequeños, pero incrementando su eficiencia gracias al incremento de potencia específica por volumen de pistón. El incremento en potencia específica [8] creará esfuerzos mayores en el cigüeñal. La fuente del esfuerzo es creada gracias a impulsos repentinos de los gases que combustionan y la inercia de los elementos rotativos. Cada vez que hay un ciclo, el cigüeñal rebota y actúa como si fuera una banda elástica. Una serie de estos giros violentos ocurre un número de veces acorde a cada revolución. El movimiento de giro es denominado vibración torsional.

<i>Elongación</i>	$y \triangleq$	<i>Angulo de giro</i>	$\varepsilon = \varepsilon \cdot \sin \varphi$
<i>Velocidad</i>	$v \cdot \dot{y} \triangleq$	<i>Velocidad angular</i>	$\dot{\varepsilon} = \varepsilon \cdot \omega \cdot \cos \varphi$
<i>Aceleración</i>	$a \cdot \ddot{y} \triangleq$	<i>Aceleración angular</i>	$\ddot{\varepsilon} = \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$

Los términos vibración torsional y oscilación se consideran sinónimos. Sin embargo, para algunas aplicaciones es habitual utilizar uno u otro término. Por ejemplo, se habla de oscilación torsional [9] cuando un árbol torsiona (se tuerce, retuerce) durante un procedimiento. En el caso de las vibraciones torsionales, un cuerpo fijo, alojado y giratorio vibra en torno a uno de los ejes (grado de libertad rotatorio) en contraposición a la vibración traslatoria. Cada una de las vibraciones torsionales es debido a un momento restaurador que siempre es proporcional al ángulo de giro, pero está orientado en sentido contrario. Básicamente en las vibraciones torsionales se aplican las regularidades como en una vibración lineal. Dentro de las vibraciones torsionales existen las vibraciones de torsión libre y las vibraciones de torsión forzadas. Las primeras son aquellas que se producen cuando oscila libremente sin forzar. Los periodos de oscilación dependen de la distribución y de la geometría de las masas que están unidas al árbol de rotación, así como de sus características. Por otro lado, en la segunda, las vibraciones dependen de la acción que se ejerza sobre el árbol. Sucede en ciertos sistemas en los que el torque que se aplica es variable. Las vibraciones torsionales forzadas [10] pueden provocar oscilaciones más amplias, y si se produce una igualdad en las frecuencias libres del sistema mecánico rotatorio, se crean las llamadas velocidades críticas de torsión.

3.2. Causas de la Vibración Torsional

Algunas de las causas más frecuentes producto de las vibraciones torsionales se describen a continuación.

Tipo de causa	Descripción
Defectos en sistemas de control de velocidad	Esta fluctuación en sistemas rotativos tiende a ser muy influyente en problemáticas que puedan surgir con ejes de transmisión y/o otros elementos que se conecten. Generalmente diferentes controles de [11] velocidad contribuyen con la generación de repentinas perturbaciones en el sistema lo que podría causar vibraciones inesperadas
Desbalanceo	Es la fuente de vibración más común en sistemas rotativos, todo rotor mantiene un nivel de desbalanceo residual, el hecho de que los mismos generen vibraciones, depende ampliamente de las tolerancias con las que operan las cuales son establecidas por el fabricante. El desbalanceo mecánico en elementos rotatorios se ha convertido en un problema para la maquinaria moderna.
Interacción electromagnética entre líneas de energía y turbogeneradores de gran potencia	Usualmente estas interacciones inducen un movimiento brusco en el elemento emisor lo que reproduce que el sistema en general sea expuesto a vibraciones repentinas y por ende pueda entrar en resonancia con el resto de equipos con quien tenga contacto si no se posee un [11] sistema de amortiguación adicional
Errores de Transmisión en cajas de engranajes	En general estas causas van ligadas a tipos de fallos comunes en dientes de engranajes. Fuentes de errores en los dientes generalmente desembocan en fallas con respecto a fatiga superficial, desgaste, y deformación plástica.
Desalineamiento	Se considera la segunda fuente de vibración más frecuente después del desequilibrio, que ocurre debido a malas

	alineaciones entre componentes como mitades entre acoplamientos, embragues, ejes, poleas, etc.
Fuertes oscilaciones producto del movimiento de un fluido	Estas causas son fuertemente presentes en las generadoras de energía eléctrica, dado que la mayoría usa una especie de fluido ya sea un gas o líquido para hacer girar un rotor con el fin de perturbar un campo electromagnético en un conjunto de imanes y poder entonces generar una corriente eléctrica. En este caso, el flujo constante de dicho fluido y el cambio de velocidades y flujo en niveles por fuera del estado estable hace que se induzcan ciertas vibraciones en el mecanismo que con el transcurrir del tiempo puede ser delicadas para el mismo.
Fuerte oposición al movimiento en elementos de perforación	En la industria petrolífera se presentan cuando la sarta de perforación tiene un suelo rígido en frente, que la broca comienza a vibrar torsionalmente. Si las vibraciones de dicha broca son muy elevadas, el sistema entrará en una zona de riesgo donde la broca tenderá a fallar por las condiciones de trabajo, generándose un desgaste en la pieza que podría conducir un sin número de fallas ya sean por desgaste, etc.

Tabla 1 Causas industriales donde se genera vibración torsional

3.3. Consecuencias de las Vibraciones Torsionales

En general las máquinas pueden tener diferentes tipos de fallas a raíz de las vibraciones en general, y también específicamente [23] con las vibraciones Torsionales. A continuación, se anexarán algunas fallas más frecuentes.

Tipo Consecuencia	Descripción
Rotura de dientes en rueda Dentada	Este tipo de roturas naturalmente ocurre cuando una grieta se genera en la sección de la raíz y progresa hasta que el diente o parte de este se rompe. Concentradores de tensión tales como escalones o entalladuras en la raíz del diente pueden ser condicionados para la aparición de esta falla. La resistencia de los dientes a la rotura se puede incrementar haciendo más firme la base del diente y disminuyendo la concentración de tensiones en torno a la misma.
Rotura de Acoplamientos	Es una de las fallas más comunes y tiende a ser difícil de corregir. Se puede [12] originar debido al calentamiento del elemento al absorber las vibraciones de alta frecuencias del sistema.
Fisura en Chaveteros y ejes.	Una ruptura o fractura en un eje en la mayoría de ocasiones se inicia en alguna imperfección en la superficie, como una grieta microscópica, acompañados de una concentración de esfuerzos. Con el esfuerzo aplicado en la grieta, los enlaces entre las moléculas del acero y la grieta se propagan a través del eje.
Transmisión de VT a otros elementos.	El eje del tren motriz es quien sufre de vibraciones torsionales, y en la mayoría de casos estas oscilaciones descontroladas son transmitidas a otros elementos que se conectan con el sistema de transmisión de un vehículo como es el caso del cardán trasero. Este cardán conecta con el diferencial que posteriormente conecta con el eje de las ruedas traseras. Cuando se transmiten estas vibraciones [12] de un mecanismo a otros esto

puede repercutir en fallas en otros componentes que conforman la transmisión de potencia por lo que deja de ser un solo elemento defectuoso y pasa a ser una falla en conjunto.

Tabla 2 Consecuencias en la industria de las vibraciones torsionales presentes en un mecanismo

3.4. Frecuencias Naturales Torsionales

Cuando un sistema no amortiguado vibra libremente y no se requiere ninguna fuerza, torque o momento externo para mantenerlo en dicha vibración, se dice que lo está haciendo a una de sus frecuencias naturales. Un sistema eje-rotor posee un número de frecuencias naturales discretas de vibración por torsión (también existe vibración por flexión) y asociado a cada una de ellas, existe un modelo de vibración el cual representa una distorsión geométrica del eje en el instante de máxima deformación durante vibración. Un método de cálculo para determinar las frecuencias naturales y formas modales de sistemas torsionales de orden mayor consiste en que a partir de una frecuencia natural preestablecida y asignada inicialmente la amplitud unitaria en un extremo del sistema se calcula progresivamente el torque y desplazamiento angular al otro extremo. Las frecuencias que resulten en torque máximo externo cero o condiciones de borde compatibles en el otro extremo serán las frecuencias naturales torsionales del sistema.

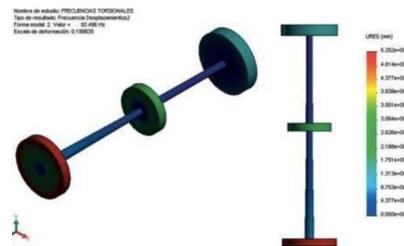


Figura 2 Análisis modal de un sistema de 3 discos a torsión

3.4.1. Método Holzer para Frecuencias Naturales Torsionales

El método Holzer es una solución algebraica de las más usadas tradicionalmente para hallar las frecuencias naturales torsionales de sistema compuesto por un eje y múltiples masas. El método comprende de un proceso iterativo [13] bajo el principio que ante una frecuencia natural el sistema la sumatoria de torque residuales generadas por el mecanismo debe ser igual a cero. En el siguiente ejemplo se presenta el análisis matemático para un caso idea de Holzer.

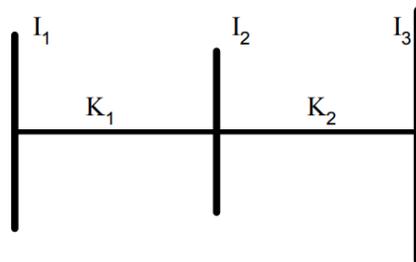


Figura 3 Representación simplificada de un sistema torsional de 3 masas

Las ecuaciones de movimiento que describen el sistema anterior se presentan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 I_1 * \ddot{\theta} &= -K_1 * (\theta_1 - \theta_2) \\
 I_2 * \ddot{\theta}_2 &= -K_1 * (\theta_2 - \theta_1) - K_2 * (\theta_2 - \theta_3) \\
 I_3 * \ddot{\theta}_3 &= -K_2 * (\theta_3 - \theta_2)
 \end{aligned}$$

Dado que el movimiento es armónico, se puede substituir $\theta_i = \theta_i * \sin(\omega t + \varphi)$, simplificando las ecuaciones queda:

$$\begin{aligned}
 -\omega^2 I_1 \theta_1 + K_1 * (\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\
 -\omega^2 I_2 \theta_2 + K_1 * (\theta_2 - \theta_1) - K_2 * (\theta_2 - \theta_3) &= 0 \\
 -\omega^2 I_3 \theta_3 + K_2 * (\theta_3 - \theta_2) &= 0
 \end{aligned}$$

A partir de este punto se puede plantear una ecuación para un numero n determinado de discos:

$$\sum_{i=1}^n I_i \theta_i \omega^2 = 0$$

Esta es precisamente la ecuación que satisface la norma en Holzer de la sumatoria de torque debe ser igual a cero para una frecuencia de prueba ω . Adicionalmente se puede determinar la deformación angular que presentaran ciertas estructuras reescribiendo las ecuaciones previamente mencionadas para que resulten en:

$$\theta_j = \theta_{j-1} - \frac{\omega^2 * \sum_{i=1}^{j-1} I_i * \theta_i}{K_{j-1}}$$

3.4.2 Resonancia en Estructuras Mecánicas.

La vibración resonante en estructuras mecánicas como bombas, turbinas, y motores tiene lugar cuando una frecuencia natural esta próxima o al nivel de una frecuencia forzada como por ejemplo la velocidad de un rotor. Cuando se produce, este estado puede causar niveles intensos de vibración al amplificar pequeñas fuerzas vibratorias originadas por el funcionamiento de la máquina. Estos problemas suelen producirse después de implementar un cambio de velocidad, como la reforma de una máquina con un variador ajustable. La solución recae en diferenciar entre resonancia estructural y velocidad critica del motor. La resonancia estructural se refiere a las vibraciones excesivas de componentes no rotatorios, normalmente estructuras de apoyo o piezas de maquinaria. Un buen ejemplo es la vibración de lengüeta [14] donde suele producirse con bombas de turbinas verticales en las que se ha montado un motor sobre el codo de descarga. Los componentes de maquinaria también pueden ser resonantes, existen muchos ejemplos de motores eléctricos bipolares en los que el soporte terminal resonante provoca vibraciones axiales muy altas.

3.5. Sistema de Alimentación para Excitación Torsional

Para generar una señal de excitación dentro del sistema de análisis torsional se debe producir una señal alterna en el generador, ya sea por un voltaje armónico de amplitud y frecuencia regulables, junto con la señal de la fuente DC que consta de un voltaje continuo también regulable. Las señales tanto continuas como armónicas llegarán a un [19] sumador donde se obtiene una ecuación $V = V_c + V_a \text{ Sen}Wt$ la cual se debe llevar a un amplificador de corriente donde la señal se iguala a los parámetros esperados por el motor.

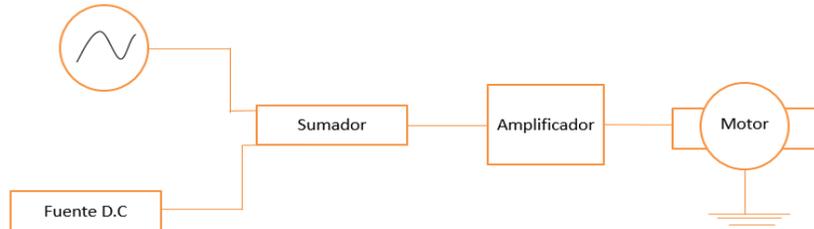


Figura 8 Sistema electrónico de alimentación torsional

Las ecuaciones que rigen el funcionamiento del motor de corriente continua se muestran a continuación:

$$V_f - R * i - L \frac{d_i}{d_t} - E = 0$$

- V_f = Voltaje de Alimentación
- R = Resistencia interna del motor
- L = Inductancia del devanado del motor
- E = Voltaje Inducido en la Armadura
- i = Corriente en la armadura

Analizando el funcionamiento en estado estacionario del motor, se puede realizar una serie de planteamientos. Si el motor es alimentado por un voltaje constante $V_f = V_c$ y está acoplado a una carga, una vez el motor ha abandonado el estado transitorio y el efecto amortiguador de la inductancia de las bobinas ha desaparecido, el motor girará [19] a una velocidad constante. Por otra parte, el torque del motor también viene descrito de la forma $T_m = T_{\text{constante}} + T_{\text{alterno}}$. Por ende, si al motor se le alimenta un voltaje formado por un valor constante más una componente periódica, el torque generado contendrá una componente constante más una componente periódica.

3.6. Sensores para la Implementación de Pruebas

Dentro de toda planta automática constantemente se monitorea información para saber que las mediciones y condiciones del sistema sean acordes a las permitidas para operar. En la mayoría de casos, se tiene un valor estándar como referencia al cual se le estará comparando con el valor real experimental y en base a esta diferencia se aplicará una señal de mando o control al sistema inteligente que yo gobierne. Este proceso se hace por medio de sensores [20] que obtengan la lectura del sistema en tiempo real e interfaces gráficas para acomodar esas señales a variables y cantidades entendibles para el operador de planta. Dentro de algunas teorías y bases de implementación se encuentra el concepto de lazo cerrado como se muestra en pantalla. Dentro de los sensores también existen características específicas que determinan para qué labor son más aptos. Algunos son:

Captadores: Se definen como los elementos encargados de mantener una comunicación constante entre los componentes de la planta (todo tipo de actuadores) y la parte del hardware que se encarga del control de la misma. Los valores o información a captar son por lo general magnitudes físicas, cambios de estado, y demás para que sea analizada por el sistema de control.

Accionadores: Estos elementos operan sobre el sector de los actuadores de la planta. En algunas ocasiones las señales emitidas por la componente de control no son suficientes para accionar los actuadores de la planta. En este caso los accionadores operan como ese amplificador de potencia para regular las dos partes.

Dispositivo de Control: Se encargan de enviar señales de control a los accionamientos acorde a las señales de retroalimentación que recibe. También tiene comunicación directa con un determinado programa de monitoreo que el operador de planta establezca para recibir esas lecturas.

3.7. Medidores de Vibración torsional

La vibración torsional es la causa principal de las fallas en los trenes de conducción en turbo máquinas. Regularmente estos sistemas dependen de un motor AC con el cual las fallas ocasionan frecuentemente dada las magnitudes de pulsaciones y esfuerzos del eje por el que el motor se somete que a la larga resultan en fatiga de los mismos elementos. En la actualidad, la vibración torsional es un fenómeno complicado de medir y más aún en funcionamiento por lo que generalmente en los chequeos rutinarios, dicho fenómeno es ignorado. En el caso de los ejes es aún mayor la dificultad de tomar esta medida. Las técnicas poco recurrentes son monitoreo del eje utilizando equipos de sensores específicos para medir la deformación del mismo. Acorde a la lectura, el tipo de medición es dividida en lectura por contacto, o sin contacto sobre el eje. A continuación, se hablará de cada uno:

3.7.1. Galgas Extensiométricas

Esta forma de medición es la más tradicional y una de las más utilizadas para este fenómeno en específico, dado que se unen a los extremos de un eje y son orientadas a lo largo del esfuerzo principal del mismo. Adicionalmente, la mayoría de ejes en el mercado se encuentran equipados con galgas extensiométricas preinstaladas con juegos de anillos de deslizamiento o con la instalación de una antena de radio telemetría. El principio básico del funcionamiento de una galga está centrado en la variación de resistencia eléctrica que algunos metales generan ante una variación con la deformación de su estructura física. Tal cambio en la resistencia se genera de forma lineal acorde a la [21] ley de Hooke. El factor de calibración de la galga se encarga de relacionar el cambio de resistencia eléctrica con el esfuerzo medido.

$$GF = \frac{(\Delta R/R_{nom})}{(\Delta L/L)}$$

ΔR = Cambio en resistencia de la rejilla

R_{nom} = Resistencia nominal de la rejilla

ΔL = Cambio en la longitud de la rejilla

L = longitud nominal de la rejilla o "longitud de galga".

3.7.2. Vibrómetro laser

Este dispositivo mide el desplazamiento y velocidad angular gracias a la emisión de un rayo de láser, dividido en dos de igual intensidad, con una geometría óptica aplicada sobre un eje de sección transversal arbitraria e insensible a los movimientos del cuerpo sólido. El espectro de luz es afectado

por el efecto Doppler al ser reflejado por la superficie. Este fenómeno produce pulsaciones de frecuencia que son directamente proporcionales a la velocidad angular. Este dispositivo es comúnmente empleado para proveer una señal proporcional en tiempo real de la velocidad angular, cuando sea menester el análisis de vibraciones radiales.

3.8. Sistemas de Adquisición de datos

En esta etapa, se cuentan con un subconjunto de elementos que componen el sistema de adquisición en general. Dentro de estos elementos internos se encuentran las tarjetas de adquisición, [22] Acondicionamiento de señal y transductores. A continuación, se empezará a describir cada componente acordemente:

3.9. Transductores

Son un tipo de sensores que transforman una magnitud física en una señal eléctrica. Dentro de los beneficios se encuentra la flexibilidad del mismo, ya que al detectar magnitudes físicas y convertirla en una señal eléctrica permite trabajar con variedad de medidores, debido a que gran parte de ellos se sustentan en la transformación de señales normalizadas. Otra característica especial es la capacidad de poseer lecturas desde grandes distancias sin que se pierda el valor original. Estos dispositivos son fundamentalmente importantes para la industria en la actualidad en procesos de control y automatización. Son muy útiles para poder leer medidas de temperatura, presión, concentración de caudal o gases. Algunos tipos de transductores son:

- **Transductor rotativo:** Es un componente que transforma un movimiento angular en una serie de impulsos digitales. Estos impulsos generalmente pueden ser utilizados para controlar las transiciones angulares o lineales. Las señales eléctricas de rotación son normalmente elaboradas mediante controles numéricos, contadores lógicos programables, sistema de control etc. Las aplicaciones principales de estos transductores son las máquinas para crear herramientas o elaboración de materiales, en los aparatos de medición y control.
- **Acondicionamiento de la señal:** En este punto es importante la señal proveniente de los transductores debe pasar por una serie de limpieza antes de que lleguen a la tarjeta de adquisición. Dentro de las modificaciones se harán ampliaciones, aislamientos, filtrado y excitación.

Continuando con la lista de componentes también se encuentra la tarjeta de Adquisición de datos que usualmente se tienen en cuenta ciertos parámetros para poder hacer una selección exitosa. Dentro de las normas se encuentran las siguientes:

- **Rango:** Hace referencia a los niveles máximo y mínimo de la misma señal y de los que el conversor análogo digital de la tarjeta, el cual cumple como función el rango actual del trabajo de conversor.
- **Frecuencia de muestreo:** Esta variable depende del ancho de banda de las señales que se van analizar en el sistema. De tal forma se busca una tarjeta que permita una adecuada digitalización para cumplir con el teorema de Nyquist que afirma que la frecuencia de muestreo debe ser igual a 2 veces la frecuencia del sistema.

3.10. Programación de Software

Dentro de las diferentes opciones disponibles para adecuar una interfaz gráfica de tal manera que el usuario pueda leer en tiempo real las variables físicas de la planta existen muchas soluciones de programación, entre ellas LabView. Dentro de las funcionalidades con el software se busca realizar

un filtrado, ventaneo, análisis espectral mediante la transformada rápida de Fourier, almacenamiento, visualización y acondicionamiento de las señales para el sistema de medición.

3.11. Acondicionamiento de las señales

El software LabView posee paquetes y librerías de terceros que trabajan de la mano con la tarjeta de adquisición para ejecutar la digitalización. Generalmente dentro del mismo menú del software se encuentran los elementos necesarios para llevar a cabo dicha digitalización. Dentro del proceso se deben escoger las frecuencias de muestreo que cumplan con el criterio de Nyquist (ser mayor a dos veces la frecuencia máxima de la señal) para que la desratización sea exitosa.

3.12. Filtrado y Medición

Dentro del software indicado se encuentran diferentes opciones de filtrado tales como FIR, Bessel, Butterworth, Elíptico. Cabe mencionar que cada uno de ellos viene con la opción de pasa altos, bajos y demás. Adicionalmente en LabView la frecuencia de corte de un filtro pasa bajos es asignada por FL. Consecuentemente la frecuencia [23] de muestreo empleada para anexar la señal debe ser similar a la entrada del filtro.

3.12.1. Medición por intervalos de Tiempo

En algunas aplicaciones no se dispone de engranajes o ruedas dentadas para producir una señal portadora mediante transductores magnéticos, entonces se busca implementar una cinta reflexiva con franjas blancas y negras que se pueda cubrir en el eje de la maquina con el fin de ser posicionada en cualquier parte del eje en el sistema torsional. Adicionalmente se dispone de un sensor óptico para poder generar el tren de pulsos que contiene información cerca del censado del sistema. La clave del sistema de medición por alineación [24] de tiempos se concentra en la lectura de tiempo de cada pulso. La señal portadora del sensor produce un pulso la cual es sujeta a un conteo por parte de los temporizadores. Al activarse los contadores, los valores se guardan en lotes para realizar comparaciones más adelante.

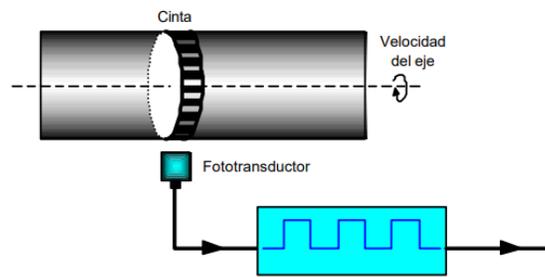


Figura 9 Medición por intervalos de tiempo con sensor infrarrojo

Los números registrados son equivalentes al tiempo que tarda en pasar cada franja de la cinta ya sea transparente u opaca por el punto del sensor. El inverso de este tiempo multiplicado por el ángulo de barrido de cada franja, determina la velocidad media de rotación para cada franja de la cinta. La información recolectada es luego capturada en un ordenador para obtener los valores de velocidad del eje, con los cuales se puede producir una gráfica de velocidad en función del tiempo para analizar su comportamiento.

3.12.2. Medición por Saturación de Pulsos

En esta técnica, los pulsos iniciales son generados a través de las marcas que pueden tener formas complicadas, los tipos de señal se requieren para un procesamiento extenso de la señal. Adicionalmente, tomando como consideración que el número de pulsos es directamente proporcional al número de marcas Z en el eje y la velocidad angular U del eje, un pulso múltiple puede requerirse para aumentar la exactitud del sistema porque ambos Z se encuentran limitados por el tamaño de las marcas del disco y U se encuentra limitada por la aplicación. Las marcas son dientes u opacos en el disco, y el sensor consiste en revoluciones por segundo, donde α indica la separación angular en grados de dos marcas adyacentes en el disco. Si se permite que la velocidad de vibración torsional de un sistema eje-engranaje del motor sea \dot{u} , con las mismas unidades que \dot{U} , entonces podemos representar la velocidad angular del eje principal en un tiempo t como $\dot{U} + \dot{u}$. Consecuentemente se puede apreciar que el periodo i th de un pulso del eje es $T_i = t_i + t_{i-1}$, los cuales deben reflejar cualquier cambio de la velocidad de la vibración torsional \dot{u} bajo una velocidad angular constante del eje principal.

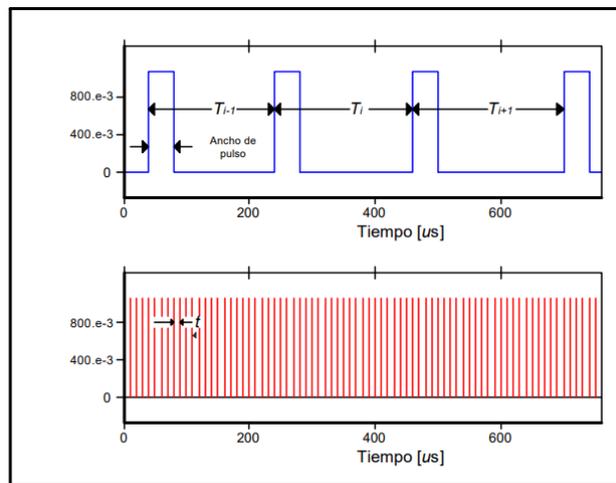


Figura 10 Medición por saturación de pulsos para desfase de señales

En esta etapa se busca comparar que el valor de Z no sea demasiado pequeño, ya que, si lo es, no se podrá conseguir un rad de pulsos del eje amplio para extraer \dot{u} desde T_i con una exactitud precisa. Si se da el caso en el que el eje principal y su velocidad angular \dot{U} permanece constante, se puede derivar una expresión del incremento de vibración torsional dentro del i th de periodo del pulso del eje.

3.12.3. Medición por Alineación de Tiempos

Se desarrolla por medio de las señales provenientes de los transductores, pero sin tener en cuenta la componente de vibración torsional de las señales de procesamiento digital del sistema. Cuando un eje rota, la vibración torsional está presente en su modo estable, su movimiento angular se describe por la siguiente ecuación

$$\varphi(z, t) = w + A(z)\text{sen}(wt + \theta(z))$$

Donde w se refiere a la frecuencia angular de rotación del eje, wt es la frecuencia angular de la vibración torsional. A y θ hacen referencia a la amplitud y la fase inicial de la vibración torsional respectivamente. Z indica la locación de los puntos de medición a lo largo de la dirección axial del

eje. En este método, la vibración torsional infiere un cambio de fase de las señales del pulso que posteriormente se van a comparar con las señales del eje rotando con excitación torsional y así los cambios en las posiciones del pulso pueden descubrirse. Adicionalmente los datos también [25] pueden ser analizados con la transformada rápida de Fourier u otras técnicas digitales normalmente adoptadas para procesar señales de vibración digital. Generalmente cuando hay dos secciones del eje sometidas a análisis torsional, se tiende a medir simultáneamente y el fenómeno puede ser descrito comparando las amplitudes de vibración de fases a la misma frecuencia entre los canales de medición.

4. OBJETIVOS

4.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un banco de pruebas para análisis de vibraciones torsionales.

4.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar, el estado del arte sobre análisis torsional teniendo en cuenta los bancos de pruebas que se han realizado a la medida de centro de experimentación e institutos educativos.
- Diseñar los componentes mecánicos y seleccionar la instrumentación del banco de pruebas.
- Manufacturar los elementos mecánicos para el montaje del banco de pruebas incluyendo la instrumentación de acuerdo al protocolo de pruebas establecido.
- Implementar un sistema de adquisición de datos para la lectura de variables dinámicas correspondientes al análisis de la vibración torsional, mediante el desarrollo de una interfaz en LabView.
- Validar el funcionamiento mediante pruebas experimentales aplicadas en el banco sobre ejes de diferentes tamaños y condiciones iniciales ejercidas sobre estos mismos.

5. METODOLOGÍA

Con el fin de exitosamente ejecutar este proyecto de implementará la metodología en V, donde se designan un conjunto de actividades divididas por fases. En la primera fase se realizará la debida investigación en estado del arte, basándose en revistas científicas, patentes, libros y proyectos de grado relacionados con el tema de búsqueda.

Durante la segunda fase se procederá a ejecutar el diseño y dimensionamiento del banco de pruebas. En este punto se toma como soporte las herramientas de solidworks para crear el CAD y consecuentemente se realizan los correspondientes análisis mecánicos por medio del software de simulación de ANSYS.

Continuando con la tercera fase, se realizará la adecuación del sistema de monitoreo y lectura de vibraciones torsionales sobre el banco. En esta instancia se designará el método de obtención de datos de vibraciones más adecuado para el sistema con el fin de publicarlo en LabView.

En la última fase, se procederá a poner juntas todas las piezas mecánicas del banco como el sistema de monitoreo con el fin de realizar los tests de laboratorio adecuados y poder llevar a cabo un análisis del fenómeno.

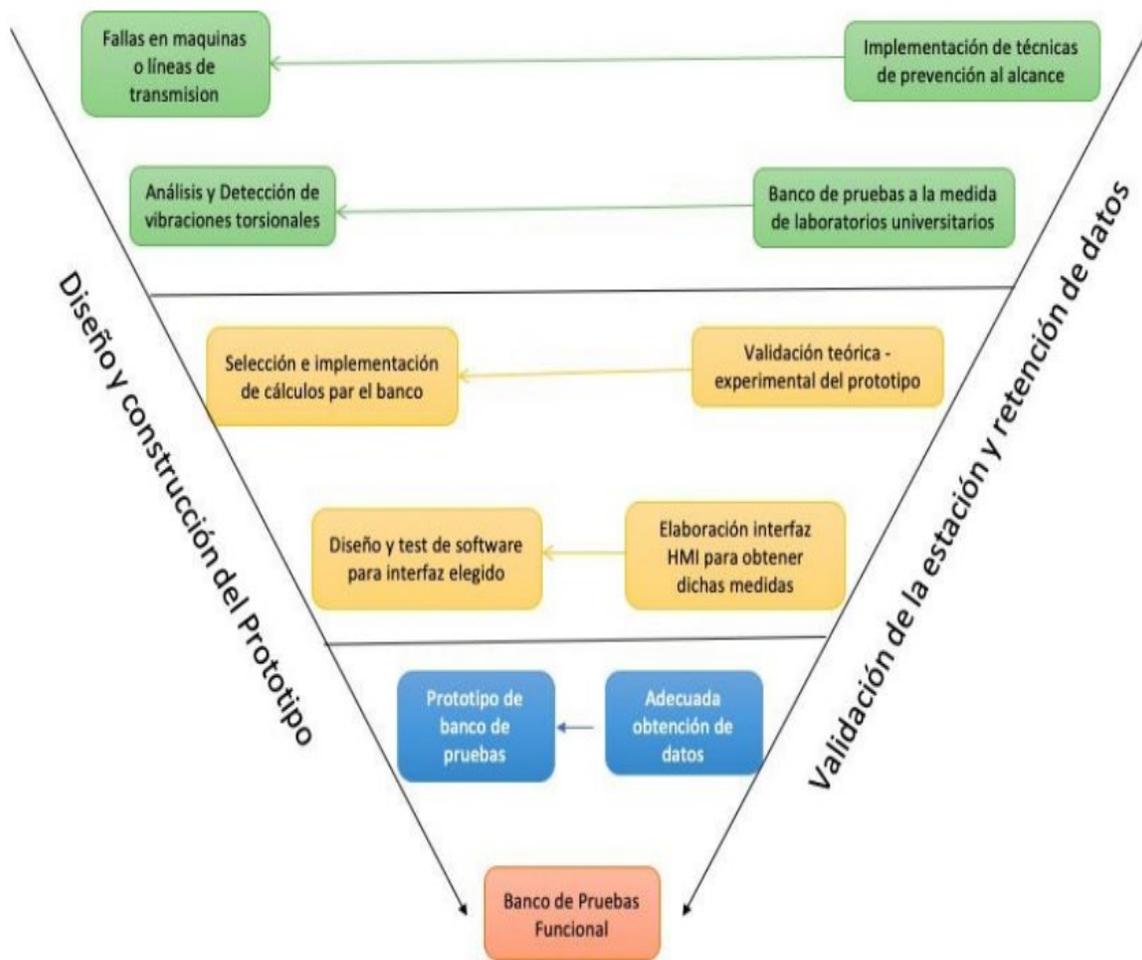


Figura 21 Modelo de Acción para ejecución de proyecto

A continuación, se explicarán más a fondo las fases del proyecto con las respectivas actividades de cada una de ellas.

ETAPA	ACTIVIDAD	DESCRIPCIÓN
I	Investigar acerca de bancos experimentales existentes a escala de laboratorio para fines educativos	Realizar una búsqueda para poder conocer cuáles son los tipos de bancos junto con sus respectivos estándares a implementar
	Investigar sobre principales problemáticas como resultado de la vibración torsional en maquinaria industrial	Determinar el problema a detectar por medio de investigaciones en el estado del arte sobre vibraciones y sus consecuencias
	Investigar sobre alcance experimental de pruebas de vibraciones torsionales para dimensionar el alcance del banco	Realizar búsquedas para saber qué tan amplio es el alcance de un banco de pruebas limitado a ser usado para laboratorios educativos
II	Especificar los parámetros de diseño del banco de pruebas	Parametrizar las condiciones de diseño del banco desde el tamaño del mismo hasta la capacidad de sus componentes
	Designar elementos clave para la conformación del banco.	Realizar diseños CAD para dimensionar los tamaños correspondientes de dichos elementos
	Diseñar los elementos a escala para ser utilizados en una facultad educativa	Escalar elementos previamente designados teniendo en mente que serán utilizados en un laboratorio de universidad
	Recolectar planos del modelo CAD a implementar	Agrupar planos CAD para revisar que no contengan errores de diseño
	Refinar detalles de los elementos impresos para asegurar su durabilidad	Realizar las respectivas mejoras a los componentes impresos para verificar que su diseño sea el correspondiente
	Maquinar las piezas del banco acordeamente	Fabricar las piezas del banco en el adecuado taller
	Adecuar los correspondientes sensores en el sistema para la lectura de datos	Ubicar los sensores a utilizar dentro del banco para obtener las lecturas
III	Implementar el sistema de lectura que consta de la tarjeta de adquisición de señales más el circuito que conecta a una computadora.	Armar el circuito electrónico en físico teniendo en cuenta todos los parámetros de filtrado de señales para finalmente lleguen a la consola
	Implementar el software correspondiente para adecuar las señales y tener lecturas	Hacer uso de herramientas como LabView para refinar esas señales provenientes de la tarjeta

	acertadas del estado del banco	
	Diseñar la interfaz gráfica de manera que sea de fácil manipulación por el operario	Implementar mejores técnicas de UX/UI para desarrollar interfaz gráfica del sistema
	Implementar el circuito de alimentación para hacer testeos en el banco	Armar el circuito que comprende principalmente del motor que alimentara el banco de pruebas
	Designar valores fijos de entrada para la componente de potencia	Definir parámetros de entrada para el banco que ejecutara el motor
	Validar que los datos experimentales se asemejen a los datos teóricos	Corroborar teóricamente con los datos que se están despliegan en pantalla.
	Realizar pruebas funcionales con ejes a la medida para obtener lectura de resultados	Posicionar los ejes correspondientemente para ejecutar las pruebas de vibraciones torsionales

Tabla 4 Objetivos, etapas y descripción de las diferentes actividades para realizar

6. DISEÑO

6.1. PARÁMETROS DE DISEÑO.

Basado en las comparaciones y matriz QFD implementada (revisar apéndice) se decide implementar los siguientes requisitos de diseño:

Entidad Requerida	Alternativa Seleccionada
Elemento para análisis	Barra de Acero, latón con dimensiones de 70 cm x 3/8". [16]
Cargas en Ejes	Se dispondrán de dos discos de acero inoxidable macizos, uno en el centro del eje y otro en la parte final, con pesos de 1.375 kg respectivamente. Cada disco vendrá con su prisionero para sujetarse al eje.
Diseño de Base	Agrupación de tubería de acero estructural en forma rectangular para que el sistema sea practico de transportar. Dado que es un sistema vertical el espacio es importante. Las dimensiones serán de alrededor de 85 cm de altura por 4 cm de ancho y 4 cm de profundo [36]
Alimentación del sistema	Para forzar las vibraciones en el sistema de un eje con dos discos, se implementara un motor DC con control de velocidad, este vendrá con una fuente de alimentación y una unidad para controlar la velocidad
Sensores para lectura	Basado en el análisis QFD se pudo denotar que la mayoría de bancos poseen tanto sensor de desplazamiento ya sea en forma de acelerómetros, o transductores[37] de ángulo de giro. Por ende en este proyecto se aplicará el principio de lectura por medio de sensores fotoeléctricos para captar el desplazamiento angular en los discos.
Interfaz para la lectura	Plataforma LabView para obtención y lectura de datos experimentales en el banco. Donde se convertirán las señales de los sensores en un tren de pulsos con el fin de crear un contador y contar los pulsos provenientes de ambos sensores. Después de esto se hallara el desfase entre ambos sensores y se transformara esa métrica en vibración torsional

Tabla 5 Criterio de diseño junto con descripción de la finalidad de cada inciso

6.2. COMPONENTES DE INTERÉS

Elemento	Descripción
Motor	Voltaje de Alimentación: 12 vdc Velocidad: 2500 RPM Torque:

	Potencia: Marca: Nisca
Arduino	Alimentacion: 5vdc Marca: UNO Frecuencia:
Sensor	Marca: Corriente Alimentación: Voltaje de Entrada:

Tabla 6 Elementos mecánicos para implementar sistema torsional en el eje

La adquisición de estos elementos fue determinada por los parámetros de diseño previamente establecidos.

6.3. CÁLCULOS MECÁNICOS

El análisis estático del sistema se resume a una sumatoria de fuerzas en el eje y $\sum F_y = 0$ Donde el eje con los dos discos se asume como un único cuerpo rígido de peso $\omega_{carga} = 2,9 \text{ kg}$ o $28,65 \text{ N}$. Idealmente el rodamiento debe soportar cargas axiales. Dado que los pesos del sistema se encuentran concentrados en el eje Y, se analizará el plano (Z; Y) para observar cómo se comportan las reacciones en los diferentes puntos.

6.3.1 ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL SISTEMA

Algunas consideraciones en el diseño de esta pieza mecánica son relacionadas a la facilidad para poder montarlo y desmontarlo en el banco de pruebas. También se busca que los discos posicionados sobre el sean fáciles de cambiar de manera que no desgasten el eje en el proceso. El eje va ser un eje esbelto. Donde tendrá secciones indicadas para posicionar dichos discos, rodamientos, y el acople en el extremo superior.

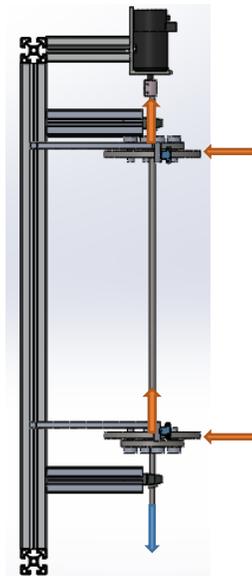


Figura 22 Vista lateral del banco de pruebas para experimentación

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

$$\delta = \frac{N * L}{A * E}$$

N = Carga Axial [N]
 L = Longitud [m]
 A = Area transversal [m²]
 E = Modulo de Young [Pa]
 σ = Esfuerzo [Pa]
 δ = Deformación Longitudinal [m]

$$W_{total} = 26.997 \text{ N}$$

$$A_{transversal} = \pi * r^2$$

$$A_{transversal} = \pi * (0.004)^2$$

$$A_{transversal} = 0.0000502 \text{ [m}^2 \text{]}$$

$$\sigma = \frac{26.997 \text{ [N]}}{0.0000502 \text{ [m}^2 \text{]}}$$

$$\sigma = 0.53778 \text{ [MPA]}$$

Para la deformación unitaria se tiene en cuenta el módulo de elasticidad del acero 1020, dado que es un acero promedio.

$$\delta = \frac{26.997 * 0.7}{0.0000502 * 205 * 10^9}$$

$$\delta = 1.772 * 10^{-6}$$

Con el fin de poder suministrar un análisis donde las vibraciones torsionales en un eje sean observadas se procederá a realizar el estudio de las componentes que interactúan con el eje.



$$w_a = 0.5 * 9.81$$

$$\omega_1 = w_2$$

$$w_n = m * g$$

$$w_2 = 1.376 * 9.81$$

$$w_2 = 13.49 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_1 + R_1 - F_2 - F_3 + R_2 = 0$$

$$-4.905 + R_1 - 2 * (F_2) + R_2 = 0$$

$$-4.905 - 26.98 + R_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 31.885$$

$$\sum M_{R2} = 0$$

$$W_a * (0.7) - R_1 * (0.65) + W_1 * (0.6) + W_2 * (0.1) = 0$$

$$3.4335 - 0.650R_1 + 8.094 + 1.349 = 0$$

$$-0.65R_1 + 12.8765 = 0$$

$$R_1 = 19.81 \text{ N}$$

$$R_2 = 31.885 - 19.81$$

$$R_2 = 12.075 \text{ N}$$

Una vez obtenidas las fuerzas y reacciones del eje mecanizado se pueden proceder hallar algunas secciones críticas. Normalmente estas fibras son más pronunciadas en ejes que están trabajando horizontalmente, pero para este eje vertical también se podrían hallar algunas.

$$\sum M = 0$$

$$0 < X < 0.05$$

$$M + 4.905 * x$$

$$M = -0.2452 \text{ Nm}$$

$$0.05 < X < 0.1$$

$$M + 4.905 * x - 19.81 * (x - 0.05)$$

$$M = -0.2452$$

$$M = 0.5$$

$$0.1 < X < 0.6$$

$$M + 4.905 * x - 19.81 * (x - 0.05) + 13.49 * (x - 0.1) = 0$$

$$M = 0.5$$

$$M = 1.2075$$

$$M + 4.905 * x - 19.81 * (x - 0.05) + 13.49 * (x - 0.1) + 13.49 * (x - 0.6) = 0$$

$$M = -1.2075$$

$$M = 0$$

- Diagrama de Cortante

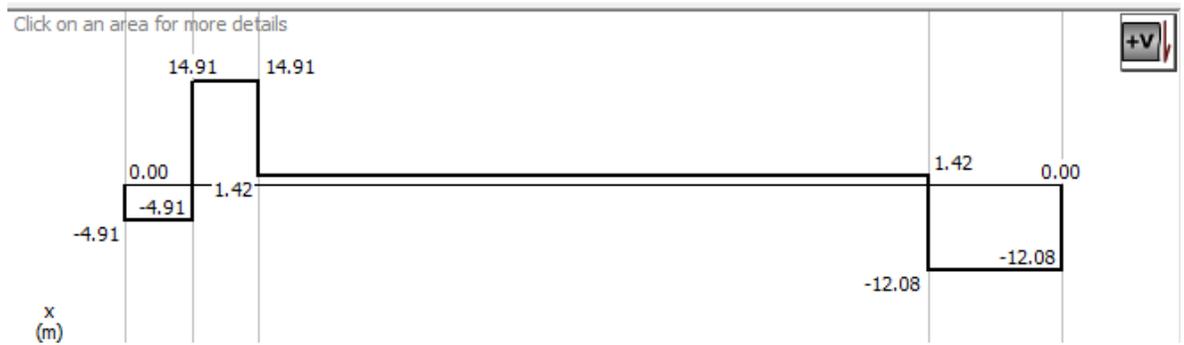


Figura 23 Diagrama cortante de las fuerzas y reacciones en el plano Y-Z

- Diagrama de Momento

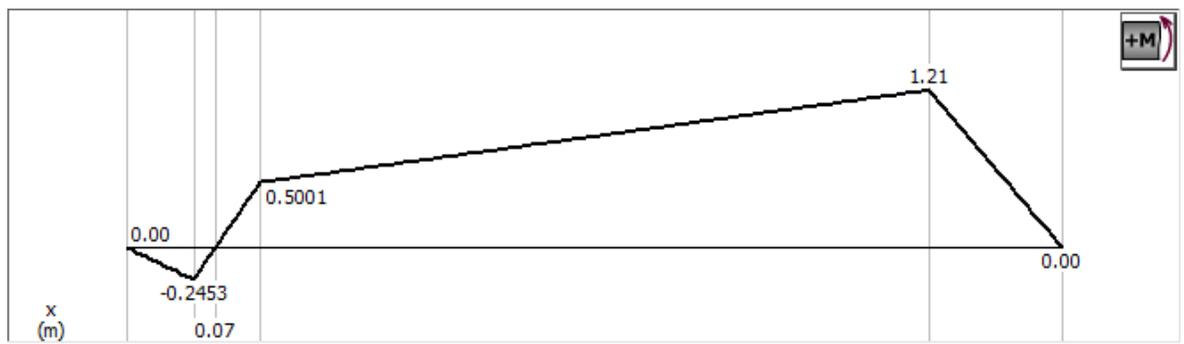


Figura 24 Diagrama de momento flector para el plano Y-Z

6.3.2 TORQUE DEL SISTEMA

El torque total del sistema se puede encontrar aplicando la ecuación del momento

$$\sum \tau = I_{Total} * \alpha$$

Primero hallamos las inercias

$$I_{Total} = \frac{1}{2} * Masa * R^2$$

$$M_{eje} = 0.227 \text{ Kg}$$

$$R_{eje} = 0.004 \text{ m}$$

$$I_{eje} = \frac{1}{2} * 0.227 * 0.004^2$$

$$I_{eje} = 0.00000222376 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$M_{disco} = 1.376 \text{ Kg}$$

$$R_{disco} = 0.075 \text{ m}$$

$$I_{disco} = \frac{1}{2} * 1.376 * 0.075^2$$

$$I_{disco} = 0.00387 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$I_{Total} = I_{barra} + 2 * I_{disco}$$

$$I_{Total} = 0.00000222376 + 2 * 0.00387$$

$$I_{Total} = 0.007743 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Basado en las inercias del sistema se calcula una velocidad angular para un escenario ideal

$$W_o = 0$$

$$W_f = 3000 \text{ RPM}$$

$$3000 \frac{\text{Rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sec}} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = 314.15 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

$$t_{estable} = 5 \text{ seg}$$

Entonces se designa la ecuación de desplazamiento angular por un lapso de tiempo.

$$\alpha = \frac{W_f - W_o}{t_{estable}}$$

$$\alpha = \frac{314.15 - 0}{5}$$

$$\alpha = 44.879 \frac{rad}{sec^2}$$

$$\sum \tau = 0.007743 [Kg * m^2] * 44.879 \frac{rad}{sec^2}$$

$$\sum \tau = 0.3475 [N * m]$$

Una vez se obtiene el torque total del sistema se procede hallar el torque para un motor DC ideal de 12 voltios, con especificaciones estándares de la industria.

$$\tau_{motor} = \frac{9.554140 * Potencia [Watts]}{Velocidad [RPM]}$$

$$\tau_{motor} = \frac{9.554140 * 350}{3000}$$

$$\tau_{motor} = 1.238499 [N * m]$$

Por ende, se considera que el motor tiene el torque suficiente para operar con las condiciones de diseño del banco.

6.3.3 DISEÑO DEL EJE

Para el planteamiento de diseño y análisis del eje se realizará un estudio por secciones de interés donde diferentes elementos mecánicos van a estar posicionados. Dentro de los que se encuentran, los discos inerciales, más los rodamientos. Se obtienen los diámetros por el criterio de ASME, adicional a valores en el estado del arte donde se recomiendan convenientes valores para dichas dimensiones, posteriormente se realiza un análisis por fatiga para determinar la vida útil del material bajo un escenario de esfuerzo en operación planteado. La idea es analizar el eje y consecuentemente determinar los rangos de operación del mismo. Si bien, el eje posee dos cargas (Discos inerciales), dicho elemento no transmite potencia o entrega torque a terceros. Por ende, se cree que el eje se encuentra en rotación libre.

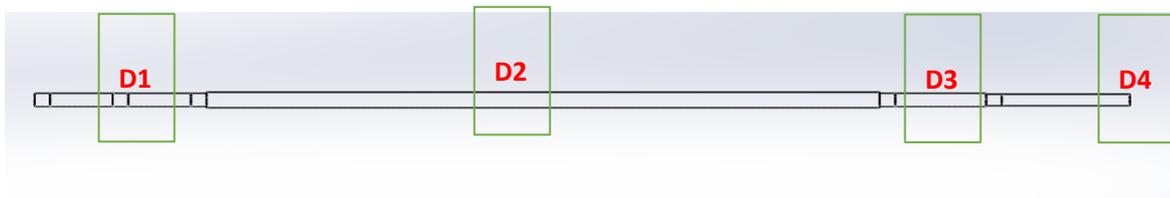


Figura 24 Diagrama de distribución de superficies a lo largo del eje

Consecuentemente se hallan los torques del resto de estructuras.

$$\tau_{rodamiento1} = 0.025 [N * m]$$

$$\tau_{rodamiento2} = 0.025 [N * m]$$

$$\tau_{Disco1} = 0.15 [N * m]$$

$$\tau_{Disco2} = 0.15 [N * m]$$

Para encontrar las dimensiones apropiadas en el eje se usará la teoría de energía por distorsión. La finalidad del diseño es determinar los diámetros del eje mecanizado y definir las secciones de mayor interés del mismo. Con el fin de minimizar errores de desempeño, se trabajará con acero inoxidable 304. De la documentación del material se puede obtener lo siguiente:

$$\text{Esfuerzo de Tracción o } S_u = 520 [MPA]$$

$$\text{Esfuerzo de Fluencia o } S_y = 210 [MPA]$$

Se procede a plantear la ecuación general para diseño de ejes por ASME:

$$d = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \left[\left(Kf * \frac{M}{Sn} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{Su} \right)^2 \right]^{0.5} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Idealmente se realizarán cuatro cálculos de diámetro basado en las necesidades del eje con el fin de realizar una pieza mecanizada.

$$d_1 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \left[\left(1.5 * \frac{0.605}{540 * E6} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1.235}{210 * E6} \right)^2 \right]^{0.5} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_1 = 0.0081456 \cong 0.008 m$$

$$d_2 = 0.00953$$

$$d_3 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \left[\left(1.2 * \frac{0.601}{540 * E6} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1.235}{210 * E6} \right)^2 \right]^{0.5} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_3 = 0.008 m$$

$$d_4 = \left[\frac{32 * 2}{\pi} * \left[\frac{3}{4} * \left(\frac{0.025}{210 * E6} \right)^2 \right]^{0.5} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_4 = 0.0075 m$$

Una vez se aseguren los diámetros, se continúa desarrollando el análisis por fatiga para determinar la vida útil del elemento.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e'$$

$$S_{ut} = 500 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0.5(500)$$

$$S_e' = 250 \text{ MPa}$$

Factor de superficie (Ka):

$$\text{Factor } a = 4.51 \text{ MPa}$$

$$\text{Exponente } b = -0.265$$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 1.07708$$

Factor de tamaño (Kb):

$$d_e = 0.37 * 0.008 = 0.00296$$

$$K_b = 1.6389$$

Factor de Carga (Kc):

$$K_c = 0.87$$

Factor de Temperatura(kd):

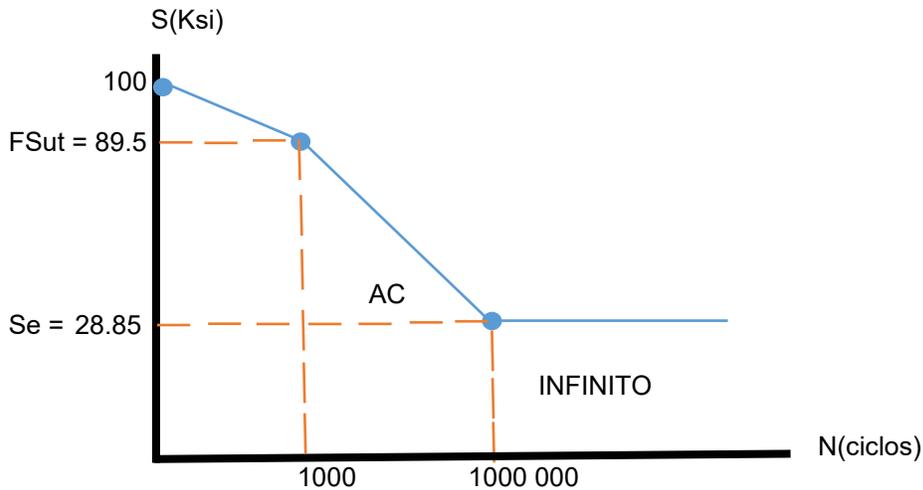
$$K_d = 1, \text{ ambiente}$$

Factor de confiabilidad (ke):

$$K_e = 0.814$$

$$S_e = 1.007 * 1.6389 * 0.87 * 1 * 0.814 * 250$$

$$S_e = 178.2843 \text{ Mpa o } 25.85 \text{ ksi}$$



Lo ideal con el modelo planteado obedece a que el mecanismo de eje no sufra esfuerzos considerables especialmente en zona de alto ciclaje. Si por otra parte se presentan esfuerzos menores a 28.85 KSI, entonces el mecanismo tendrá un comportamiento infinito. Idealmente se desea que la pieza trabaje bajo estos últimos parámetros. Cabe recordar que el banco torsional, especialmente los discos inerciales no poseen ningún tipo de transmisión de energía, por lo que el eje solo estaría venciendo esa inercia que presentan. También es importante mencionar que las velocidades en las que se podría presentar una alta magnitud de esfuerzo se encuentran por el orden de 2000 rpm y hacia arriba. Como bien es estipulado, el banco está diseñado para llevar pruebas a cabo en cortos lapsos de tiempo (alrededor de 8 segundos máximo).

6.3.4 RODAMIENTOS

Dentro de los parámetros [38] de selección se deben tener en cuenta las fuerzas actúan sobre el rodamiento. También se analizará la vida útil del mismo medido en horas y revoluciones. Hay que aclarar que la selección se hace basada en parámetros como el tamaño del eje (seleccionado), el tipo de aplicación para cual se requiere este rodamiento específico, y dimensiones del soporte que lo va sostener, los requerimientos para la selección son:

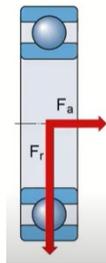


Figura 25 Vista lateral de fuerzas y reacciones en rodamientos

En el caso presentado para la aplicación de vibraciones torsionales, se busca que los rodamientos posean características de resistir carga combinada. Es por ende que se elige implementar una chumacera con rodamientos de bola. Este rodamiento tiene la particularidad de que se puede prensar con un eje gracias al par de prisioneros que posee en el cuello del mismo. Este juego de

chumacera-rodamiento es relativamente de peso liviano debido a su material de aleación de zinc. El diámetro interior del eje es de 8mm.

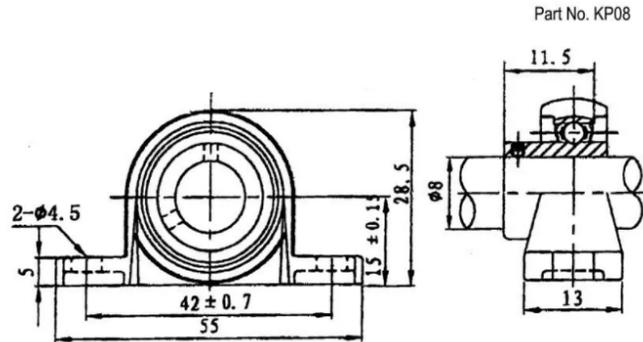


Figura 26 Vista frontal chumacera-rodamiento KP08

Si bien existen en el mercado rodamientos de rodillo que son más populares cuando se desea implementar un sistema de carga combinada, los rodamientos de bola también soportan ambos tipos de cargas debido a la manera como se acoplan al eje. Para el escenario presentado en esta aplicación, el peso total de la combinación que comprende los discos, eje, y manguitos es de alrededor de 30 newtones, por lo que ese peso será distribuido por las dos chumaceras (superior e inferior) que están localizadas en el banco. Por motivos de simplificación para el caso vertical, se plantea el escenario de tener el peso total dividido equitativamente entre las dos chumaceras. Lo que significa que irán 15 newtones para cada uno de ellas. Según la documentación encontrada para los rodamientos de bola expuestos KP08, están diseñados para soportar una carga dinámica básica de 0.819 KN por lo que el valor de fuerza distribuido entre las dos chumaceras es suficiente. También, se optó por esta chumacera ya que es fácil de acomodar. Su configuración es directa y la tornillería para fijarla es bastante estándar, una vez culminada la selección se procede a validar el desempeño. A continuación, se plantea un análisis de vida para el rodamiento.

Temperatura de Operación	40 ° c
Diámetro eje	8 mm
Velocidad de Giro(n)	3000 – 3500 $\frac{rev}{min}$
Carga	29.43 N o 0,02943 KN
Diámetro externo(Si es posible)	Pensado para un soporte con diámetro interno de 15-18 mm
Carga Dinámica(c)	3190 N

Tabla 7 Parámetros requeridos para la operación del rodamiento

$$F_a = F_r = 98 \text{ N } Vel_{eje} = 2500 \text{ RPM}$$

$$skf = BA - 8 C_{dinamica} = 3.19 \text{ KN } C_{estatica} = 3.8 \text{ KN}$$

$$razon = \frac{F_a}{VF_r} = \frac{98}{1 \cdot 98} = 1 \quad e = 0.22$$

$$X = 0.56 \quad Y = 1.99$$

$$P = XV F_r + Y F_a$$

$$P = 0.56 * 1 * 98 + 1.99 * 98$$

$$P = 249.99 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{p} \right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{3190}{32} \right)^3$$

$$L_{10} = 990.65426 \text{ o } 990 \text{ Billones de rev}$$

También se puede proceder hallar las horas de vida del rodamiento.

$$L_{10} h = \frac{10^6}{60 n} * L_{10}$$

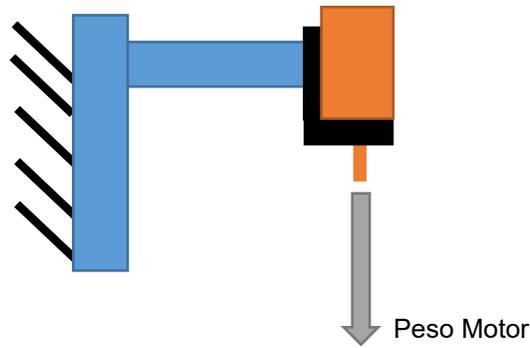
$$L_{10} h = \frac{10^6}{60 * 3600} * 990000$$

$$L_{10} h = 458.000 \text{ horas de funcionamiento}$$

De esta forma se valida no solo que el rodamiento seleccionado cumple con los requisitos de la aplicación, también la vida útil del material. Algunos puntos a resaltar se pueden ver en la carga de peso mínimo con la que cada set de rodamientos va a trabajar. También el hecho de que el acople este soportando peso de una u otra manera. En conclusión, el rodamiento satisface la necesidad de la aplicación planteada.

6.3.5 REACCIONES EN EL SOPORTE DEL MOTOR

La pieza que mantiene el motor conectado con el mecanismo sufre de reacciones tanto por el peso del motor como reacciones de la base que conecta con el banco. En el primero, se puede analizar de dos formas. Si el sistema se encuentra ubicado horizontalmente, entonces las fuerzas que actúan sobre el soporte son axiales con respecto a la cara del soporte L que se sienta sobre el perfil de aluminio que conecta con el banco. Si el sistema se encuentra vertical, entonces el peso del motor irá orientado sobre la cara de la L que conecta con dicha vista. Y la parte que se sienta en la base sufrirá un momento debido al brazo de palanca que conecta con el peso del motor.



$$W_{motor} = 700 \text{ g o } 0.7 \text{ Kg}$$

$$\sum M_{base} = 0$$

$$\sum M_{base} = -W_{motor} + R_{base}$$

$$\sum M_{base} = -(0.7) * 9.81 + R_{base}$$

$$\sum M_{base} = -6.867 + R_{base}$$

$$R_{base} = 6.867$$

Consecuentemente se concluye que la fuerza que experimenta la base producto del peso ejercido por el motor en posición vertical es relativamente pequeña. En el caso de estar localizado verticalmente, la plataforma va estar anclada de la base lo que garantiza que las fuerzas de las piezas no causen alteraciones en el sistema torsional, puesto que el peso del motor ejerce un momento sobre la estructura como ya se evidenció con los cálculos. Por otro lado, si el banco ha de estar posicionado horizontalmente, la única fuerza que experimenta el sistema es el peso que el motor ejerce sobre la superficie de aluminio. La base en forma del L donde el motor se acoplará al banco se sugiere que sea desarrollada en acero galvanizado dado que es un material duro, y puede soportar cargas de amplio tamaño pues posee un límite de fluencia de alrededor de 250 MPA lo que es muy superior al esfuerzo generado por las fuerzas y los momentos sobre la sabe de la sección donde se ubica el motor.

6.4. ANÁLISIS POR PANDEO EN EL EJE

Dentro de las consideraciones llevadas a cabo en el proyecto, también se debe tener presente el fenómeno de pandeo en la aplicación presente para un eje esbelto. Si bien es cierto el eje se encuentra asegurado en ambos extremos por los rodamientos seleccionados, adicional al acople que conecta al motor, el sistema rotativo puede sufrir deformaciones laterales debido a las fuerzas con las que interactúa, adicional a las frecuencias de excitación que se inducen en el mismo. Esto sumado a las dimensiones que posee, especialmente los diferentes mecanizados sobre el mismo que generan la presencia de secciones de diámetro menor en comparación con otras, por lo que es importante tener en cuenta no solo el tamaño del eje, sino también las masas que tiene que soportar mientras esta rotando. Por ende, una simulación del eje sin discos se realizó en ANSYS, donde se importa el modelo del mecanismo diseñado en solidworks. El modelo debe ser adecuado para ejecutar análisis por estructura estática, y también por los valores eigen de pandeo. Estos dos

módulos deben ser conectados para que la simulación final de pandeo contenga condiciones de frontera provenientes del bloque estructural estático. Una vez adentro del ambiente, se debe configurar el material de la pieza junto con el tipo de mallado. Siguiendo las recomendaciones en las simulaciones por análisis modal, se ejecuta un mallado promedio, donde se busca que el tamaño y detalle de la malla no sea tal que dificulte el desempeño de la simulación y el rendimiento del ordenador en el cual se está llevando a cabo el proceso. Se procede a configurar el bloque de estática estructural. Se modifican los soportes para elegir las secciones donde van posicionados los rodamientos y se selecciona soporte fijo para ambas secciones.

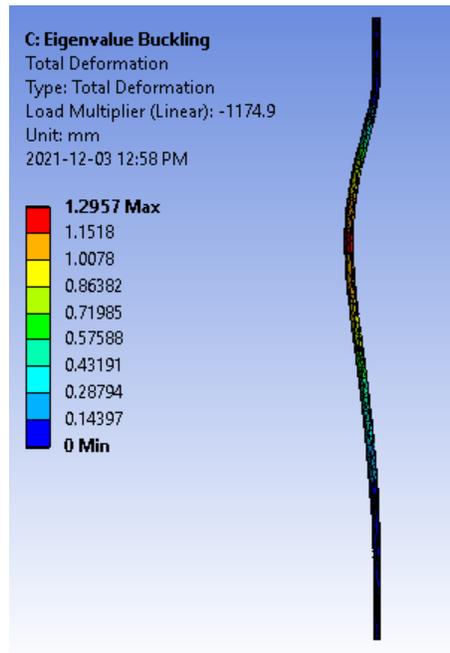


Figura 54 Simulación de Pandeo en eje torsional

A continuación, se selecciona una velocidad rotacional acorde a la velocidad máxima en RPM que el motor suministra al sistema. En este caso se ingresan 2500 RPM. Adicionalmente se ingresa una fuerza axial a la coordenada del eje, esta fuerza denota el peso de los discos, manguitos, y resto de piezas mecánicas que van sujetas al eje. Para el caso del valor de la fuerza axial se asigna un valor de 49 N (equivalente a 5.5 kg, el peso de los componentes ensamblados sobre el eje) apuntando hacia el extremo inferior del eje. Ya con estos valores establecidos, se procede a resolver la simulación. Para ello se selecciona el tipo de deformación que se desea obtener, que en el caso presentado es deformación total. Se ejecuta el comando y se aprecia el resultado. En la imagen de simulación se puede evidenciar el fenómeno de pandeo en dos modos. De los resultados de deformación, se aprecia que el valor máximo se encuentra en alrededor de 1.3 mm longitudinal. Esta deformación se presenta alrededor de unos 40 cm con respecto al extremo superior del eje y es allí donde el pandeo es mayor. Cabe resaltar que la carga en donde se presenta dicho pandeo es significativamente alta. Los dos modos de respuesta entregan una fuerza de carga de 1179 y 1162 N respectivamente. Por lo que se asegura que el mecanismo no llegara a esas condiciones de carga con la aplicación implementada. Ya con estos resultados se asegura que bajo las condiciones planteadas de una carga máxima de alrededor de 50 N el eje no se verá afectado por pandeo dentro del mismo.

6.5. ANÁLISIS REACCIONES EN MANGUITO DE SUJECCIÓN

Conforme el diseño preliminar de los manguitos de sujeción, es recomendable analizar el diseño CAD por medio de un simulador de fuerzas con el fin de validar que el mecanismo soporte las cargas a las cuales estará sometido. Siguiendo con la línea y los softwares de simulación se procede a continuar con el mismo flujo de información. Donde el CAD es importado de solidworks hacia ANSYS. Una vez la se tiene dicho elemento, se procede asignar el bloque de análisis estructural, allí se inducirán fuerzas sobre la pieza. El propósito de este análisis es confirmar que el diseño planteado inicialmente cumple con todos los requisitos tanto de seguridad como de rendimiento para validar que la aplicación en general funcionará sin ningún problema. Inicialmente se analiza para la posición horizontal del manguito cuando la base del banco está acostada sobre una plataforma. En este punto las variables que intervienen son el peso del disco más los tornillos y tuercas para asegurarlo. En este caso el juego total de pesos consta de alrededor de 2 kilogramos. Por ende, para crear un factor de seguridad de al menos 5 veces ese valor, se multiplica el peso con el fin de obtener los rangos mencionados. Consecuentemente se procede a implementar las condiciones para dicha simulación horizontal. Inicialmente, se debe agregar los soportes fijos que corresponden a los orificios donde deben ir posicionados los tornillos. Consecuentemente se agrega un punto remoto, en la sección perpendicular del manguito donde se sientan los discos. Esta última configuración se hace con el fin de que se pueda agregar la fuerza remota la cual justifica el esfuerzo que sufrirá la pieza. Como ya se describió previamente la fuerza que se induce es de 5 veces más el peso que normalmente soporta el manguito, que en el caso presentado es de +90 néwtones.

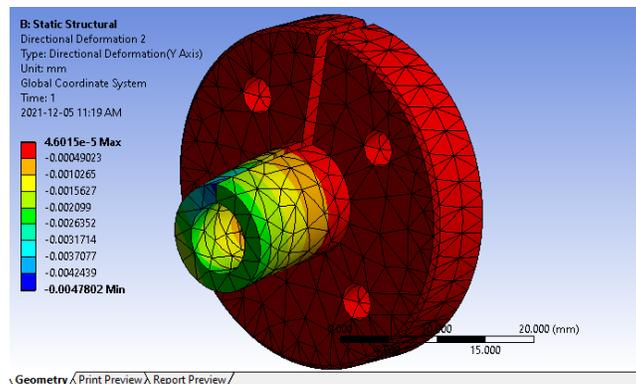


Figura 55 Simulación Manguito Posición Horizontal

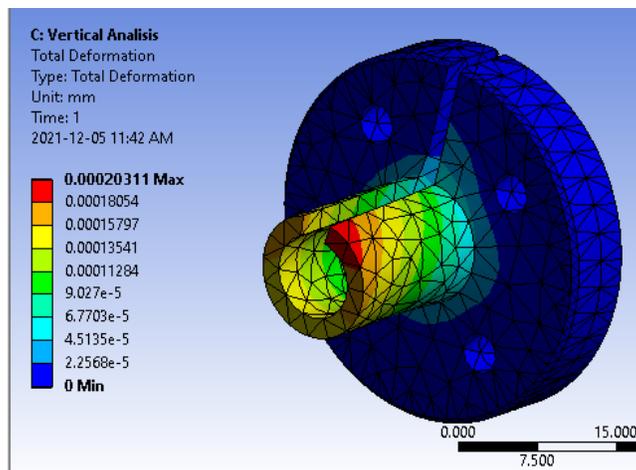


Figura 56 Simulación Manguito Posición Vertical

Como se puede evidenciar, en el primer caso horizontal las fuerzas inducidas sobre el mecanismo del manguito generan deformaciones radiales por el orden de micras, siendo el caso mayor y más crítico de 0.00049 mm lo que en teoría puede ser mínimo dado que el mecanismo no está diseñado para operar en estas condiciones. Un resultado similar ocurre con el escenario donde los manguitos se ubican verticalmente. La mayor deformación bajo las condiciones mencionadas se experimenta a 0.00020311 mm lo que es un valor significativamente bajo. Estos resultados justifican el diseño implementado sobre la construcción del manguito. Siempre que se opere el sistema con las condiciones definidas, la pieza mecánica no sufrirá ningún tipo de falla y el mecanismo ensamblado de discos-manguito trabajara acordemente.

6.6. MECANIZADO DE COMPONENTES

6.6.1 Eje:

El diseño del eje para experimentación fue llevado a cabo teniendo en cuenta los parámetros de diseño preestablecidos en el inciso anterior, teniendo como principal parámetro que debe ser una pieza esbelta ya que, si el sistema es muy rígido, será más complicado observar el fenómeno de vibraciones torsionales dado que este no se deformará tan fácilmente. Este elemento consta en el extremo superior de una sección del mismo diámetro (8) donde también se asigna la sección que conecta con el acople como la sección donde el rodamiento irá situado. Posteriormente continua una sección de 3/8 de pulgada que será la parte central de eje. La razón por la cual se designó esta área como



Figura 27 Vista lateral de eje mecanizado, diseñado en Solidworks

6.6.2 Disco Inercial:

Esta pieza mecánica será manufacturada para dos puntos en el eje. El primero siendo el extremo superior donde el disco servirá como indicador de referencia para temas de medición. Y el segundo será posicionado en el extremo inferior donde es más probable que sufra deformaciones producto de las vibraciones torsionales que se presentan en el sistema. Cada disco debe ir con su juego de manguito de sujeción. Estos dos componentes se atornillarán de tal manera que el disco quede fijado y listo para ser usado.

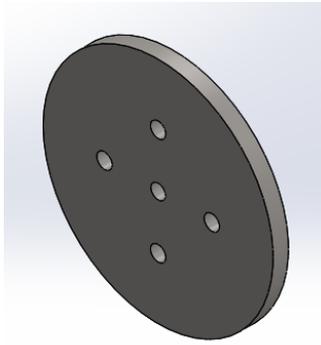


Figura 28 Vista isométrica del disco inercial, diseñado en Solidworks

6.6.3 Manguito de Sujeción del Disco:

Se diseñará un manguito por cada disco que existan dentro del banco de pruebas. La finalidad de estos elementos es brindar una fácil sujeción a los discos y el eje, con el fin de que no se desgasten con el montaje y desmontaje de los mismos. Los manguitos poseen una cuña abierta de sección cónica donde podrán ser posicionados sobre el eje. Idealmente los discos deben tener su diámetro con cierto grado de inclinación acorde al manguito para que se puedan conectar sin problema alguno. Consecuentemente cada manguito debe tener su juego de tornillos para cuando se tenga que acoplar al disco. El montaje del mango debe servir como presa que ambos compiten se dejen al eje una vez los mangos se atornillen. Para realizar lo opuesto se desatornillan los discos, y se procede a emplear una fuerza sobre el mango con el fin de removerlo de su flecha mecánica. Idealmente los mangos se manufacturarán para que puedan soportar diferentes diámetros de discos y también un amplio rango de espesor de los mismos. La idea principal hace referencia al banco y su capacidad de ser didáctico de tal forma que se puedan hacer pruebas con diferentes elementos aprisionados al eje de experimentación.

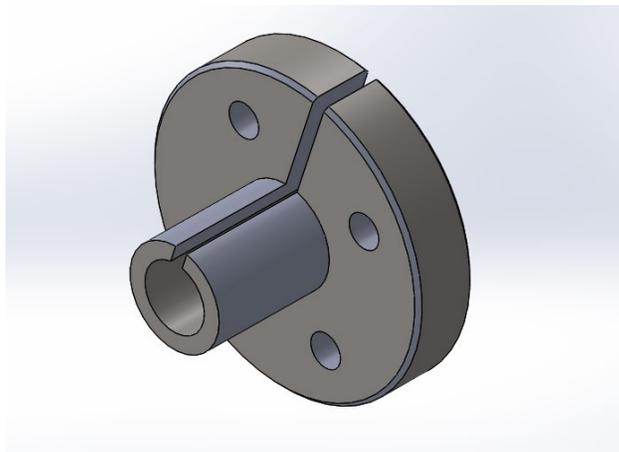


Figura 29 Vista isométrica del manguito de sujecion, diseñado en Solidworks

6.6.4 Soporte Vertical del motor DC:

Elementos de soporte en especial la pieza encargada del motor debe constar de un con junto de tornillos de sujecion tanto para conectar al motor, como para sostenerse de la base de aluminio. La precision de esta pieza ayuda a que la alimentacion al modelo sea mucho mas precisa y facil de

implementar, porque lo que se busca un diseño practico de base donde el motor de igual manera se pueda monstar y desmontar. Para reduccion de costos y facil manufactura esta pieza se realizará en aluminio de bajo calibre. Idealmente será atornillada a la base en un juego de perno tuerca el cual constará de dos elementos en cada lado del motor junto con la parte de la base superior. También cuenta con 4 agujeros para poder atornillar el motor a la cara frontal del soporte.

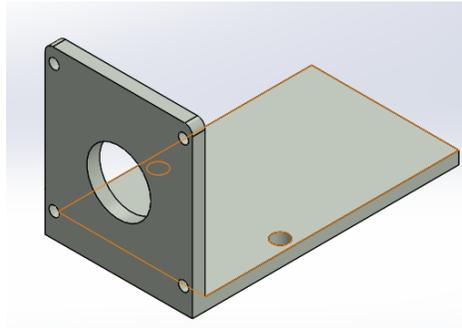


Figura 30 Vista isométrica del soporte del motor, diseñado en Solidworks

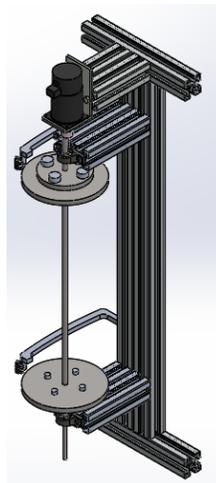


Figura 31 Vista isométrica del banco finalizado, diseñado en Solidworks

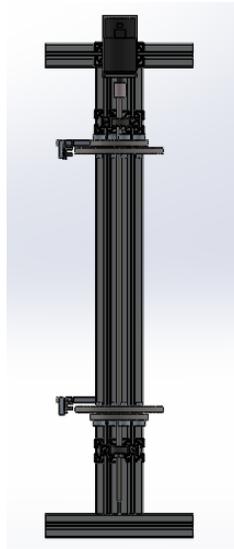


Figura 32 Vista frontal del ensamblaje completo, diseñado en Solidworks

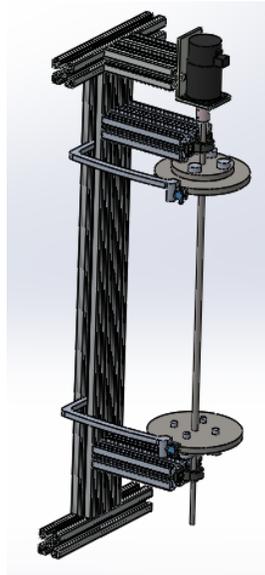


Figura 33 Vista isométrica izquierda, diseñado en Solidworks

7. SISTEMA DE ALIMENTACION AL BANCO DE PRUEBAS

Para generar rotaciones y excitación torsional en el sistema se constará de un motor japonés nisca de 12 v con 2500 a 3000 rpm. Este motor se usará para poder generar el voltaje continuo y armónico con el fin de excitar el juego de eje-discos. Generalmente se busca que el motor sea capaz de tolerar las excitaciones que se van a inducir en el sistema, para ello el escenario planteado consta de un motor de corriente continua con imanes permanentes. Sin embargo, la mayoría de motores dc pueden ser instrumento de dichas vibraciones. También se busca que el torque del motor sea lo suficientemente capaz de rotar el sistema. En este caso el torque del motor seleccionado es de 0.145 N-m lo que quiere decir que es un motor lo suficientemente alto. El tamaño del motor es adecuado dado que se puede localizar en diferentes lugares por sus medidas rectangulares de 10 x5 x5 cm

aproximadamente. También cuenta con una lata entre el cobertizo del motor y el eje saliente, que posee orificios para adecuar el motor con otras superficies y ajustarlos apropiadamente.



Figura 57 Motor industrial seleccionado para generar vibraciones

Como la mayoría de motores DC de bajo calibre, el motor nisca solo cuenta con dos cables de alimentación, positivo y negativo respectivamente. Adicionalmente posee un encoder para medir las variables del motor. Por motivos de este proyecto no se tomará uso de este último ítem. En la parte del eje cuenta con un engranaje roscado. Generalmente este tipo de aplicaciones usan dicho engranaje para transmitir potencia a otras líneas de suministro. Sin embargo, en la aplicación del banco de pruebas se removerá dicho engranaje con el fin de adecuar un acople que pueda conectarse con el eje para alimentar las rotaciones del banco. A raíz del tamaño del motor se le adecuará una lata en L dado que este va a estar suspendido verticalmente. Entonces será fácil fijarlo en la plataforma del banco. El diámetro del eje es de 8 mm por lo que el acople seleccionado tendrá que tener un orificio receptor de dicho tamaño mientras que del otro lado la dimensión tiene que emparejar con la del eje de sistema torsional. Dadas las condiciones de operación del motor también se tendrá que seleccionar un controlador. Para dicha labor se analizó el siguiente escenario.

Producto	Descripción
<p>Figura 58 Puente H regular para modelos con Arduino</p>	<p>Inicialmente se procedió a implementar el controlador de motores dc l298n que funciona para un juego de dos motores dc. Este controlador puede resistir hasta 2 amperios trabajando a un voltaje máximo de 28 voltios. El modelo de motor se corrió con dicho controlador, enviando desde la plataforma integrada de arduino funciones para que simular en la planta el escenario de excitación torsional. Sin embargo, a través de las pruebas se presenció una alta caída de voltaje en el controlador, por el orden de 5 voltios en velocidad máxima, por lo que el torque del motor era significativamente bajo, y en consecuencia el algoritmo de control del mismo también presentaba falencias. La justificación del desempeño del sistema se basa en que el controlador usa transistores tipo unión bipolar. Dado que su control se basa fuertemente en la corriente del colector del transistor, este posee</p>

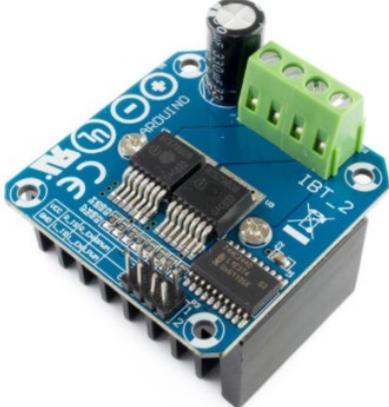
	caídas de voltaje pues la corriente del sistema en carga máxima es alrededor del límite establecido de operación del transistor.
 <p data-bbox="298 827 792 882"><i>Figura 59 Puente H de alta potencia para modelos con Arduino</i></p>	<p data-bbox="824 344 1386 890">Con el controlador BTS 7069 se intentó operar el sistema en condiciones normales a como si estuviera conectado directamente a la fuente de alimentación de 12 voltios. En este caso el controlador viene equipado con transistores mosfet que se activan a base de voltaje, en lugar de corriente, como lo hacen los anteriores experimentados. El resultado de esta implementación fue un modelo de motor que respondía frente a perturbaciones, con su torque nominal por lo que las pérdidas en el sistema eran considerablemente bajas. Cabe resaltar que el controlador viene con la capacidad de soportar hasta 43 amperios por lo que resulta ideal para aplicaciones que demanden alta potencia por parte del controlador. En general, la respuesta del controlador fue más que satisfactoria.</p>

Tabla 14 Comparación entre diferentes controladores de motor para arduino

Después de haber experimentado con ambos dispositivos de control, se procede a seguir ejecutando pruebas con el BTS 7069 dado que la respuesta frente a las funciones de control enviadas desde la plataforma arduino fueron las esperadas. A pesar de que toca hacer varias conexiones que por defecto no se usan, la tarjeta responde positivamente y tampoco presenta recalentamiento ni ruido cuando el motor está trabajando bajo carga máxima. Otra ventaja del módulo seleccionado es el tamaño, dado sus dimensiones pequeñas, es fácil acoplar en cualquier ambiente de trabajo. Por lo que para la aplicación planteada lo ideal sería diseñarle una cubierta donde él se pueda sentar, y que disponga del cableado para ir tanto al motor del sistema, como a la tarjeta de control del mismo. Los cables tendrían que ser relativamente largos. Alrededor de 50 cm para que el controlador tenga suficiente espacio y sea dinámica el montaje del mismo. Dada la forma cuadrada del módulo, este dispone de cuatro orificios en cada esquina, por lo que resulta factible fijar dichos extremos a una plataforma diseñada con el fin de que la ventilación y los cables del mismo no se vean afectados por las vibraciones que el banco pueda experimentar cuando se realizan las pruebas. Adicionalmente, el modulo es alimentado por una fuente de 12 voltios conmutable, donde se utilizan los cables del computador. En conclusión, el modulo presentado de control respondió de manera positiva frente a los escenarios planteados de pruebas.

7.1. TARJETA DE GENERACION Y LECTURA DE VIBRACIONES

Dado que la tarjeta tiene como misión tanto controlar la alimentación al sistema como interceptar las señales provenientes de la lectura de los sensores, se debe elegir un instrumento que posea características de lectura rápida, frecuencia de procesamiento, operaciones matemáticas, ajuste con softwares de simulación y adaptación de señales. En el mercado actual existen infinidad de equipos para desarrollar este tipo de aplicación. Algunos van desde la DAC-08, como la DAQ NI 9230, así como la tarjeta de adquisición de datos tipo USB, y los productos ofrecidos por Arduino. Esta última posee facilidades de conectividad con otras plataformas como Matlab o Labview, además de que es ampliamente soportada a lo largo del mundo por diferentes desarrolladores, por lo que es más común encontrar información sobre ella frente a diferentes funcionalidades. Es por eso que se decide

realizar las pruebas tanto de alimentación como de lectura de variables utilizando una tarjeta de arduino uno.



Figura 60 Microcontrolador Arduino

Durante la adecuación de la tarjeta se conecta principalmente al controlador del motor, que el caso del proyecto es el BTS 7960, para facilidad del arduino esta cuenta tanto con pines digitales como con pines análogos. Específicamente, los pines que van a estar conectados al controlador en su mayoría van a ser definidos como voltaje 0 digital. Salgo la alimentación de 5 voltios y tierra que se pueden cablear directamente desde el arduino hasta el controlador. Adicionalmente se van a disponer dos pines digitales para el control de velocidad y transmisión de excitación torsional para el eje del sistema. Gracias a plataformas como simulink, un montaje de excitación torsional puede llevarse a cabo por medio de lógica de bloques. De tal forma que la señal de Matlab sea transmitida al arduino y posteriormente se lleve al controlador del motor.

Gracias a la velocidad de lectura del arduino también fue ideal para realizar las mediciones correspondientes. El arduino cuenta con un reloj de una velocidad de 16MHz, lo que facilita la captura de datos por medio de la tarjeta. La alimentación de la tarjeta es de 5 voltios que serán proporcionados por el computador al cual el arduino se encuentre conectado. En general las pruebas desarrolladas con el arduino fueron positivas, la tarjeta responde adecuadamente a los comandos definidos tanto de escritura como de lectura. Se desea implementar una especie de base para que el microcontrolador se pueda ubicar acordemente. También cabe resaltar que la tarjeta recibe cableado tanto del controlador del motor como de los sensores para vibraciones torsionales. Los niveles de PWM variable que el arduino provee son adecuados para el motor nisca con el cual se excita el banco de pruebas. Otra ventaja de usar el arduino son sus dimensiones y peso. Para el primero, es conveniente que sea una tarjeta relativamente diminuta por lo que se puede montar y desmontar fácilmente, mientas que, en lo segundo, agrega dinamismo al banco de pruebas. Por consecuente, emplear el arduino arroja un buen desempeño dentro de la dinámica del sistema para realizar pruebas de vibraciones.

8. ESPECIFICACIONES DEL BANCO

La toma de datos se realizará mediante el software de Matlab. Específicamente simulink y su interfaz gráfica dado que permite la facilidad de simular la excitación y a la vez realizar todos los correspondientes procesos de filtrado y preparación de señales. Además, se dispone de una interfaz gráfica GUI propia de Matlab donde se desplegarán las variables de vibración torsional para su respectiva visualización. A continuación, se procede a explicar el software y como el operario debe correr el sistema con el fin de llevar a cabo pruebas exitosas.

8.1. SIMULINK PARA EXCITACIÓN

Basado en la revisión del marco teórico, tradicionalmente se tendía a usar un conjunto de piezas de hardware para poder simular dicha excitación torsional dentro del sistema. Hoy en día con software de simulación se procede a remplazar lo físico por lo digital. Esto ayuda a simplificar tareas y tener un mayor control de lo que se está desarrollando. Con la integración de simulink, los comandos que se envían a la planta son optimizados ampliamente, también se puede observar cada variable y su transformación a lo largo de un circuito digital hasta que finalmente llega a la tarjeta de control. De esta manera herramientas como Matlab-simulink son más prácticas de utilizar y ayudan a entender los circuitos a un mayor grado de simplicidad. Para comenzar a diseñar los circuitos con simulink se deben establecer una serie de parámetros. Como requisito principal se le debe indicar al simulador que tipo de tarjeta microcontroladora se desea utilizar. Esta opción se encuentra especificada en implementación del hardware, adicionalmente también se debe seleccionar el puerto del ordenador al cual se va a conectar el arduino por USB. Para no tener que estar cambiándolo constantemente se designa la selección automática, entonces simulink detectará el puerto USB que se encuentre activo y con este hará la respectiva conexión. En varias aplicaciones también es útil seleccionar y definir un tiempo de muestreo, específicamente en el “solver” junto con el tipo de paso que el simulador va a efectuar sobre el diagrama de bloques. Este último parámetro se deja por defecto en paso fijo. El tipo de solver también cuenta con varios modos, desde discreto hasta ode5, ode8 entre otros. Por motivos de simplificada la simulación realizada cuenta con el tipo automático. Finalmente, el tiempo de simulación del circuito será infinito dado que solo se detendrá si el operario pausa la simulación o si en un caso dado, la simulación falla. En general, estas son las recomendaciones a seguir para la configuración de tanto la alimentación del sistema como la lectura de las variables del mismo. Como ya se ha mencionado previamente, en momentos poco frecuentes, la simulación también se detiene por si sola informando acerca de errores de número de salidas y entradas. Esto debido a que en sí el simulador del sistema aún necesita desarrollo para ser más eficiente, sin embargo, se resalta el buen desempeño que presta para circuitos digitales de este calibre.

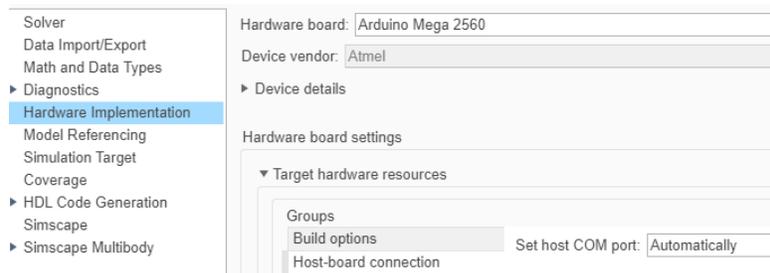


Figura 63 Parámetros de alimentación en simulink

A continuación, se muestra el esquema de excitación torsional planteado para el banco de experimentación. Se designaron dos variables dinámicas, en este caso son el valor de la frecuencia natural torsional, que para el escenario presentado va de 0 a 20 Hz. Para dicha labor se procede a usar un multiplicador entre un valor constante y el valor proveniente de la perilla digital. Si se desea dejar un valor fijo, dicho valor se pondrá en modo constante. Posteriormente se procede a pasarlo a una rampa como se puede mostrar, con la intención de generar un valor constante en el tiempo. En este punto la señal tiene un valor entero, pero se debe tener presente que la señal debe ser alimentada a un bloque de tipo sinusoidal ya que este último generará una señal armónica variante en el tiempo. Dicho de otro modo, la señal sinusoidal que debe alimentar al arduino recibirá un valor periódico acorde al producto de las dos constantes del inicio. Cabe resaltar que para alimentar el valor proveniente de la multiplicación la señal debe ser pasada por una ganancia relativa al valor de transformar un numero entero a radianes, es por eso que el valor del bloque de ganancia es equivalente a 2π dado que se está generando la conversión a revoluciones. Como resultado de esta transformación, la señal de salida del bloque sinusoidal es una onda periódica de magnitud 1

con una frecuencia igual a la asignada inicialmente. En este punto se debe asignarle un valor a la magnitud de la señal para poder enviarla por modulación de ancho de pulso.

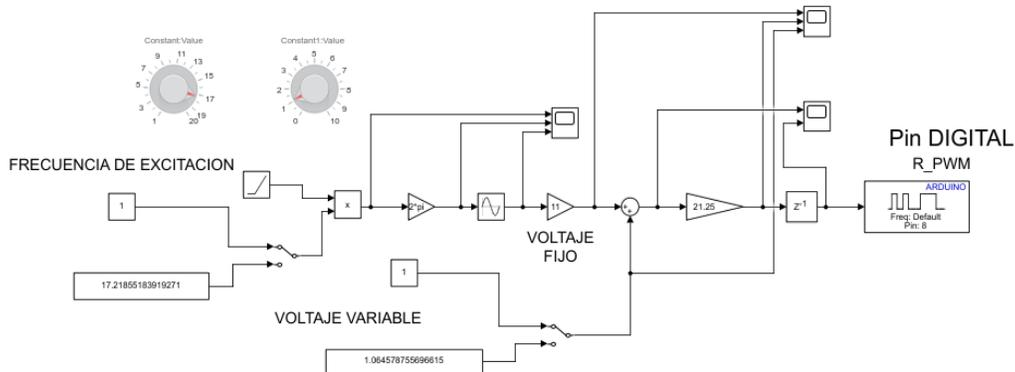


Figura 64 Circuito de alimentación de señales con vibración torsional

Como se puede apreciar en el esquema, gracias al control que ofrece simulink, cada paso de la transformación de la señal generada puede ir monitoreándose a lo largo del proceso. En el punto de asignación de magnitud, se utiliza un bloque de ganancia con un valor equivalente a 11 dado que esto simboliza el valor de voltaje enviado al motor. En este caso se trabaja bajo el principio de voltaje variable y voltaje periódico revisado en el marco teórico para excitación torsional. Para el escenario planteado se trabajará sobre la media de 11 voltios fijos, mientras que se da espacio para generar la onda sinusoidal de 1 voltio para producir dichas vibraciones en el sistema. Recordar que la sumatoria de ambos voltajes, armónico y continuo, da como resultado una señal de voltaje variable con excitación torsional. Entonces, en la parte inferior del simulink se dispone de una configuración de swiche manual que permite variar la magnitud del voltaje variable para excitación. Una vez ambas señales son generadas, estas se llevan a un sumador para obtener la señal promedio de 12 voltios. En este punto el voltaje necesita ser convertido a un valor digital que el arduino pueda enviar al controlador del motor, por ende, es necesario usar un bloque de ganancia adicional. Este último, debe tener un valor que, al multiplicarse por el voltaje proveniente del sumador, pueda dar como resultado un valor de modulación por ancho de pulso(PMW) acorde a la señal digital que emite los pines del arduino regularmente. Entonces, se designa un valor de 255 como máximo pwm y 0 para no emitir nada, teniendo en cuenta que los números generados por el sumador siempre tienen que estar dentro de ese rango. Al final se agrega un retardo en el proceso para significar el tiempo de muestreo del sistema. El bloque de escribir PWM para pines de salida debe ser anexado junto con el número del pin digital que se usa para realizar la conexión al controlador del motor. De esta forma se realiza el circuito alimentador para generar vibraciones torsionales variables en el sistema.

8.2. SIMULINK PARA LECTURA

Por otra parte, el banco de vibraciones torsionales debe contar con un circuito de lectura de variables provenientes de los sensores. En este punto, por motivos de practicidad, se decide tomar uso también de la plataforma de simulink. Entonces simulink no solo brinda el circuito de alimentación torsional al sistema, sino el filtrado y obtención de datos del mismo. Para desarrollar un modelo de obtención de vibraciones torsionales en el banco de pruebas, se implementa uno de los modelos sugeridos por la plataforma de Matlab para este tipo de aplicaciones. Específicamente el modelo trigger para sensores de conteo. Este modelo resulta útil ya que permite realizar el método seleccionado de vibración torsional que es alineación de tiempos, con el fin de comparar la deformación torsional en dos puntos, y justificar el fenómeno vibratorio en el sistema.

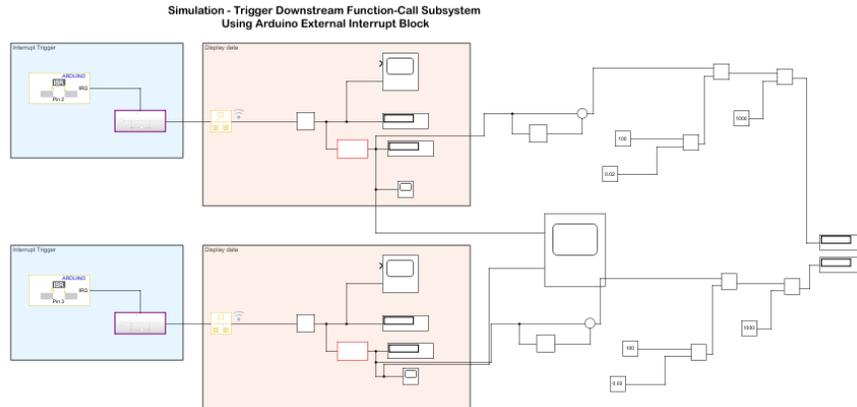


Figura 65 Circuito de lectura de señales del banco

El modelo implementado consta de un módulo de interruptor externo donde se asigna el pin digital de lectura del arduino. Dentro de los parámetros de configuración del bloque se debe asignar el modo creciente. En este último parámetro también existen otras opciones como el cambio, valor alto, entre otros. Pero se requiere seleccionar el creciente dado que hace referencia a la señal proveniente de la compuerta Schmidt y como los flancos crecientes emiten la señal creciente de los mismos. Posteriormente continua una función de Matlab, que se encarga de generar un retardo en la señal generada previamente con el fin de sincronizar el modelo de simulink junto con la respuesta del sensor en tiempo real. El bloque rate transistor se puede dejar como está configurado por defecto. Debido al ruido que puede presentar las señales y la forma como el cableado influye en la inducción de perturbaciones en el filtrado puede generar inconvenientes. Es por eso que se busca reducir el ruido en el proceso a través de retardos en el sistema. Con ella se agrega un bloque más de retardo y se asigna el tiempo de muestreo de la simulación que corresponde a 0.02 segundos. La respuesta del proceso en este punto dará el rango de pulsos en un determinado tiempo. Sin embargo, por motivos de comparación es necesario derivar dichos pulsos en el tiempo con el fin de obtener la velocidad de dicho punto en ese instante. Hasta este segmento, la simulación entrega la velocidad rotacional del área de medición por el sensor. Muchas formas se pueden desarrollar con el fin de generar una señal más limpia para poder tener un número más preciso. Sin embargo, en un sistema idealizado la señal estará lista para someterse a comparación. Como se puede apreciar en el modelo, ambos sistemas son exactamente igual con la única diferencia de poseer pines digitales correspondientes a las conexiones de la compuerta lógica proveniente del sensor de herradura. Entonces se procede a realizar una resta para comparar ambas señales de los dos sensores. En teoría si en el sistema no está presente ningún tipo de excitación torsional, la diferencia de ambas señales debe ser igual a cero. De otro modo, si el sistema contiene excitación torsional, la medición en los dos puntos debe ser diferente, por lo que, al realizar la resta, existe un residuo que será igual en magnitud a vibración torsional presente en el banco de pruebas. Idealmente este resultado puede desplegarse en un scope para mayor comodidad en visualización.

8.3. EXCITACIÓN Y LECTURA POR ARDUINO

Para realizar las pruebas directamente con la IDE de arduino, es importante que las variables tanto de escritura como lectura estén previamente definidas acorde a los puertos digitales y de interrupción necesarios para poder llevar la prueba. Para poder generar la excitación en el sistema por medio de arduino únicamente es necesario que los pines para manipular el driver del motor sean especificados en los puertos digitales de la tarjeta. Consecuentemente se procede a crear un valor de frecuencia que sea lógico con los valores necesitados. También se debe aplicar la función seno a dicho valor y posteriormente escribir dicho valor analógico a los pines pwm asignados para el driver que conectan con el motor. El proceso de lectura es directo, ya que gracias al tipo de sensores que se están

empleando permite que la tarjeta pueda procesar las señales de interrupción y y solo sea necesaria agregarle una configuración adicional dentro del bloque de código en el que se recibirán dichas señales. Afortunadamente el arduino ya cuenta con una función propia del software para procesar las señales especificadas por el sensor de fotoeléctrico. La función descrita se denomina “attachInterrupt”, y su finalidad consiste de transformar las señales de interrupción a un formato que el compilador de arduino pueda entender y manipular acordeamente. El resultado de lectura final se despliega en el puerto serial de arduino para poder ser visualizado en el monitor del mismo.

9. ESTUDIO DE FRECUENCIAS NATURALES DEL SISTEMA PLANTEADO

Para poder entender bien el fenómeno de vibración torsional en máquinas rotativas es necesario saber con anticipación las frecuencias naturales del sistema de análisis. Un cuerpo puede poseer infinidad de modos de vibración a diferentes frecuencias naturales. Es por eso que para llevar un análisis adecuado se requiere entender primero como el mecanismo vibra para luego saber qué tipo de perturbación inducirle. Generalmente los análisis modales se llevan a cabo por medio de estaciones a tierra con gran poder de computo debido a que, para escenarios realistas, se incluyen todas las fuerzas y reacciones que interactúan con el modelo de simulación. Estas van desde la fuerza de la gravedad hasta la rigidez del material de los más diminutos elementos mecánicos.

9.1. ESTUDIO MODAL POR ANSYS

Para la simulación por este medio se tendió a limitar el diseño con el fin de que fuera lo más ideal posible, reduciendo componentes del ensamble principal que quizás no aporten tanto y si generen un problema de computo mayor en comparación a un modelo simplificado. El CAD utilizado consta del eje del material especificado junto con los dos discos en sus extremos respectivamente. Cabe resaltar que estos elementos fueron inicialmente diseñados en SolidWorks y luego se exportaron en el formato adecuado(parasolid) hacia ANSYS para continuar con el proceso. Para este ejemplo el material designado fue acero estructural, ya que posee características de rigidez muy similares al resto de aceros como también a otros materiales.

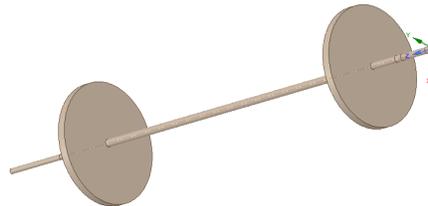


Figura 34 Vista isométrica del juego de discos eje

Una vez dentro de ANSYS y después de haber verificado que el modelo fue importado exitosamente se procede a modificar la geometría del mismo a través de DesignModeler que viene por defecto. En este punto se tomará uso de las herramientas de etiquetas para los diferentes cuerpos o caras que contiene el modelo. Lo ideal sería nombre ciertos puntos donde irían elementos como rodamientos y secciones del cuerpo que sean de interés para poder etiquetarlas con un nombre dado y contribuir a que el aspecto de selección de secciones del CAD sea más intuitivo. En el caso presentado también se nombrarán los cuerpos donde la torsión será analizada.

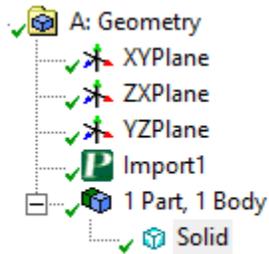


Figura 35 Panel de control para geometría de ansys

Consecuentemente se procede a ingresar un módulo modal en la simulación para llevar a cabo dicho análisis. En este módulo modal se deben ingresar todos los parámetros y condiciones de frontera acorde al tipo de simulación deseada ya que en él se obtendrán las frecuencias naturales del sistema para las condiciones dadas. Adicionalmente se debe asignar el modulo a la geometría del CAD previamente importado. Por motivos de facilidad es aconsejable que cada módulo lleve su nombre indicado para llevar un orden de simulación.

Dentro de modulo modal, se debe iniciar ubicando las conexiones, y asignando un rodamiento de tipo conexión a tierra. La razón para elegir este tipo de rodamiento es porque ellos si consideran rotaciones sobre su propio eje, también se les puede asignar el valor de la rigidez del elemento. Para ello se consideró $10.059e7$ N/mm dado que es un valor estándar para rodamientos promedio de este tipo de aplicaciones. Consecuentemente se procede a seleccionar las áreas previamente nombradas y se les designa el tipo de rodamiento que se está especificando. En este punto se ingresa la rigidez junto con el plano al cual el rodamiento es libre de rotar. El proceso se repite para el otro extremo del eje. Una vez hecho, se puede observar una figura como la que se muestra a continuación, donde el modelo aparece con dos figuras circulares de ese calibre. El tamaño de las figuras en si lo designa ANSYS, entonces no es algo que requiera atención.



Figura 36 Vista lateral del eje con rodamientos

A continuación, se procede a realizar el mallado de la pieza, en este punto se deben considerar varios aspectos del mecanismo. Normalmente la componente del mallado se deja por defecto, pero si se desea adquirir una mejor precisión en el modelo, algunos pasos deben aplicarse. Primero se debe seleccionar un tamaño de elementos a dividir, este rango generalmente se encuentra por el orden de los micros, con el fin de incrementar la precisión de la simulación. Seguido se procede a seleccionar el tipo de análisis de secciones con inclinación en el CAD. Las opciones presentadas son media, fuerte y fina. A partir de ello también se designa un grado de suavización, para ello las opciones presentadas son baja, media y alta. También la opción de malla tiene una sección para visualizar los mínimos y máximos en torno a los elementos seleccionados. Esta sección serviría como referencia para saber que tanto objetos hay y como están siendo previamente divididos. Lo ideal sería tener una relación bien pequeña dado que entre más pequeño sea el elemento mayor número de ellos existirá y por ende la precisión del estudio será mucho mayor. Para el caso de análisis presentado se elegirá un número de elementos por defecto, dado que se han venido ejecutando pruebas de simulación previamente y los resultados son prometedores. También se tendió a tratar de asignar las variables de refinación de elementos lo más baja posible debido a que

no se cuenta con una estación de computador de alto desempeño. Por lo que sería tedioso si se ejecuta una simulación muy sobre cargada de parámetros causando retrasos en el proceso de los resultados de la misma. A continuación, se puede apreciar en los resultados de la simulación en términos de exactitud de elementos. Una simulación con calidad de elementos de 0.55 es una calidad bastante estándar, por lo que el número se encuentra dentro de los valores predeterminados por una simulación promedio. En conjunto se puede observar también la gráfica que indica la relación entre número de elementos y métricas de los mismos. Este último parámetro hace referencia a los elementos y su calidad de refinado, en el caso presentado quiere decir que 246.000 elementos poseen una calidad de refinación de 0.5 y como ya se mencionó con anticipación, es una calidad muy promedio.

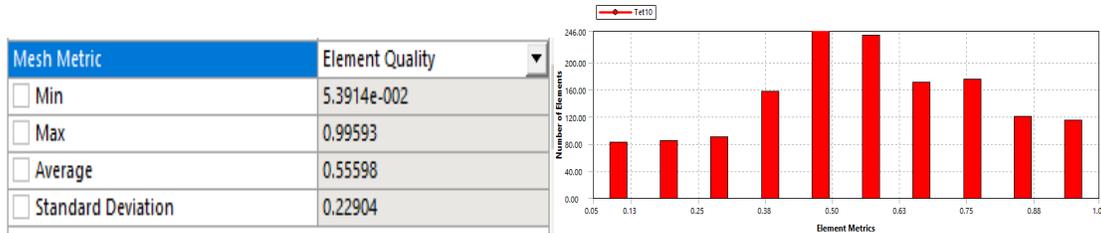


Figura 37 Parámetros de simulación para el mallado

Una vez terminado el mallado, se procede a ingresar las condiciones de frontera del estudio modal. Se procede a modificar la configuración del análisis, empezando por el tipo de control del solver, que en el caso dado debe ser amortiguado dado que se desea considerar la amortiguación interna que trae cada material por defecto. Este parámetro es importante dado que no solo considera las propiedades físicas del material asignado, sino que también contribuye para reasignar otros parámetros que generalmente no están disponibles. Consecuentemente se procede a asignar el efecto de la aceleración de coriolis, para asignarle gravedad a la simulación, debido a que el solver modal demanda una condición de frontera real adicional a las fuerzas de torque ya definidas anteriormente. El efecto coriolis es vital para el solver especialmente si se habla de simulación en equipos rotativos y se quiere hallar sus frecuencias. Por consecuente, esto permite activar el diagrama de Campbell y designar 4 puntos de estudio debido a las fuerzas naturales de rotación que interactúan con el mecanismo de torsión. Este último parámetro con la intención de preestablecer cuatro puntos de análisis para diferentes velocidades definidas. Continuando con lo dicho previamente se ingresa una entrada de velocidad rotacional por componentes, siendo entre lapsos de [0,1000,2000,3000] en el plano de rotación del eje, para poder llevar a cabo el análisis en esos rangos. Continuando con los parámetros, se debe ingresar un desplazamiento remoto. Dentro de los parámetros del mismo se asigna que el modelo no se pueda mover sobre el plano del eje en un tiempo inicial, dado que no se desea que el cuerpo empiece a moverse sin el software haber ejecutado el proceso apropiadamente. En el enciso de soluciones se ingresa el diagrama de Campbell para poder ver la respuesta, y finalmente se procede a resolver la simulación. De los resultados de la simulación se obtiene los siguientes, siendo la primera tabla representativa de las velocidades, junto con el diagrama de Campbell.

Modo	Modo estabilidad	Velocidad Crítica	0 rpm	1000 rpm	2000 rpm	3000 rpm
1	Estable	0.17204 rpm	0.002867 HZ	0.002867 HZ	0.002867 HZ	0.002867 HZ
2	Inestable		0 Hz	0 Hz	0 Hz	0 Hz
3	Estable	0.22958 rpm	0.003826 Hz	0.003826 Hz	0.003826 Hz	0.003826 Hz
4	Estable	1161.7 rpm	19.361 Hz	19.361 Hz	19.362 Hz	19.361 Hz
5	Estable	1229.8 rpm	29.028 Hz	21.226 Hz	18.054 Hz	15.193 Hz
6	Estable		37.633 Hz	40.827 Hz	48.001 Hz	57.04 Hz

Tabla 8 Resultados de simulación a través del análisis de campbell

Se puede apreciar también en el diagrama de Campbell que el sistema posee tres velocidades críticas para las entradas de especificación ingresadas. Por motivos de prueba y facilidad del banco este solo se llevará a las velocidades críticas cercanas especialmente si ellas conectan con frecuencias naturales torsionales. Cabe resaltar que hay modos de vibración que no son de interés en este experimento por lo que solo se tendrán en cuenta los giratorios.

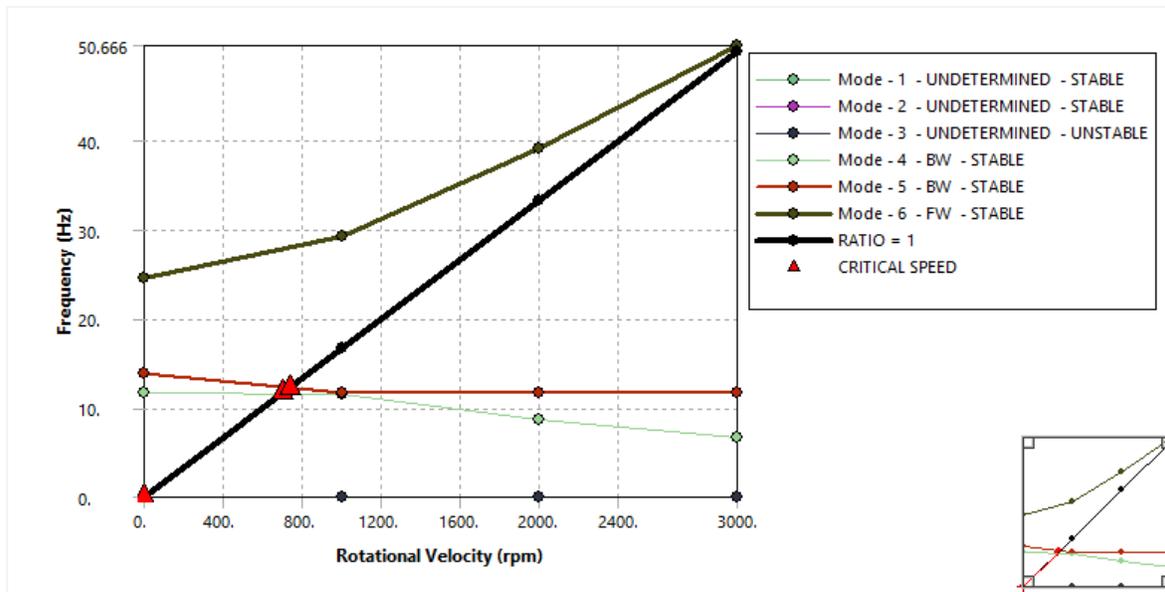


Figura 38 Velocidades críticas del prototipo de diseño planteado

A continuación, se expondrá el modelo grafico del resultado de la simulación, y para ello se toman las velocidades previamente ingresadas. Recordar que el resultado de simulación arrojó un total de 26 modos dado que son cuatro velocidades por seis modos de vibración cada una.

Modo Torsional sin Excitación:

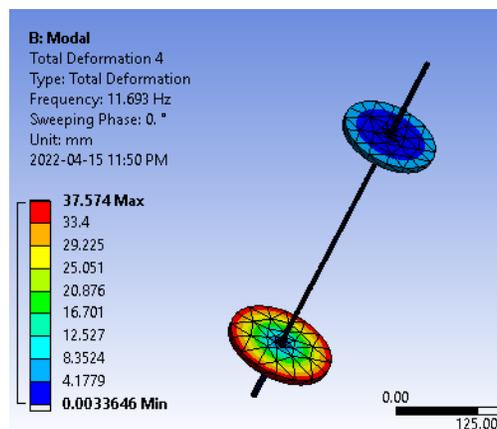


Figura 39 Vista lateral isométrica superior izquierda del modelo torsional

Modo Torsional 1000 rpm:

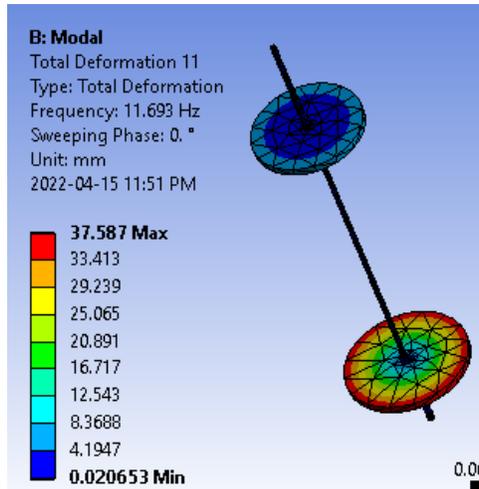


Figura 40 Vista lateral isométrica superior izquierda del modelo torsional

Modo Torsional 2000 rpm:

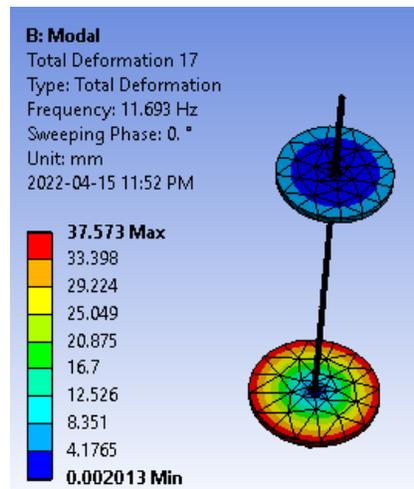


Figura 41 Vista lateral isométrica superior derecha del modelo torsional

Modo Torsional 3000 rpm:

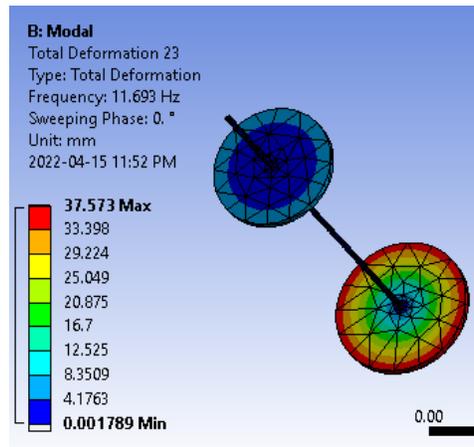


Figura 42 Vista lateral isométrica superior derecha del modelo torsional

Así se llevaría a cabo un análisis por medio del módulo modal de ANSYS. Ya con estos parámetros se intuye una idea dentro de las frecuencias propias del sistema con las cuales se podría tender a llevar el eje. Cabe aclarar que estas velocidades son altas para un sistema rotativo del calibre del banco, por ende, se debe tener precaución en una experimentación real. A continuación, se procederá a desarrollar un análisis a la respuesta harmónica del mecanismo. Recordar que estos análisis son usados para determinar la respuesta en estado estable de la estructura con las cargas que varía sinusoidalmente en el tiempo. Este análisis permite la verificación de diseño, dando información relevante acerca de la resonancia del sistema, y bajo que parámetros tiende a ocurrir basado en la información de entrada del mismo, este fenómeno generalmente resulta en movimiento excesivo, esfuerzos sobre el mecanismo, ruido y vibraciones. También se puede determinar si los resultados del movimiento cíclico repetitivo de las cargas en el sistema generaran desgaste en el material, generando fatiga en los elementos.

Se procede entonces a implementar el módulo de análisis a la respuesta harmónica. Para facilidad de diseño este módulo estará conectado con el módulo de análisis modal ya que se puede visualizar todos los estudios en un solo lugar sin necesidad de estar cambiando entre vistas. También sirve para conectar algunos parámetros propios del análisis modal como la respuesta de los modos de vibración entre otros, para tenerlos en cuenta como parámetros de entrada en el análisis harmónico. Una vez adentro del módulo harmónico, se procede a variar las configuraciones de análisis definiendo una frecuencia de rango limitante superior en el que el sistema se estará moviendo. También se procede a incluir el efecto coriolis para que la simulación sea lo más real posible. En la sección de resultados se van asignar deformaciones y esfuerzos como se muestra a continuación:

Esfuerzo máximo a 50 Hz:

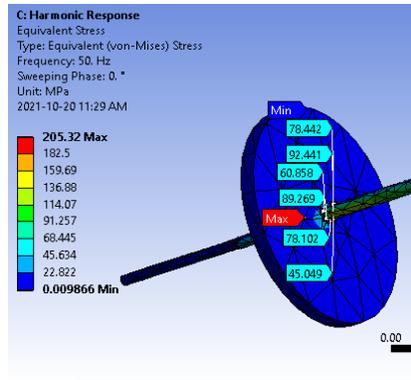


Figura 43 Diagrama de esfuerzos para las frecuencias especificadas

Esfuerzo elástico máximo a 50 Hz:

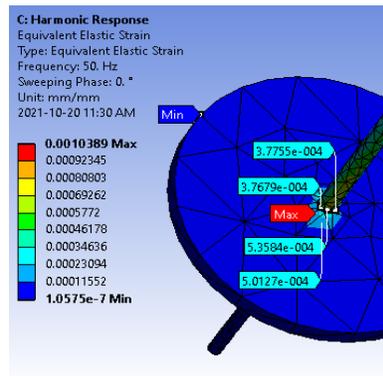


Figura 44 Diagrama de esfuerzos para las frecuencias especificadas

Deformación máxima a 50 Hz:

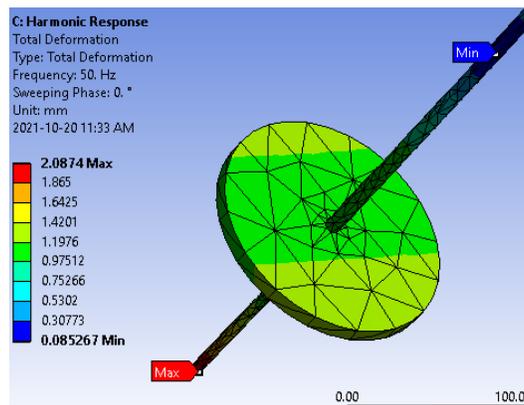


Figura 45 Modelo de deformaciones bajo frecuencias de excitación

Cabe resaltar que el análisis en la respuesta de la frecuencia evalúa que frecuencias naturales del sistema junto con la entrada de excitación del mecanismo inducirán una deformación pronunciada en el mismo. Es por eso que es de vital importancia tenerlo en cuenta para cuando se requiera hallar las deformaciones ya sea en distancia(m) o en un desfase(grados). Con los resultados mostrados a continuación se puede apreciar que, a bajar frecuencias, tanto la deformación como el desfase del eje no es significativo, sin embargo, vale la pena medirlo. Este tipo de resultados ayudan a dar una semejanza de lo que sería experimentar en tiempo real con el mecanismo. Si el banco de prueba fuera puesto en marcha estos resultados sería los que se esperaría que los sensores captaran para luego ser mostrador en la interfaz gráfica. Adicionalmente se debe tener clara constancia que algunas de las frecuencias donde mayor se presentan vibraciones son muy elevadas. En el caso de 50 Hz se puede apreciar que la deformación elástica es ampliamente notable en comparación a la respuesta con otras frecuencias. En un sistema ideal de experimentación sería difícil llevar el mecanismo a dicha excitación. Generalmente estos fenómenos se ven reflejados en la industria cuando maquinaria de alto peso entra en contacto con otros equipos que si poseen la capacidad para generar dichas magnitudes e inducir esa excitación en el resto de componentes.

Respuesta en Frecuencia en la coordenada lateral(X):

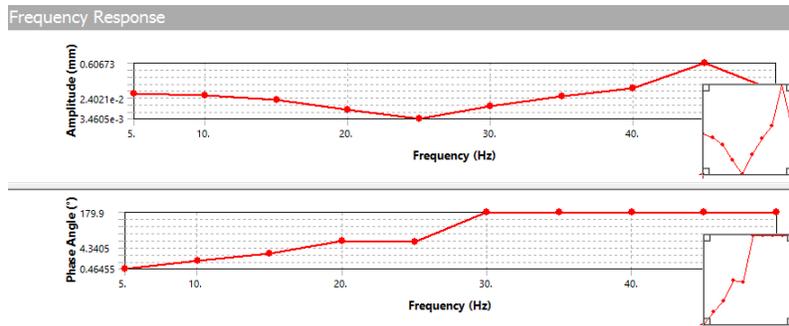


Figura 46 Diagrama de deformaciones en plano Y-Z

Respuesta en Frecuencia en la coordenada superior(Y):

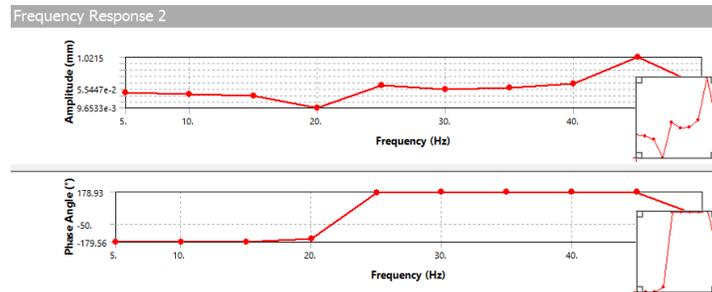


Figura 47 Diagrama de deformaciones en plano Y-X

9.2. ESTUDIO MODAL POR EL MÉTODO DE HOLZER

Para llevar a cabo el análisis matemático por medio del método de Holzer es necesario plantear el sistema como un conjunto de tres inercias distribuidas sobre el eje. Este método es muy útil para hallar las frecuencias naturales de un sistema vibratorio. Una frecuencia de prueba se asume en el sistema y la frecuencia de respuesta es encontrada cuando la variable asumida satisface los parámetros del mecanismo. Usualmente ese proceso requiere bastantes intentos para poder llegar al valor deseado. Acorde a la frecuencia inicial, las frecuencias consecutivas se hallarán proporcionalmente. Este método también funciona para hallar los modos de vibración. Es tradicionalmente muy utilizado para sistemas de vibración torsional y sistemas lineales masa resorte. Por consiguiente se busca implementarlo para hallar más frecuencias naturales desde el punto de vista matemático teórico. En un escenario ideal estas frecuencias tienen que corresponder con las frecuencias halladas por el software de simulación.



Figura 48 Vista lateral del eje con discos y manguitos

Primeramente, se establecen algunas fórmulas para usar:

$$J = \frac{1}{2} * m * R^2$$
$$M_{polar} = \frac{1}{32} * D^2$$
$$K_{tn} = \frac{G \left[\frac{N}{m^2} \right] * M_{polar} [m^4]}{L [m]}$$

Donde:

K_{tn} = Rigidez torsional del elemento

G = Límite de rigidez del material seleccionado

L = Longitud del eje

D = Diámetro del cuerpo

Entonces se procede a hallar los respectivos momentos de inercia y las rigideces del sistema.

$$J_1 = \frac{1}{2} * 0.004 * 0.006^2$$

$$J_1 = 0.00072 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$J_2 = J_3$$

$$J_2 = \frac{1}{2} * 0.8 * 0.075^2$$

$$J_2 = 0.00225 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

Recordar que el módulo de rigidez a la torsión del acero es como se muestra a continuación,

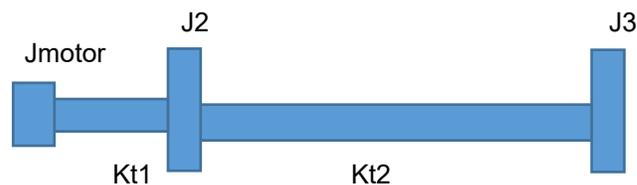
$$K_{t1} = \frac{702989 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right] * \left(\frac{1}{32} * 0.008^4 \right) [m^4]}{0.085 [m]}$$

$$K_{t1} = 1.731764 \frac{Nm}{rad}$$

$$K_{t2} = \frac{702989 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right] * \left(\frac{1}{32} * 0.00953^4 \right) [m^4]}{0.43 [m]}$$

$$K_{t2} = 0.689867 \frac{Nm}{rad}$$

Se puede apreciar que la segunda sección del eje entre disco y disco posee una menor rigidez torsional en comparación a la otra sección. Dado los resultados un modelo simplificado se puede implementar donde se asuma la rigidez torsional de mayor valor como la rigidez del sistema, y adicionalmente se suman los momentos de inercia correspondientes con el fin de hallar una de las frecuencias naturales del sistema. Esta frecuencia natural de prueba será usada en el método de Holzer para iterar y justificar que la sumatoria del torque residual del sistema sea igual a cero, si dicho caso llegase a pasar, la frecuencia seleccionada correspondería a una de las frecuencias naturales torsionales del mecanismo.



$$W_n = \sqrt{K_{t1} * \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)}$$

$$W_n = \sqrt{0.689397 * \left(\frac{1}{0.00225} + \frac{1}{0.00225} \right)}$$

$$W^2 = 75.5541$$

$$W = 8.68907 \frac{rad}{sec}$$

$$F_n = 1.3829 Hz$$

Ya se obtiene una frecuencia angular de prueba con la cual se podría empezar a iterar aplicando el método de Holzer.

N	ω^2	J	$J\omega^2$	θ	$J\omega^2\theta$	$\sum J\omega^2\theta$	K_t	$\frac{\sum J\omega^2\theta}{K_t}$
	rad/sec	kg/m2					Nm/rad	
1	0.05798	0.0004	5.309E-5	1	5.309E-5	5.309E-5	57.95085	9.161E-5
2		0.00225	0.0002986	0.99997452	0.0002986	0.0003517	19.928789	1.765E-5
3		0.00225	0.0002986	0.9999814	0.0002986	0.0006503		

Tabla 9 Resultados de frecuencia natural por método de holzer para velocidad especificada

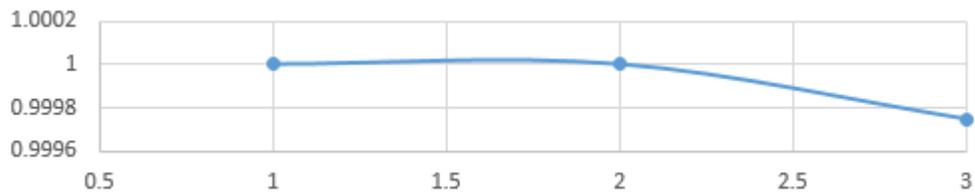


Figura 49 Representación modelo deformación-frecuencia

N	ω^2	J	$J\omega^2$	θ	$J\omega^2\theta$	$\sum J\omega^2\theta$	K_t	$\frac{\sum J\omega^2\theta}{K_t}$
	rad/sec	kg/m2					Nm/rad	
1	0.1646348	0.0004	6.585E-5	1	6.585E-5	6.585E-5	57.950858	1.136E-5

2		0.0022 5	0.000370 4	0.9999745 2	0.000370 4	0.000436 3	19.92878 9	2.189E- 5
3		0.0022 5	0.000370 4	0.999977	0.000370 4	0.000806 7		

Tabla 10 Resultados de frecuencia natural por método de holzer para velocidad especificada

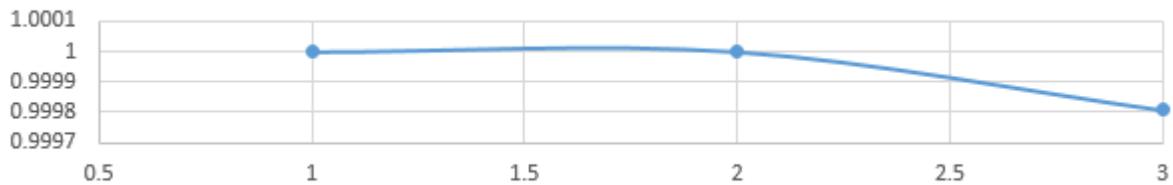


Figura 50 Representación modelo deformación-frecuencia

N	ω^2	J	$J\omega^2$	θ	$J\omega^2\theta$	$\sum J\omega^2\theta$	K_t	$\frac{\sum J\omega^2\theta}{K_t}$
	rad/sec	kg/m2					Nm/rad	
1	16236.74	0.0004	6.494696 8	1	6.494696 8	6.494696 8	57.95085 8	0.112072 5
2	2	0.0022 5	36.53267	0.887927 5	32.43836 2	38.93305 9	19.92878 9	1.953608 9
3		0.0022 5	36.53267	- 1.065681 3	- 38.93218 5	0.000874 8		

Tabla 11 Resultados de frecuencia natural por método de holzer para velocidad especificada

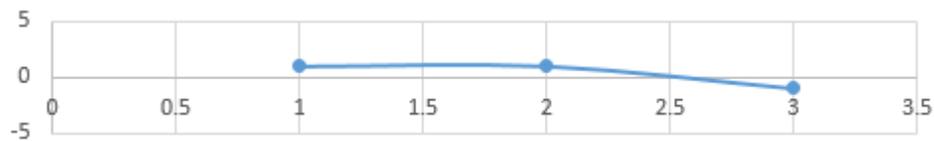


Figura 51 Representación modelo deformación-frecuencia

N	ω^2	J	$J\omega^2$	θ	$J\omega^2\theta$	$\sum J\omega^2\theta$	K_t	$\frac{\sum J\omega^2\theta}{K_t}$
	rad/sec	kg/m2					Nm/rad	
1		0.0004	68.84424 8	1	68.84424 8	68.84424 8	57.95085 8	1.187976 4

2	172110.6 2	0.0022 5	387.2489	- 0.187976 4	- 72.79363 5	- 3.949386 4	19.92878 9	- 0.198174 9
3		0.0022 5	387.2489	0.010198 6	3.949387 2	8.52E-7		

Tabla 12 Resultados de frecuencia natural por método de holzer para velocidad especificada



Figura 52 Representación modelo deformación-frecuencia

N	ω^2	J	$J\omega^2$	θ	$J\omega^2\theta$	$\sum J\omega^2\theta$	K_t	$\frac{\sum J\omega^2\theta}{K_t}$
	rad/sec	kg/m ²					Nm/rad	
1	172110.6 4	0.000 4	68.84425 04	1	68.84425 04	68.84425 04	57.95085 77	1.187976 38
2	26	0.002 25	387.2489 09	- 0.187976 38	- 72.79364 99	- 3.949399 49	19.92878 93	- 0.198175 59
3		0.002 25	387.2489 09	0.010199 2	3.949629 38	0.000229 88		

Tabla 13 Resultados de frecuencia natural por método de holzer para velocidad especificada

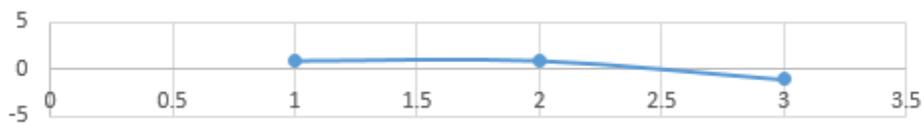


Figura 53 Representación modelo deformación-frecuencia

10. SISTEMA DE MEDICIÓN DE VIBRACION TORSIONAL

De las formas de medición de vibración torsional estudiadas en el estado del arte, se empleará el método por medición en intervalos de tiempo dado que es fácil de ejecutar y posee resultados de medición acorde a las expectativas esperadas para un banco de estas dimensiones. Se procederá a describir algunos de los elementos elegidos para dicha labor de lectura. Dentro de ellos se encuentra la elección del sensor de herradura TCST2103, dado que posee una gran variedad de características deseadas dentro del planteamiento del fenómeno torsional. Como la familia de sensores ópticos, el 2103 cuenta con una corriente de salida de 4 miliamperios, su voltaje de operación es de 5 voltios, por lo que emitirá un diferencial de voltaje en el lado del receptor si se

presenta el caso que sense un objeto. Dentro de la ranura posee una distancia de 3.1 milímetros. Dado su tamaño, preserva una alta sensibilidad por lo que se requiere que los objetos que pasen sobre el sean lo más delgados posibles.

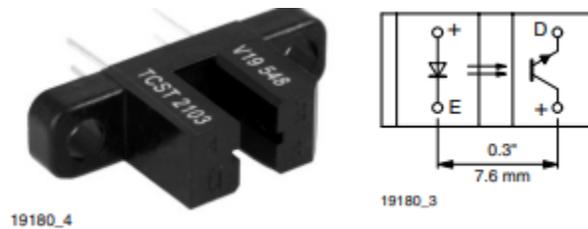


Figura 61 Sensor óptico de Herradura para conteo de pulsos

El sensor posee una sensibilidad de bastante alta. El tiempo de respuesta se encuentra por el orden de los 50 microsegundos (0.00005) lo que significa que hay bastante campo dentro del espectro de tiempo para poder realizar medidas. En el escenario del banco, se imprimirá una circunferencia con un total de 50 dientes para ser distribuidos a lo largo del perímetro del disco torsional. El número total de dientes por disco fue seleccionado basado en los tiempos de sensado del sensor, y la precisión con la que se desea obtener las lecturas. La velocidad máxima que entrega el motor es de 2500 RPM. Entonces se plantea la siguiente validación:

$$\begin{aligned}
 \text{Tiempo por una Revolución} &= 2500 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sec}} \\
 &= 41.66 \approx 42 \frac{\text{rev}}{\text{sec}} \\
 &= \frac{1 \text{ rev}}{42 \text{ sec}} \\
 &= 0.023 \text{ segundos}
 \end{aligned}$$

Ahora se continua hacer el proceso para determinar el tiempo en el que medirá cada diente individualmente. Dicha tarea se realiza con el propósito de validar que el número de dientes escogidos para acoplar a los discos sea el indicado.

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0.023}{50} \\
 &= 0.0005 \text{ segundos} \\
 &= 0.000005 < 0.0005
 \end{aligned}$$

Por ende, se compara el tiempo mínimo de sensibilidad del sensor contra el tiempo por el que va operar según el escenario planteado de los 50 dientes a 2500 RPM. Como se puede apreciar, el tiempo del sensor sigue siendo menor por lo que es seguro determinar que bajo los parámetros especificados, el sensor puede trabajar sin problema. Como ya se ha planteado anteriormente, se utilizará dos sensores para lecturas de vibración en dos puntos sobre el eje, por lo que se busca implementar una configuración de dos 2103 en los extremos del sistema. Gracias a la luz infrarroja que emite dentro del set de emisor-receptor, los materiales más adecuados para este tipo de aplicaciones se encuentran productos generalmente de superficie fina, tipo papel u hojas cuya

contextura no genere fallos en la sensibilidad del sensor. En el escenario planteado se dispondrá de una cinta de acetato para que el sensor se active y realice las pulsaciones adecuadas.

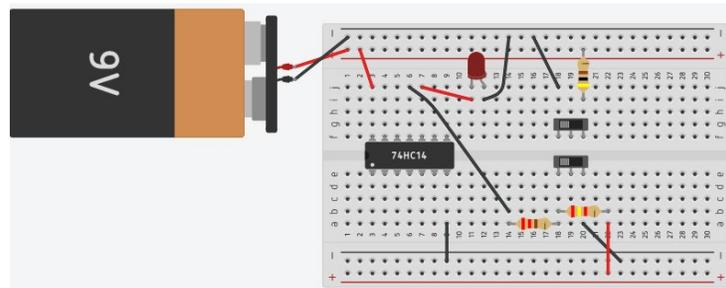


Figura 62 Montaje electrónico para funcionamiento de sensores

En consecuencia, cada set de sensor de herradura está equipado con una compuerta lógica Schmitt trigger que manda una señal a la tarjeta controladora si se sensa un artefacto en la herradura del sensor. El sensor viene conectado junto a un juego de resistencias. Del lado del emisor, posee una resistencia de 400 ohmios hacia el positivo, y el negativo va a tierra. En la parte del receptor, este posee dos pines de los cuales en negativo también va a tierra, mientras que el positivo recibe dos resistencias de 200 ohmios y 2.4 kilo ohmios en serie respectivamente. En el extremo de la primera se encuentra la señal del sensor que indica la presencia o nó de un elemento. Generalmente emite voltajes de 3 a 5 voltios. Este juego de sensor con resistencias y compuerta lógica debe ser ensamblado junto a una váquela que también reciba los 5 voltios correspondientes para su adecuada operación. El cableado debe quedar indicado de forma correcta de tal manera que sea sencilla la conexión a la tarjeta de control.

11. PROTOCOLO DE PRUEBAS

Dentro de los parámetros establecidos para implementar las pruebas en el banco de vibración torsional, uno de sus principales objetivos es el dinamismo del mismo. La finalidad del banco se basa en la facilidad del cambio, montaje, sustitución y medición de diferentes modelos de diseños sobre él. Idealmente el banco está construido para realizar pruebas tanto vertical como horizontal. Esto debido a que la plataforma diseñada en forma de I mayúscula a base de perfiles de aluminio consta de diferentes orificios para poder ser anclada ya sea con un muro vertical, o si en su defecto se desea realizar pruebas horizontalmente, lo que sería más beneficioso dado que se tiene un mayor control de la estabilidad del banco pues el sistema puede entrar en resonancia durante las pruebas y causar efectos no deseados, si no se controla el fenómeno de vibración apropiadamente. Sin embargo, como se mencionó anteriormente, el dinamismo del banco permite que las pruebas sean llevadas a cabo en ambos sentidos. Adicionalmente a la orientación de la estación de experimentación, gracias al diseño para el cableado de los electrónicos, el banco puede ser acondicionado cómodamente, ya que los sensores están conectados a los electrónicos de control por medio de cables tipo telefónicos. Esta implementación reduce problemas de cables enredados entre sí, también se asignan unas bridas para que el tipo de cables no rocen o tengan contacto alguno con el material rotativo. La váquela con el circuito electrónico será posicionada a un extremo del banco junto con el ordenador y el microcontrolador arduino. Cabe resaltar que todos los modelos de excitación y lectura serán desarrollados en el software de pruebas.



Figura 66 Modelo operación del banco de pruebas torsionales

11.1. MONTAJE/DESMONTAJE DEL JUEGO EJE-DISCOS

Los elementos fijos del banco son la base de aluminio, la base del motor, los soportes de los sensores y los soportes de las chumaceras. Por otro lado, los elementos variables constan del juego de doble disco, junto con el eje esbelto. Estos últimos serán sujetos a monte y desmonte dado que se busca que diferentes prototipos, tanto de tamaño como de material puedan ser variados y tender a obtener diferentes lecturas de vibración torsional. Gracias a la implementación de los manguitos de sujeción, el banco da la facilidad de que se puedan utilizar discos de diferentes diámetros externos, generalmente se busca que cada disco genere un mayor momento de inercia con el fin de observar el desfase en la velocidad del eje a diferentes puntos de medición. El proceso de montaje de muestra a continuación.



Figura 67 Kit de eje, disco y manguito

11.1.1. FIJACIÓN CHUMACERA SUPERIOR.

El primer paso es posicionar la chumacera que corresponde al disco de referencia que se ubica próximo al motor, dado que las chumaceras son pequeñas y vienen con su juego de rodamientos cada uno, los tornillos de fijación M6 rosca ordinaria permiten que el equipo sea fácil de fijar, además de que el tipo de tornillo es estándar por lo que encontrar una llave para apretarlos es de carácter simple.

11.1.2. POSICIONAMIENTO DE LOS MANGOS-DISCOS.

Dado que el manguito debe sujetarse a los discos, es necesario que se monte el primero juego sobre el eje, se adecua el respectivo disco sobre su mango y se procede a apriarlos un 10%. Cabe resaltar que no se pueden asegurar al máximo dado que este proceso será completado una vez se monte el eje sobre las chumaceras.

11.1.3. MONTAJE EJE-CHUMACERAS-ACOPLE.

Una vez se tiene inicializado el eje junto con los discos, se procede a posicionarlo dentro de la chumacera superior. Cuando esto sucede se inserta el acople para conectar al motor de un lado, con el prototipo del eje en el otro lado. También se procede a ubicar la segunda chumacera en la parte inferior del banco. Dado que la primera chumacera ya fue asegurada, la segunda se fija acordeamente. También se fija al máximo el acople.

11.1.4. FIJACIÓN DE DISCOS-MANGUITOS.

Finalmente se procede a apriar fuertemente los tornillos que conectan al disco con los manguitos. Cabe resaltar que se fijan a un punto en el que el sistema esté lo más alineado posible, y también evitando problemas de desbalanceo o cualquier otro tipo de causa que pueda llevar al sistema a fallar cuando se someta a pruebas. Cabe resaltar que la alineación es importante dado que el sensor de herradura va estar lo más cerca posible al disco, entonces se busca que se aproximen entre los dos, pero no se toquen, pues esto conduciría a un desgaste tanto de los dientes como del sensor.

11.1.5. DESMONTAJE DE SISTEMA DINÁMICO.

El banco de pruebas posee por defecto un prototipo para realizar experimentaciones por defecto. Sin embargo, en caso de cambiarse, el procedimiento de desmontaje se lleva a cabo inicialmente liberando el acople del motor. Consecuentemente se libera la chumacera inferior, ocasionando que el sistema quede libre de la parte de abajo, dicha chumacera debe ser levantada. Una vez la chumacera inferior es removida, se procede a quitar el eje con el juego de manguitos-discos. Ya con el eje abajo, se continúa liberando los tornillos del manguito hasta que los discos queden sueltos.

12. EXPERIMENTACIÓN

Durante la experimentación en el banco de pruebas torsionales, el prototipo de eje discos se somete a diferentes condiciones de excitación torsional, con el fin de analizar las señales de desfase angular detectadas por los sensores herradura por medio de la plataforma de simulink y el ambiente de trabajo Matlab para procesos y análisis matemático. La señal de excitación torsional es generada digitalmente por el ambiente de Matlab, donde diferentes frecuencias pueden ser alimentadas al circuito de manipulación de modulación por ancho de pulso que conecta al motor del sistema. Cuando las señales de desfase sean generadas, y posteriormente censadas por los transductores ópticos, que retroalimentaran dichas señales a simulink con la finalidad de manipular el conteo de pulsos y obtener la velocidad para realizar la comparación entre ellas. A partir de dicha comparación

se establece que tanto es el desfase entre ambos puntos en el eje, y con ello se justifica la vibración torsional en el sistema.

Fecha: 20-11-2021	Prueba N : 1	Autor: Miguel Ángel Pico Leal
Metodología La experimentación es realizada basándose en las siguientes variables pertinentes al banco torsional. <ul style="list-style-type: none">• Determinación del sistema mecánico• Designación de la prueba a implementar• Implementación de la prueba• Resultados		
Determinación del sistema mecánico El sistema mecánico implementado consta del kit de chumacera, eje, discos y manguitos que juntos hacen parte del ensamble por defecto para el montaje del banco de pruebas de vibración torsional. Los pasos para el montaje de los elementos mecánicos se encuentran descritos bajo el protocolo de pruebas establecido en el libro. Se recomienda llevar dicho reglamento acorderamente.		
Designación de la prueba a implementar Durante la prueba se busca analizar el comportamiento del sistema torsional en diferentes escenarios. Para esta experimentación específica, se fija la velocidad del motor en cierto punto mientras que se varia la frecuencia de excitación torsional.		
Implementación de la prueba El sistema se debe encender energizando la fuente de alimentación del motor que conecta al puente H. Adicionalmente se conecta el microcontrolador arduino al ordenador a tierra, donde se deberá inicializar el software de control. Una vez dentro de Arduino se procede a ejecutar el código correspondiente para realizar lectura y escritura de datos.		
Resultados		

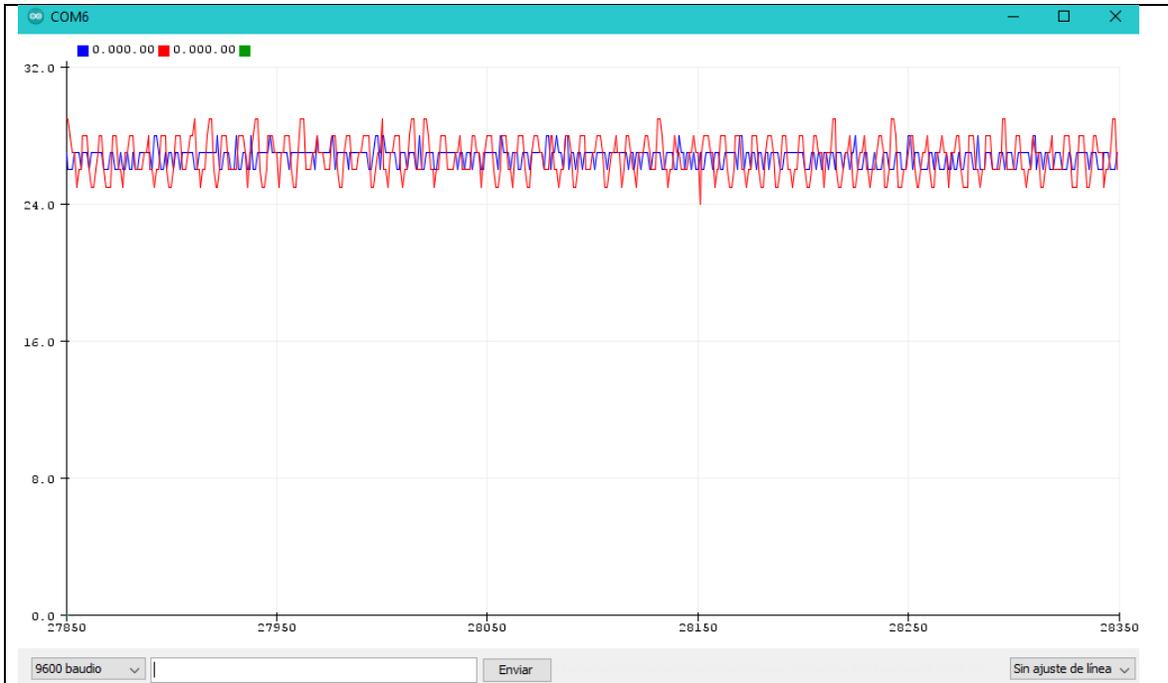


Figura 68 Comparación de señales en tiempo real del banco

Durante la prueba realizada se decidió dejar la velocidad a 9 voltios de la potencia total del motor. Esto quiere decir que se usó un voltaje fijo de 8 voltios constantes mientras que se sumaba un voltaje de un voltio alterno. Este último conlleva el valor de la señal sinusoidal que en frecuencia es igual a 1 Hz por motivos de prueba. Dado que la alimentación torsional en la prueba realizada es muy baja la respuesta de los sensores va acorde a los parámetros de entrada. En este caso, hay un desfase entre ambas mediciones por el orden menor a un grado, lo que es justificable con la alimentación baja que se le induce al sistema.

Tabla 15 Plantilla para realización de prueba de vibración torsional en el banco

Fecha: 20-11-2021	Prueba N: 2	Autor: Miguel Ángel Pico Leal
<p>Metodología</p> <p>La experimentación es realizada basándose en las siguientes variables pertinentes al banco torsional.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Determinación del sistema mecánico • Designación de la prueba a implementar • Implementación de la prueba • Resultados 		
<p>Determinación del sistema mecánico</p>		

El sistema mecánico implementado consta del kit de chumacera, eje, discos y manguitos que juntos hacen parte del ensamble por defecto para el montaje del banco de pruebas de vibración torsional. Los pasos para el montaje de los elementos mecánicos se encuentran descritos bajo el protocolo de pruebas establecido en el libro. Se recomienda llevar dicho reglamento acordemente.

Designación de la prueba a implementar

Durante la prueba se busca analizar el comportamiento del sistema torsional en diferentes escenarios. Para esta experimentación específica, se fija la velocidad del motor en cierto punto mientras que se varía la frecuencia de excitación torsional.

Implementación de la prueba

El sistema se debe encender energizando la fuente de alimentación del motor que conecta al puente H. Adicionalmente se conecta el microcontrolador arduino al ordenador a tierra, donde se deberá inicializar el software de control. Una vez dentro de Arduino se procede a ejecutar el código correspondiente para realizar lectura y escritura de datos.

Resultados

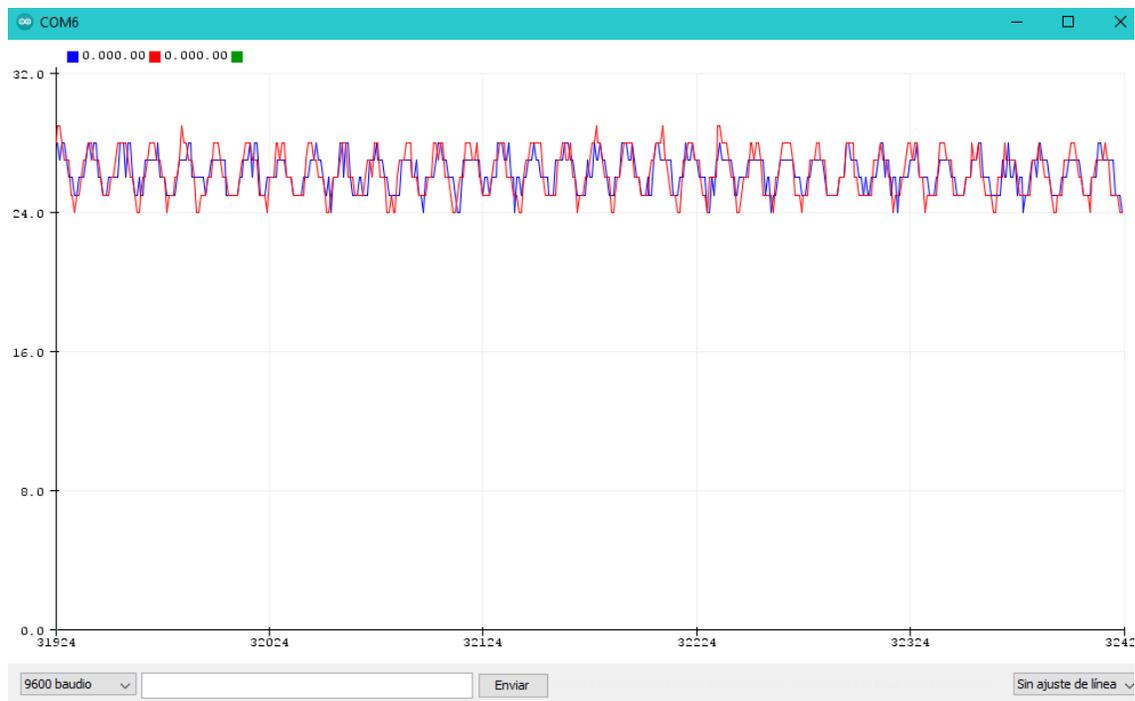


Figura 69 Comparación de señales en tiempo real del banco

Para la segunda prueba se intentó realizar experimentos con una frecuencia de 5 Hertz. Este valor es relativo a la magnitud de las señales provenientes de los sensores. En este caso el ruido de la señal proveniente del sensor de herradura es mucho más amplio por lo que el tiempo de obtención de datos tiene que ser mínimo para que no cause contacto de los dientes del disco con la ranura del sensor. Aún así se puede apreciar desfase entre las señales por lo que se justifica la presencia de vibración torsional. Cabe recordar que, para esta frecuencia, el sistema gira libremente y se puede apreciar bien el fenómeno de frecuencia alternaría si no se conecta el motor al juego de

discos. Esto debido a que el motor no tiene inercia proveniente de una masa lo que cause que el giro no sea continuo.

Tabla 16 Plantilla para realización de prueba de vibración torsional en el banco

Fecha: 20-11-2021	Prueba N : 3	Autor: Miguel Ángel Pico Leal
Metodología La experimentación es realizada basándose en las siguientes variables pertinentes al banco torsional. <ul style="list-style-type: none">• Determinación del sistema mecánico• Designación de la prueba a implementar• Implementación de la prueba• Resultados		
Determinación del sistema mecánico El sistema mecánico implementado consta del kit de chumacera, eje, discos y manguitos que juntos hacen parte del ensamble por defecto para el montaje del banco de pruebas de vibración torsional. Los pasos para el montaje de los elementos mecánicos se encuentran descritos bajo el protocolo de pruebas establecido en el libro. Se recomienda llevar dicho reglamento acordemente.		
Designación de la prueba a implementar Durante la prueba se busca analizar el comportamiento del sistema torsional en diferentes escenarios. Para esta experimentación específica, se fija la velocidad del motor en cierto punto mientras que se varía la frecuencia de excitación torsional.		
Implementación de la prueba El sistema se debe encender energizando la fuente de alimentación del motor que conecta al puente H. Adicionalmente se conecta el microcontrolador arduino al ordenador a tierra, donde se deberá inicializar el software de control. Una vez dentro de Arduino se procede a ejecutar el código correspondiente para realizar lectura y escritura de datos.		
Resultados		

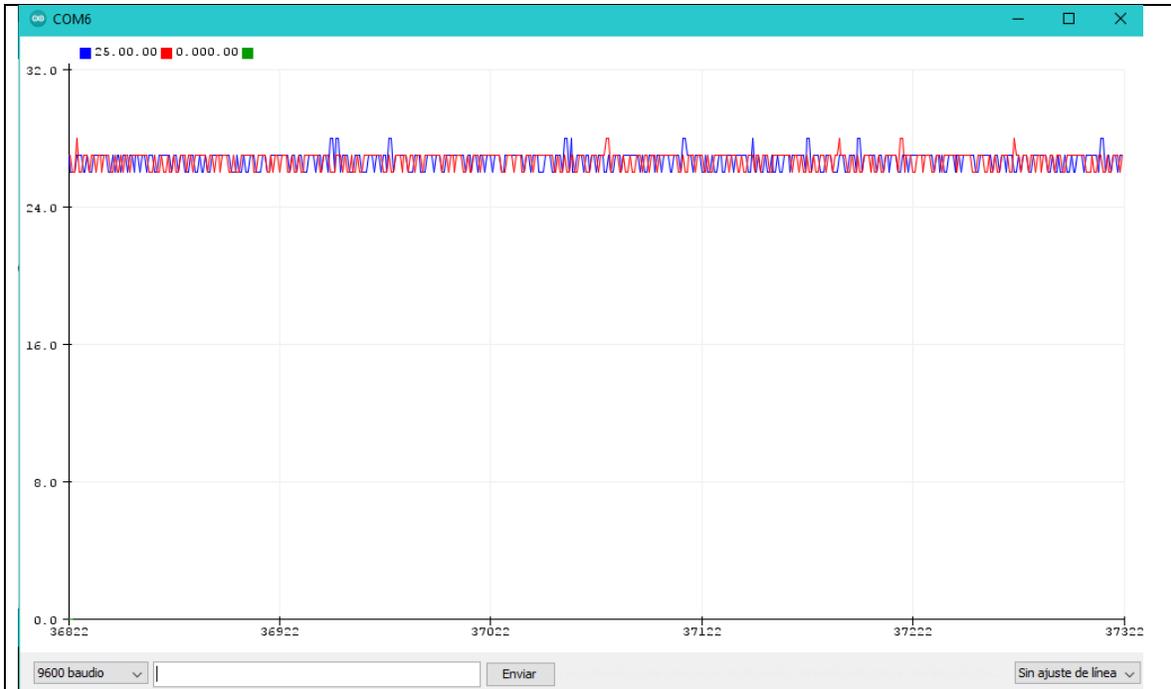


Figura 70 Comparación de señales en tiempo real del banco

Para la tercera prueba el fenómeno torsional fue llevado a una frecuencia de excitación de 9 Hertz. Recordar que según la simulación llevada a cabo en la fase del diseño del proyecto indica que dicha frecuencia se encuentra por debajo, de las frecuencias naturales torsionales propias del mecanismo. En este caso los 9 hercios fueron suficientes para experimentar vibraciones a lo largo del sistema, de carácter lateral, axial y torsional. Como se puede apreciar en las gráficas, los sensores captaron las señales portadoras de información relacionada al fenómeno torsional.

Tabla 17 Plantilla para realización de prueba de vibración torsional en el banco

Fecha: 20-11-2021	Prueba N : 4	Autor: Miguel Ángel Pico Leal
<p>Metodología</p> <p>La experimentación es realizada basándose en las siguientes variables pertinentes al banco torsional.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Determinación del sistema mecánico • Designación de la prueba a implementar • Implementación de la prueba • Resultados 		
<p>Determinación del sistema mecánico</p> <p>El sistema mecánico implementado consta del kit de chumacera, eje, discos y manguitos que juntos hacen parte del ensamble por defecto para el montaje del banco de pruebas de vibración</p>		

torsional. Los pasos para el montaje de los elementos mecánicos se encuentran descritos bajo el protocolo de pruebas establecido en el libro. Se recomienda llevar dicho reglamento acordemente.

Designación de la prueba a implementar

Durante la prueba se busca analizar el comportamiento del sistema torsional en diferentes escenarios. Para esta experimentación específica, se fija la velocidad del motor en cierto punto mientras que se varia la frecuencia de excitación torsional.

Implementación de la prueba

El sistema se debe encender energizando la fuente de alimentación del motor que conecta al puente H. Adicionalmente se conecta el microcontrolador arduino al ordenador a tierra, donde se deberá inicializar el software de control. Una vez dentro de Arduino se procede a ejecutar el código correspondiente para realizar lectura y escritura de datos.

Resultados

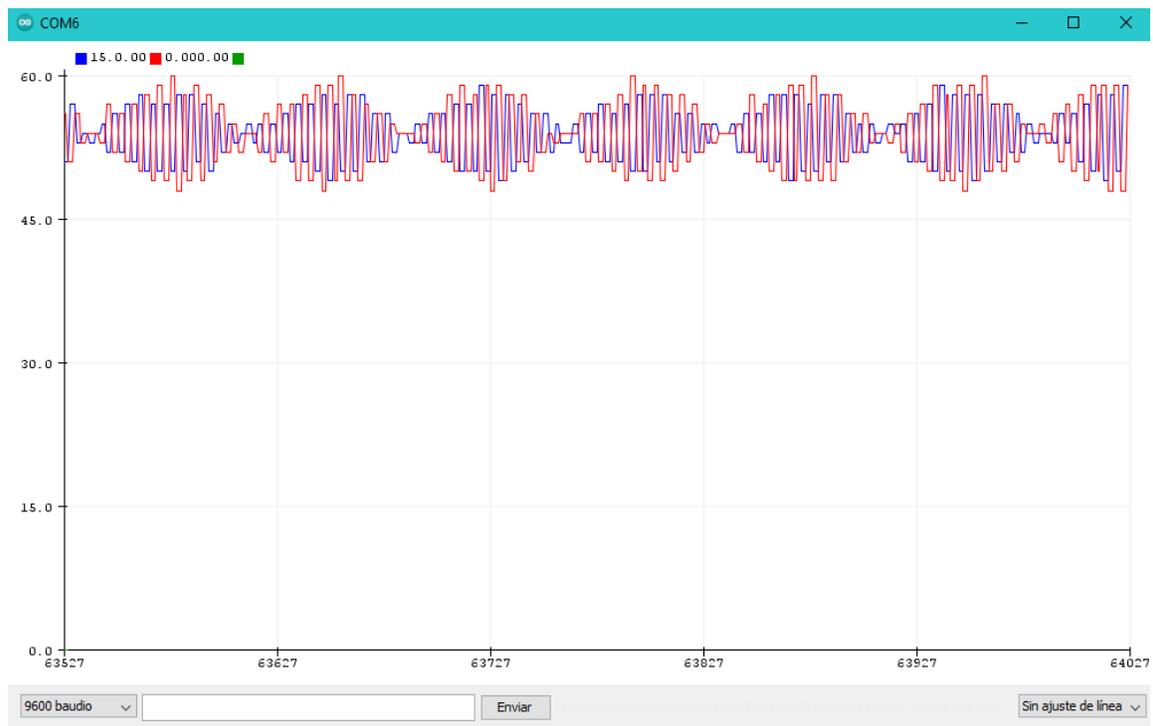


Figura 71 Comparación de señales en tiempo real del banco

Finalmente se lleva el sistema a 13 Hertz. En este punto, la medición debe ser temporal dado que se está induciendo una frecuencia que, según el modelo simulado, llevaría el mecanismo a resonancia torsional. En este punto se puede apreciar que las vibraciones son bastante pronunciadas. Una de las finalidades de diseñar un eje esbelto es poder apreciar dichas deformaciones a lo largo del mismo. Cuando se indujo resonancia, no solo el eje estaba vibrando pronunciadamente, también el mecanismo de sujeción a lo largo del banco como el acople, chumaceras, tornillos de fijación etc. En una de las pruebas realizadas en esta frecuencia uno de los tornillos que sujetan al acople entre el eje del motor fue liberado automáticamente. Esto produjo

que la prueba tuviera que ser pausada. Entonces para poder correr el banco a esta excitación, se tuvo que volver a revisar todas las conexiones y sujeciones del mismo, atornillar al máximo cada orificio hasta asegurarse de que nada está libre. Una vez todos los chequeos para la prueba de resonancia se implementaron, se procedió a volver a correr el sistema con las precauciones debidas. En este punto se pudo apreciar una mejor lectura del fenómeno, por lo que la lectura de los sensores mostró acordeamente. Una vez dicha lectura fue capturada, se analizó el fenómeno de vibración torsional que experimenta el eje junto con los discos. Este fue el pico máximo en comparación con las otras frecuencias torsionales con las cuales se decidió probar, ya que 13 Hercios generó bastantes oscilaciones en el sistema, así como ruido sobre el mismo. Múltiples pruebas se hicieron sobre esta frecuencia hasta que se obtuvo una lectura aceptable.

Tabla 18 Plantilla para realización de prueba de vibración torsional en el banco

12. CONCLUSIONES

- Gracias a la implementación de un banco de pruebas para vibración torsional se pudo llevar a cabo un prototipo de eje junto con discos y maguitos de sujeción que cumpliera con los objetivos propuestos del comienzo del trabajo de pregrado. El diseño del banco fue principalmente motivado y orientado a que la simplicidad del mismo fuera tal que el cambio y manipulación de los elementos mecánicos no presentará mayor inconveniente. Después de todo, se desea que el banco de pruebas sirva para analizar diferentes configuraciones de diseños mecánicos con el fin de detectar alteraciones entre uno u otro juego de configuración mecánica.
- El banco utiliza sensores de herradura que son útiles y fácil de manipular para obtener en censado a través del emisor y receptor infrarrojo del mismo. Dichos sensores fueron posicionados estratégicamente con la finalidad de comparar la deformación torsional en el eje cuando el sistema entra en resonancia. Algunos inconvenientes se presentaron en el sistema como los dientes de plástico que se adicionaron a los engranajes se despegaban fácilmente del disco de acero inoxidable, esto conllevó a que los dientes tocarán la superficie en u del sensor de herradura. Especialmente cuando se probó bajo resonancia, el sistema tiende a generar vibraciones de todo tipo, por lo que movimientos longitudinales también pueden presentarse en el mecanismo. Dichos movimientos golpean la superficie del sensor lo que puede desencadenar en pérdida de sensibilidad del sensor de herradura por lo que su vida útil se reduciría considerablemente. Entonces se concluye que el sensor posee una ranura angosta para la aplicación que se requiere. Dato que se busca simplificar procesos es ideal evitar que el sensor tenga algún tipo de contacto con el material que se desea medir que en este caso son los dientes de plástico.
- El montaje y desensamble de los elementos mecánicos del banco fue positivo en la mayoría del tiempo. El sistema tiene que ser chequeado varias veces antes de decidir qué tipo de montaje debe adecuarse. En el caso de las chumaceras es importante cerciorarse que no queden libres o sueltas. Esto debido a que, durante la experimentación, muchas veces se puede escuchar el sonido de una pieza desbalanceada o des alineamiento producto de una mala técnica de implementación del kit del eje. Por eso es importante llevar a cabo todas las instrucciones para el montaje del banco de vibraciones torsionales. También en la desmontada se experimentaron algunos percances que se pueden mejorar con la práctica. Por ende, es importante tener el mayor de los cuidados cuando se desea liberar algún acople o prisionero que conecte con el juego de manguitos y demás elementos mecánicos dentro del sistema torsional.
- Gracias al amplio rango de toma de frecuencias de excitación para inducirle al sistema, muchos análisis se pueden llevar a estudio. El sistema se comporta diferente cuando el motor se encuentra fijado a su correspondiente soporte. Sin embargo, cuando el motor está anclado al resto de elementos, por lo que es importante analizar ambos escenarios y determinar las diferencias entre los mismos. Inicialmente se pensó que el motor estaba mal funcionando por lo que se decidió realizar pruebas con el motor conectado directamente a la fuente para ver su respuesta. El análisis torsional se vio fuertemente pronunciado cuando dicho valor se llevó a 13 Hertz. Por lo que se trató de tomar mediciones lo más rápido posible para evitar que la resonancia causara fallas sobre el banco de pruebas de análisis para vibración torsional.

13. RECOMENDACIONES

- Se recomienda usar materiales más fáciles de maquinar, especialmente si se desea implementar un sistema de manguitos de sujeción que sean de tipo estándar para cualquier juego de discos. Dado que la finalidad del banco es albergar diferentes kits de prueba para análisis torsional.
- Una mejora muy importante en el banco, especialmente la parte de la lectura torsional es implementar sensores con un mayor espacio entre emisor y receptor. El sensor actual hace un buen trabajo, sin embargo, son muchas las ocasiones cuando los dientes que van pegados al disco tienen contacto con la herradura del sensor.
- También se calibrar contadores de pulsos para el sensor. Generalmente habrá una señal de ruido entre los sensores por lo que es muy común que estén marcando velocidades diferentes incluso a bajas rotación angular. Por ende, se sugiere implementar un sistema de calibración por parte del modelo de simulink.
- El eje se diseñó lo más fino posible para que la visualización de las vibraciones sobre el mismo sea fácil de presenciar. Sin embargo, se recomienda diseñar un eje flexible que pueda deformarse sin necesidad de romperse. Esto se llevaría a cabo reduciendo el diámetro del eje, especialmente cuando cruza con los discos dado que en ese punto es cuando mayor torsión puede ocurrir en el sistema.
- También se recomienda implementar un mayor tamaño de discos dado que el momento de inercia puede ser mayor lo que contribuiría a un mayor desfase en los puntos de medición deseados. Por otra parte, los manguitos poseen la capacidad de soportar cualquier juego de discos cuyo diámetro interno corresponde a 6 mm en promedio.
- Una mayor potencia puede ser suministrada en el sistema, lo que causaría que el motor se lleve a velocidades donde regularmente no opera. En consecuencia, el eje vibrará a velocidades críticas del motor y se transmite dichas vibraciones a los discos donde las señales desfasadas se van a comparar.

14. BIBLIOGRAFIA

- [1] Carlos Chiroque, "Análisis de vibraciones torsionales utilizando el método de elementos finitos (MEF) - con el fin de prevenir fallas mecánicas", Investigación aplicada e innovación, nov. 01, 2017.
- [2] Thomas Brown, "Torsional Fatigue Failure - Identification, Diagnosis and Prevention", IDENTIFYING TORSIONAL FAILURES, mar. 02, 2012.
- [3] Oscar Sotomayor, "Ecuaciones que rigen una vibración Torsional", Vibración Torsional, may 18, 2018.
- [4] Angel Villapaldo, "Diseño de Elementos de Maquinas", Diseño de Ejes o Flechas, ene. 23, 2016.
- [5] BINSFELD, "A beginner's guide to Torsional Vibration Analysis", Measurement made easy, oct. 01, 2018.
- [6] JUAN ESTEBAN ÁLVAREZ NARANJO, "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MODELADO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES GENERADAS POR DESBALANCEO DE ROTORES EN VOLADIZO", Trabajo de grado presentado como requisito para optar por el título de Ingeniero mecánico, nov. 13, 2013.
- [7] "ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MOTORES ELÉCTRICOS ASÍNCRONOS TRIFÁSICOS".
- [8] DEWESoft, "Vibraciones Rotacionales y Torsionales", Análisis de Vibración, ene. 20, 2021.
- [9] HelloAuto, "Vibraciones de Torsión", Tipos de Vibraciones de Torsión, mar. 02, 2018.
- [10] ERBESSD INSTRUMENTS, "Vibración Torsional, Nuevas Formas de Medirla", Vibración Torsional, jun. 17, 2016.
- [11] W. M. M. G. I Korin, "Torsional Vibrations. Causes in rotating equipment", oct. 2016.
- [12] Guillermo Daniel Chaparro, "Estudio y Desarrollo de Técnicas de Medición y Análisis de Vibraciones Torsionales", Buenos Aires, nov. 2013.
- [13] M. Bayat y H. L. Sørensen, "Evaluation of natural frequency, Campbell diagram and forced torsional vibration of deepwell pumps for the marine, oil and gas industry", en Journal of Physics: Conference Series, may 2021, vol. 1909, núm. 1, doi: 10.1088/1742-6596/1909/1/012069.
- [14] Schneider Electric, "Entender qué es la resonancia es esencial para resolver problemas de vibración", Resonancia Estructural, jun. 20, 2018.
- [15] P. HILTON, "TORSIONAL VIBRATION APPARATUS - Horizontal", 2014. <https://www.p-a-hilton.co.uk/products/vibration-hvt/torsional-vibration-apparatus>.

- [16] GUNT Hamburg, "TM-163-Vibraciones-torsionales-gunt-1376-pdf_1_es-ES" 2018.
https://www.gunt.de/images/datasheet/1376/TM-163-Vibraciones-torsionales-gunt-1376-pdf_1.
- [17] T. Academia, "VDA TM 165 Experiment", Torsional Vib. Anal., 2015.
- [18] I. W. Sensors y P. T. Damping, "Vibration Fundamentals Training System An Ideal Tool for Optimizing Your Vibration Class Curriculum".
- [19] D. U. A. Fonque, "Vibracion Torsional, Sistema de Medicion y Experimentacion", Universidad Industrial de Santander, 1995.
- [20] L. M. Cruz, "SISTEMA DE MONITOREO PARA EL BANCO DE VIBRACIÓN TORSIONAL FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO-MECÁNICAS ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA BUCARAMANGA 2.004".
- [21] 2011 2nd International Conference on Artificial Intelligence, Management Science, and Electronic Commerce (AIMSEC) : Aug. 8-10, 2011, Zhengzhou, China : proceedings. IEEE, 2011.
- [22] P. A. Meroño, F. C. Gómez, F. Marín, y L. Zaghar, "Measurement of torsional vibration to detect angular misalignment through the modulated square wave of an encoder", Meas. Sci. Technol., vol. 28, núm. 2, feb. 2017, doi: 10.1088/1361-6501/aa53d2.
- [23] L. Naldi, O. Florence, M. Golebiowski, V. Rossi, R. Monitoring, y F. Testing Manager, "NEW APPROACH TO TORSIONAL VIBRATION MONITORING".
- [24] A. Spalvier, L. D. Domenech, G. Cetrangolo, y J. S. Popovics, "Torsional vibration technique for the acoustoelastic characterization of concrete", Mater. Struct. Constr., vol. 53, núm. 1, feb. 2020, doi: 10.1617/s11527-020-1438-6.
- [25] Q. Zhang, G. Lu, C. Zhang, y Y. Xu, "Development of arbitrary waveform torsional vibration signal generator", Telecommun. Syst., vol. 75, núm. 4, pp. 425–435, dic. 2020, doi: 10.1007/s11235-020-00692-8.
- [26] Giorgio Dalpiaz, Riccardo Rubini, y Gianluca D'Elia, Advances in Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations, vol. 1. Berlin, 2013.
- [27] P. Gao, H. Liu, C. Xiang, P. Yan, y T. Mahmoud, "A new magnetorheological elastomer torsional vibration absorber: Structural design and performance test", Mech. Sci., vol. 12, núm. 1, pp. 321–332, mar. 2021, doi: 10.5194/ms-12-321-2021.
- [28] Fabio Andrés Bernal Calderón y Diego Fabián Cortés Navarrete, "Simulación de un banco de pruebas para análisis de vibraciones", Proyecto de Grado, may 01, 2016.

- [29] NELSON JAVIER MONTOYA ECHEVERRY y LUIS ALFONSO CARDONA GARCÍA, “DISEÑO Y MONTAJE DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA ENSAYOS DE VELOCIDAD CRÍTICA Y DESBALANCE”, UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE, Cali, 2014.
- [30] Hector Legue Legue y Jorge Eduardo Cárdenas Saavedra, “Diseño, Construcción y Pruebas de un Banco para Análisis de Vibraciones”, Universidad Austral de Chile, Valdivia, 2011.
- [31] J. Liu, X. Sun, X. Zhang, y X. Hou, “Research on torsional vibration characteristics of reciprocating compressor shafting and dynamics modification”, *Mech. Adv. Mater. Struct.*, vol. 27, núm. 9, pp. 687–696, may 2020, doi: 10.1080/15376494.2018.1492759.
- [32] S. M. Kim, J. R. Hong, y H. H. Yoo, “Analysis and design of a torsional vibration isolator for rotating shafts”, *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 33, núm. 10, pp. 4627–4634, oct. 2019, doi: 10.1007/s12206-019-0905-x.
- [33] G. Rodriguez y S. Diaz, “Caracterización de un banco de pruebas para la enseñanza de vibraciones mecánicas Squeeze film dampers View project Modelling and Characterization of Foil Bearings View project”, 2008. [En línea]. Disponible en: <https://www.researchgate.net/publication/279501838>.
- [34] P. P. Desai, “Design of a torsional vibration machine”. [En línea]. Disponible en: https://scholarsmine.mst.edu/masters_theseshttps://scholarsmine.mst.edu/masters_theses/5112.
- [35] D. Chen, J. Xu, X. Shi, y Y. Ma, “Experimental study on torsional vibration of dual mass flywheel”, en *Advanced Materials Research*, 2012, vol. 490–495, pp. 2318–2322, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.490-495.2318.
- [36] R. Machinery, “Vibration (HVT) TORSIONAL OSCILLATION MODULE (FREE & FORCED)”, pp. 1–2.
- [37] “Tm 150.02”, vol. 49, núm. 40, pp. 1–2, 2021.
- [38] Skf, “Rodamientos de Bolas”, Rodamientos axiales de bolas, 2016. <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings>.

15. ANEXOS

A.1 Código de análisis vibratorio para señales provenientes de los sensores de herradura, junto con la variable tiempo.

```
%%
Rotaciones = Rotaciones_Discos;
t = Rotaciones.time;
%% Disco referencia

Disco_Superior = Rotaciones.signals(1).values;           %%
Variable que contiene datos de sensado superior
Valor_Pulsos_A = reshape(Disco_Superior,[],1);          %%
Convertirla a vector

UbicacionA = find(Valor_Pulsos_A>0);                    %%
Encuentra valores por encima de 0
V1= t(UbicacionA);                                     %%
Entrega tiempos en que hubo pulsos
%% Disco deformado

Disco_Deformado = Rotaciones.signals(2).values;        %%
Variable que contiene datos de sensado superior
Valor_Pulsos_B = reshape(Disco_Deformado,[],1);        %%
Convertirla a vector

UbicacionB = find(Valor_Pulsos_B>0);                    %%
Encuentra valores por encima de 0
V2= t(UbicacionB);                                     %%
Entrega tiempos en que hubo pulsos

%% Extrae tiempo de Ciclo entre referencia
totalRow = length(V1);
VectorDifference = zeros(totalRow, 1);
for ii = 1:length(V1) -1
    VectorDifference(ii) = V1(ii+1) - V1(ii);
end

%% Extrae tiempo de Referencia inicial - Deformado Inicial
totalRowB = length(V2);
VectorDifference_B = zeros(totalRowB, 1);
for ee = 1:length(V2) -1
    VectorDifference_B(ee) = V2(ee) - V1(ee);
end

%% Sacar tiempo de desfase con primer pulso de Segundo Disco
totalFinal = length(V1);
VectorDesfase = zeros(totalFinal, 1);
for oo = 1:length(V2)
    VectorDesfase(oo) = (VectorDifference_B(oo) * 360) / VectorDifference(oo);
end
VectorDesfase(totalFinal) = 0;
%% Convertir desfase a grafico
```

A2. Manual para montaje electrónico del sensor en el banco de Pruebas torsionales

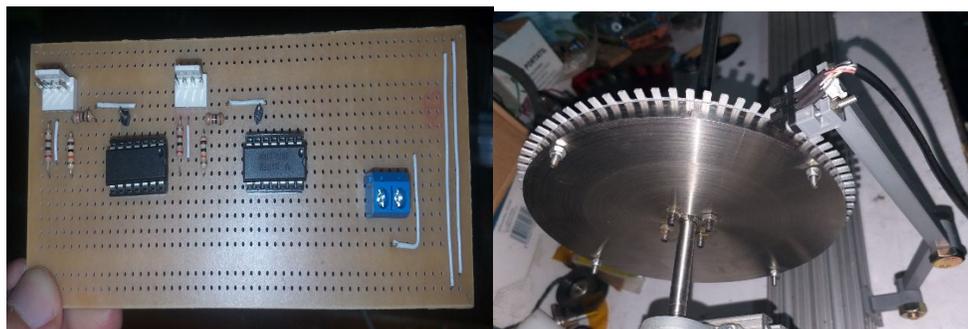


Figura 72 Montaje de circuito para adecuación de sensores, Imagen de posicionamiento

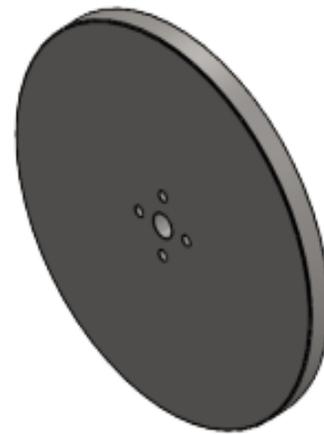
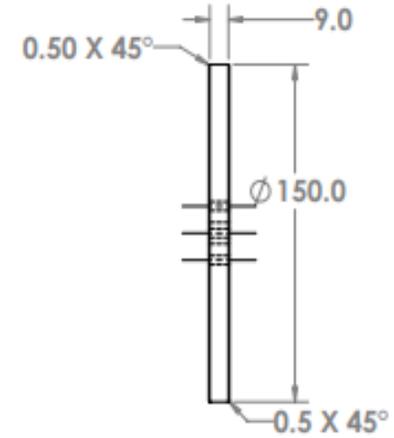
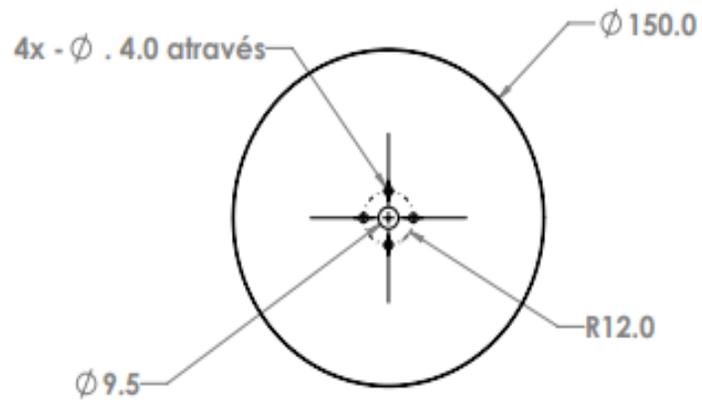
Durante el procedimiento de ensamblaje de la componente electrónica se debe precisar seguir rigurosamente la lista de pasos para que los componentes queden acorde a lo especificado. A continuación, se presenta una tabla de pasos donde se describen las piezas ensambladas en su respectivo orden.

Acción No.	Elementos Activos	Descripción del Proceso
1. Soldadura de conectores	Váquela, conector de batería, conector para cable de plástico	Se procede a soldar los dos conectores que van a los sensores, junto con el conector de potencia que recibe los 5 voltios para poder energizar toda la tarjeta. Este último conecta con el resto de elementos sobre dicha tarjeta
2. Soldadura compuerta lógica	Compuerta lógica Schmidt, Váquela	Se debe ubicar las dos compuertas lógicas sobre la váquela, y realizar la soldadura correspondiente teniendo en cuenta dejar una combinación de salida/entrada de pines para poder operar dicha compuerta
3. Soldadura cable de plástico a sensores	2 metros de cable plástico con 4 subcables	Conectar los dos metros de cable a cada sensor correspondientemente, con el fin de usar cada pin de un cable específico, y acoplarlos a los 4 cables del sensor. La idea es que se puedan modificar una vez se conecten a la váquela.
4. Montaje de Resistencias	Resistencias de 400,200 y 2500 Ohmios respectivamente	Se conectan las resistencias como se muestran en la figura 30. El circuito de soldadura debe quedar de tal modo que se pueda reconectar tanto la alimentación al sensor como la señal de salida del mismo, que consecuentemente irá al arduino
5. Conexión hacia el arduino	Dos cables de salida para los pines digitales del arduino	Los dos cables de salida de cada compuerta respectivamente deben ir a los puertos digitales del arduino de preferencia personal. Una vez conectados manualmente ya solo basta realizar la configuración de software necesaria.
6. Ubicación de sensores	Sensores de herradura, soportes de plástico	Cuando se realiza todo el montaje en la váquela, ya solo resta acomodar los sensores de herradura en su respectivo soporte, que irá acomodado en el marco del banco. Se debe atornillar correspondientemente sin afectar el sensor

Tabla 19 Lista de instrucciones para montaje de electrónica en el banco

Customer importance rating	Desired direction of improvement (↑,0,↓) Functional Requirements (How) → Customer Requirements - (What) ↓	Elementos para Análisis		Sistema de sujecion general			Cargas en el eje		Elementos de Lectura de datos	
		Barras de latón con 1300 mm	Barras de Acero con 1200 mm	Mandriles en soportes	Mandriles fijos	Platos de aprisionamiento	Combinacion disco-soporte	Discos sueltos	Sensores de Desplazamiento y sus derivada)	Sensores de angulo de giro
5	Brindar lectura de datos referente a vibraciones torsionales	1	1	1	1	1	1	1	9	9
5	Fijar las piezas de sujecion del banco	1	1	9	9	3	3	3	1	1
4	Determinar elementos para poner a prueba	9	9	1	1	1	1	1	1	1
3	Permitir la visualización de las variables del banco	1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	Determinar cargas inerciales para contribuir con el analisis vibratorio del sistema	1	3	1	1	3	3	9	1	1
4	Diseñar base solida del banco que soportara el resto de elementos.	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	Implementar sistema de amortiguacion referente al análisis de vibraciones para contrarrestar oscilaciones	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	Technical importance score	60	68	68	68	43	46	70	68	68
	Importance %	47%	53%	38%	38%	24%	40%	60%	50%	50%

1: low, 5: high	Desired direction of improvement (↑,0,↓)	Diseño de Base			Sistema de Amortiguacion		Interfaz para Análisis de datos		Weighted Score
	Functional Requirements (How) →	Base Rectangular, latas de acero	En forma de I con perfiles de aluminio	Forma de T con tubo aluminio	Amortiguamiento por Fluido viscoso	Amortiguamiento por unidad rotativa	HMU	Plataforma de LabView	
Customer importance rating	Customer Requirements - (What) ↓								
5	Brindar lectura de datos referente a vibraciones torsionales	1	1	1	1	1	1	1	160
5	Fijar las piezas de sujecion del banco	1	1	1	1	1	1	1	190
4	Determinar elementos para poner a prueba	1	3	1	1	1	1	1	136
3	Permitir la visualización de las variables del banco	1	1	1	1	1	3	9	78
4	Determinar cargas inerciales para contribuir con el analisis vibratorio del sistema	1	3	1	1	1	1	1	128
4	Diseñar base solida del banco que soportara el resto de elementos.	3	9	3	1	1	1	1	112
3	Implementar sistema de amortiguacion referente al análisis de vibraciones para contrarrestar oscilaciones	1	1	1	9	3	1	1	78
Technical importance score		36	76	36	52	34	34	52	882
Importance %		24%	51%	24%	60%	40%	40%	60%	



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE
BUCARAMANGA

Medidas en mm

* Planeado por:
Miguel Angel Pico

* Elaborado por:
Miguel Angel Pico

* Nombre: Disco Inercial de Medicion

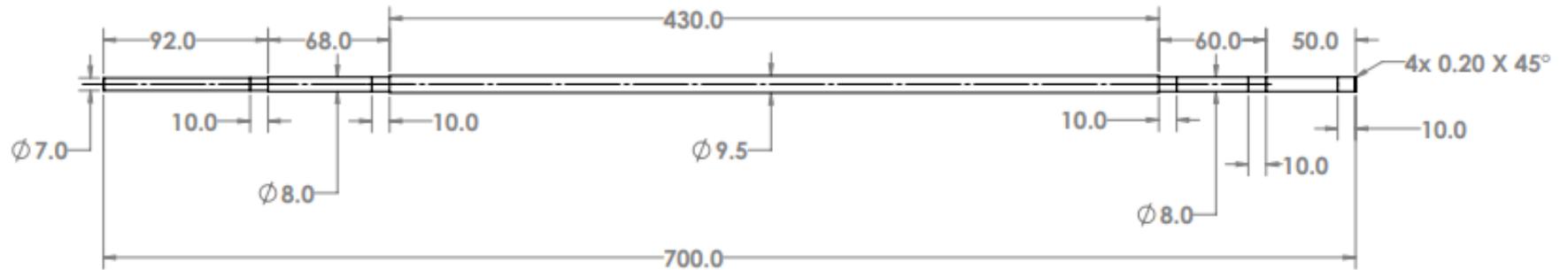
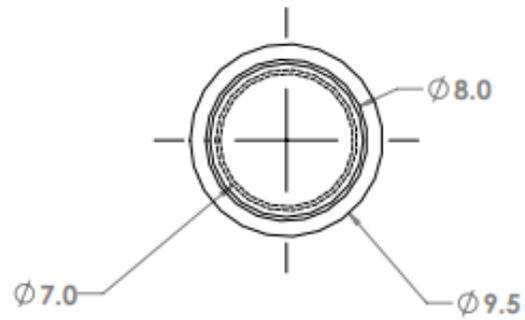
* Fecha: 18/10/2021

Cantidad: 2

Escala 1:1.5

Material AISI 304

Numero:



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
BUCARAMANGA

Medidas en mm

• Planeado por:
Miguel Angel Pico

• Elaborado por:
Miguel Angel Pico

• Nombre: Eje de Pruebas en el Banco

• Fecha: 18/10/2021

Cantidad: 1

Escala: 1: 1.5

Material: AISI 304

Numero:



**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE
BUCARAMANGA**

Medidas en mm

*** Planeado por:**
Miguel Angel Pico

*** Elaborado por:**
Miguel Angel Pico

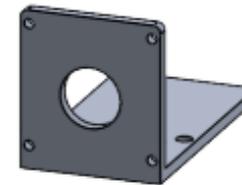
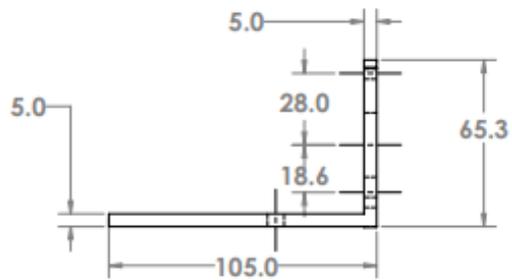
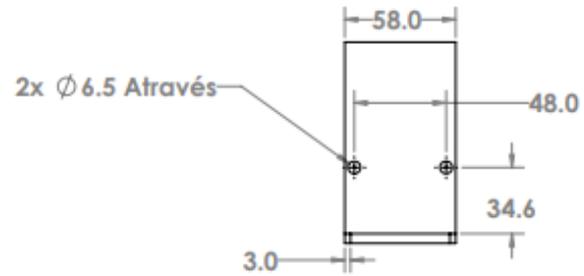
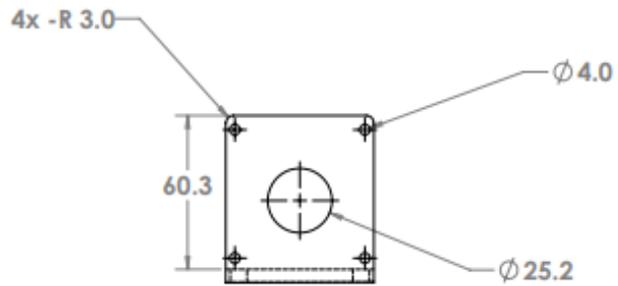
*** Nombre:** Ensamblaje Completo

*** Fecha:** 18/10/2021

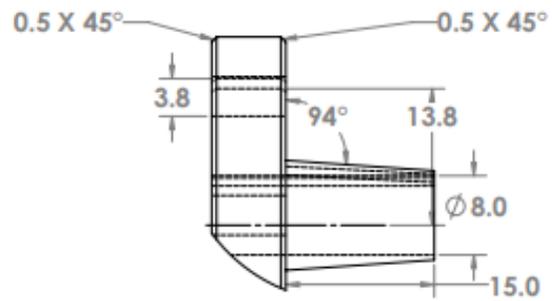
Cantidad: 1

Material

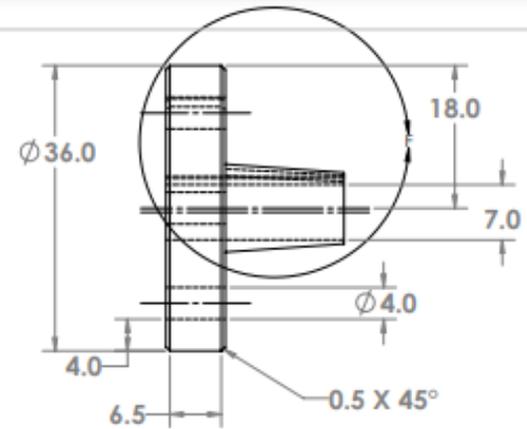
Numero:



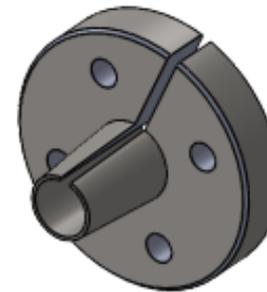
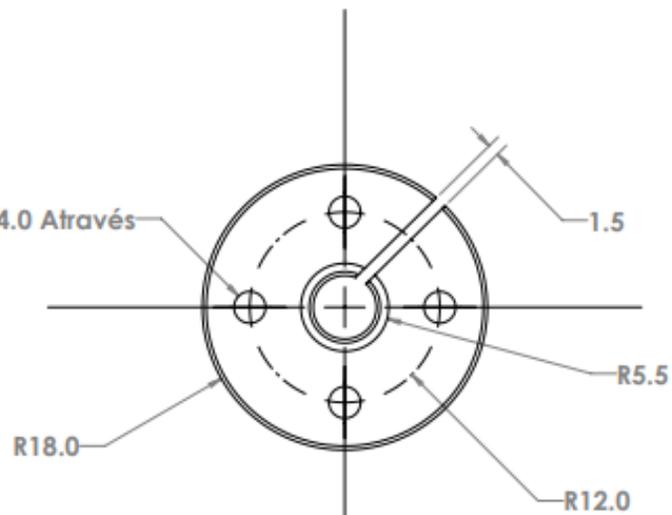
	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	* Planeado por: Miguel Angel Pico	* Nombre: Soporte Vertical Motor	Cantidad: 1	Material: Aluminio 1060
	Medidas en mm	* Elaborado por: Miguel Angel Pico	* Fecha: 18/10/2021	Escala: 1:1.5	Numero:



DETAIL F
SCALE 1 : 0.4



4x - \varnothing . 4.0 Através



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE
BUCARAMANGA

Medidas en mm

• Planeado por:
Miguel Angel Pico

• Elaborado por:
Miguel Angel Pico

• Nombre: Manguito de Sujecion para Discos

• Fecha: 18/10/2021

Cantidad: 2

Escala: 1:1.5

Material AISI 1020

Numero: