



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA DE MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS  
PARA EL DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS  
MECÁNICOS POR DESALINEAMIENTOS EN ACOPLÉS  
FLEXIBLES MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE  
ESPECTROS DE VIBRACIÓN”**

**Trabajo de integración curricular**

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para optar el grado académico de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES:**

**DARÍO JAVIER GUANANGA PUJOS**

**KLEBER ADRIÁN PILCO GARCÍA**

Riobamba – Ecuador

2021



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

## **FACULTAD DE MECÁNICA**

### **CARRERA DE MECÁNICA**

#### **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS MECÁNICOS POR DESALINEAMIENTOS EN ACOPLÉS FLEXIBLES MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESPECTROS DE VIBRACIÓN”**

##### **Trabajo de integración curricular**

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para optar el grado académico de:

##### **INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES:** DARÍO JAVIER GUANANGA PUJOS

KLEBER ADRIÁN PILCO GARCÍA

**DIRECTOR:** Ing. JAVIER ENRIQUE ORNA CHÁVEZ

Riobamba – Ecuador

2021

**© 2021, Darío Javier Guananga Pujos y Kleber Adrián Pilco García**

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Nosotros, Darío Javier Guananga Pujos y Kleber Adrián Pilco García, declaramos que el presente trabajo de integración curricular es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 16 de julio de 2021



**Darío Javier Guananga Pujos**  
**C.C 180464087-6**



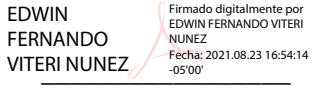
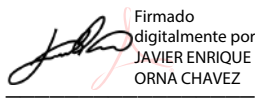
**Kleber Adrián Pilco García**  
**C.C 020234197-0**

# ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

## FACULTAD DE MECÁNICA

### CARRERA DE MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de integración curricular certifica que: El trabajo de integración curricular; tipo: Proyecto técnico, **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS MECÁNICOS POR DESALINEAMIENTOS EN ACOPLS FLEXIBLES MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESPECTROS DE VIBRACIÓN**, realizado por los señores: **DARÍO JAVIER GUANANGA PUJOS** y **KLEBER ADRIÁN PILCO GARCÍA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de integración curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Msc. Edwin Fernando Viteri Núñez <b>PRESIDENTE DEL TRIBUNAL</b>	 EDWIN FERNANDO VITERI NUNEZ <small>Firmado digitalmente por EDWIN FERNANDO VITERI NUNEZ Fecha: 2021.08.23 16:54:14 -05'00'</small>	2021-07-16
Ing. Msc. Javier Enrique Orna Chávez <b>DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR</b>	 <small>Firmado digitalmente por JAVIER ENRIQUE ORNA CHAVEZ</small>	2021-07-16
Ing. Msc. Jorge Isaías Caicedo Reyes <b>MIEMBRO DEL TRIBUNAL</b>	 <small>Firmado electrónicamente por:</small> <b>JORGE ISAIAS CAICEDO REYES</b>	2021-07-16

## **DEDICATORIA**

Al gran esfuerzo y sacrificio de mis padres Bolívar y Cecilia por haber criado y formado a un hombre responsable, útil a la sociedad, inculcar en mí el valor del trabajo duro y honesto, enseñarme a no doblegar ante las adversidades de la vida y darme la oportunidad de obtener una profesión, a mis hermanos Alexandra, Cristina, Alejandro y Anthony por el apoyo y compañía durante los momentos más difíciles de la vida y de mis estudios, a mi sobrino Samuel por hacer de mi vida más espléndida, a todos quienes forman parte de la Escuela de Ingeniería Mecánica ESPOCH por brindarme conocimientos del más alto nivel académico y a todos aquellos que en su momento dudaron de mis capacidades y mi potencial, se los dedico.

Darío

El presente trabajo va dedicado a mis padres Luz y Jorge, quienes han sido pilar fundamental durante mi desarrollo personal y académico brindándome su afecto y paciencia incondicionalmente.

Kleber

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, a mi Divino Niño, a la Santísima Virgen María, a mis familiares, a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a la Escuela de Mecánica, por darme la oportunidad de obtener una profesión, culminar con éxito esta etapa de mi vida y ser un ciudadano útil para el país.

Darío

Agradezco a Dios por permitirme culminar esta etapa académica, luego agradezco a mis padres y hermanas ya que sin ellos nada de esto fuese posible.

Kleber

## TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xvii
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvii
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT.....	xx
INTRODUCCIÓN.....	xxi

### CAPÍTULO I

<b>1</b>	<b>DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1</b>	<b>Antecedentes.....</b>	<b>1</b>
<b>1.2</b>	<b>Delimitación.....</b>	<b>1</b>
<b>1.2.1</b>	<i>Delimitación espacial.....</i>	<i>1</i>
<b>1.2.2</b>	<i>Delimitación sectorial.....</i>	<i>1</i>
<b>1.3</b>	<b>Formulación del problema.....</b>	<b>2</b>
<b>1.4</b>	<b>Objetivos.....</b>	<b>2</b>
<b>1.4.1</b>	<i>Objetivo general.....</i>	<i>2</i>
<b>1.4.2</b>	<i>Objetivos específicos.....</i>	<i>2</i>

### CAPÍTULO II

<b>2</b>	<b>REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS...</b>	<b>3</b>
<b>2.1</b>	<b>Desalineación.....</b>	<b>3</b>
<b>2.1.1</b>	<i>Desalineación angular.....</i>	<i>3</i>
<b>2.1.2</b>	<i>Desalineación paralela.....</i>	<i>4</i>
<b>2.1.3</b>	<i>Desalineación mixta.....</i>	<i>4</i>
<b>2.2</b>	<b>Problemas causados por desalineación.....</b>	<b>4</b>
<b>2.3</b>	<b>Acoplamientos.....</b>	<b>5</b>
<b>2.3.1</b>	<i>Acoplamientos rígidos.....</i>	<i>5</i>
<b>2.3.2</b>	<i>Clasificación de los acoplamientos rígidos.....</i>	<i>6</i>
<b>2.3.2.1</b>	<i>Acoplamiento de manguito.....</i>	<i>6</i>
<b>2.3.2.2</b>	<i>Acoplamiento de abrazadera.....</i>	<i>6</i>
<b>2.3.2.3</b>	<i>Acoplamiento de disco.....</i>	<i>6</i>



<b>2.3.3</b>	<b><i>Acoplamientos flexibles</i></b> .....	6
<b>2.3.4</b>	<b><i>Acoplamientos flexibles metálicos</i></b> .....	7
2.3.4.1	<i>Acoplamiento de rejilla</i> .....	7
2.3.4.2	<i>Acoplamiento de engrane</i> .....	7
2.3.4.3	<i>Acoplamiento de disco</i> .....	8
2.3.4.4	<i>Acoplamiento de cadena</i> .....	8
<b>2.3.5</b>	<b><i>Acoplamientos flexibles con elemento elástico</i></b> .....	9
2.3.5.1	<i>Acoplamiento flexible</i> .....	9
2.3.5.2	<i>Acoplamiento de mordaza</i> .....	9
2.3.5.3	<i>Acoplamiento FRC</i> .....	9
2.3.6	<b><i>Juntas universales</i></b> .....	10
<b>2.4</b>	<b>Tolerancias de alineación para acoplamientos flexibles</b> .....	10
<b>2.5</b>	<b>Análisis de vibración</b> .....	12
<b>2.5.1</b>	<b><i>Vibraciones generadas por desalineación</i></b> .....	12
<b>2.5.2</b>	<b><i>Respuesta vibracional</i></b> .....	14
<b>2.5.3</b>	<b><i>Espectro vibratorio del desalineamiento</i></b> .....	17
<b>2.6</b>	<b>Máquina para diagnóstico de fallas por vibraciones</b> .....	18
<b>2.6.1</b>	<b><i>Componentes principales de un banco de diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamiento en acoples flexibles por medio de técnicas de vibración</i></b> .....	18
<b>2.6.2</b>	<b><i>Funcionamiento del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración</i></b> .....	20

### CAPÍTULO III

<b>3</b>	<b>MARCO METODOLÓGICO</b> .....	22
<b>3.1</b>	<b>Función de despliegue de la calidad - QFD</b> .....	22
<b>3.1.1</b>	<b><i>Determinación de las demandas o requerimientos del banco de pruebas</i></b> ...	22
3.1.1.1	<i>Voz del usuario</i> .....	22
3.1.1.2	<i>Análisis de competitividad</i> .....	23
3.1.1.3	<i>Importancia</i> .....	25
3.1.1.4	<i>Voz del ingeniero</i> .....	27
3.1.1.5	<i>Conclusiones de la matriz QFD</i> .....	30
<b>3.2</b>	<b>Diseño conceptual</b> .....	31
<b>3.2.1</b>	<b><i>Estructura funcional</i></b> .....	31

<b>3.2.2</b>	<b><i>Estudio de alternativas para la solución del banco de pruebas</i></b> .....	32
3.2.2.1	<i>Desalineamiento de ejes</i> .....	32
3.2.2.2	<i>Transmisión de potencia al acople flexible</i> .....	33
3.2.2.3	<i>Rotación de eje y disco</i> .....	35
3.2.2.4	<i>Transmisión de esfuerzos a rodamientos y chumaceras</i> .....	36
<b>3.2.3</b>	<b><i>Matriz morfológica</i></b> .....	37
<b>3.2.4</b>	<b><i>Soluciones propuestas</i></b> .....	38
3.2.4.1	<i>Alternativa de solución uno</i> .....	39
3.2.4.2	<i>Alternativa de solución dos</i> .....	40
3.2.4.3	<i>Alternativa de solución tres</i> .....	41
<b>3.2.5</b>	<b><i>Evaluación de soluciones</i></b> .....	42
3.2.5.1	<i>Criterios de valoración</i> .....	42
<b>3.3</b>	<b><i>Diseño y selección de elementos para el banco de pruebas</i></b> .....	46
<b>3.3.1</b>	<b><i>Cálculos dimensionales</i></b> .....	46
<b>3.3.2</b>	<b><i>Selección del motor eléctrico</i></b> .....	47
<b>3.3.3</b>	<b><i>Selección del material para el diseño del eje</i></b> .....	47
3.3.3.1	<i>Prediseño del eje diseño a torsión</i> .....	47
3.3.3.2	<i>Cálculo de las fuerzas y momentos torsores en el eje</i> .....	49
3.3.3.3	<i>Diagramas de cortante y momento flector</i> .....	58
3.3.3.4	<i>Cálculo de concentración de esfuerzos</i> .....	62
3.3.3.5	<i>Cálculo del factor de modificación de la condición superficial</i> .....	64
3.3.3.6	<i>Cálculo del factor de modificación del tamaño</i> .....	65
3.3.3.7	<i>Cálculo del factor de confiabilidad</i> .....	66
3.3.3.8	<i>Cálculo del factor de modificación de la temperatura</i> .....	66
3.3.3.9	<i>Cálculo del factor de modificación de efectos varios</i> .....	67
3.3.3.10	<i>Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de elementos de máquinas</i> .....	67
3.3.3.11	<i>Cálculo del diámetro según ASME B106.1M</i> .....	68
3.3.3.12	<i>Análisis de rigidez</i> .....	69
3.3.3.13	<i>Análisis de velocidades críticas</i> .....	72
3.3.3.14	<i>Cálculo de la velocidad crítica de Rayleigh-Ritz</i> .....	72
3.3.3.15	<i>Cálculo de la velocidad crítica de Dunkerley</i> .....	73
3.3.3.16	<i>Análisis de resonancia</i> .....	74
3.3.3.17	<i>Cálculo de la chaveta</i> .....	75
<b>3.3.4</b>	<b><i>Selección de rodamientos</i></b> .....	77
3.3.4.1	<i>Cálculo de la vida nominal básica del rodamiento</i> .....	77
3.3.4.2	<i>Condición de lubricación del rodamiento</i> .....	78

3.3.4.3	<i>Factor de contaminación del rodamiento</i> .....	81
3.3.4.4	<i>Cálculo del factor de modificación de la vida útil aSKF</i> .....	81
3.3.4.5	<i>Cálculo de la vida normal SKF</i> .....	82
3.3.4.6	<i>Cálculo de la carga mínima de cargas</i> .....	82
<b>3.3.5</b>	<b><i>Selección de chumaceras bipartidas</i></b> .....	<b>83</b>
<b>3.3.6</b>	<b><i>Selección del acople flexible</i></b> .....	<b>83</b>
3.3.6.1	<i>Cálculo del torque nominal del sistema</i> .....	83
3.3.6.2	<i>Factor de servicio</i> .....	84
3.3.6.3	<i>Selección del acople flexible de rejilla</i> .....	84
<b>3.4</b>	<b>Construcción, montaje y pruebas de funcionamiento del banco de pruebas</b> .....	<b>85</b>
<b>3.4.1</b>	<b><i>Construcción del banco de pruebas</i></b> .....	<b>85</b>
3.4.1.1	<i>Materiales de construcción de los elementos del banco de pruebas</i> .....	85
3.4.1.2	<i>Operaciones y tiempos de construcción del banco de pruebas</i> .....	87
3.4.1.3	<i>Flujograma de construcción</i> .....	89
<b>3.4.2</b>	<b><i>Montaje del banco de pruebas</i></b> .....	<b>93</b>
3.4.2.1	<i>Flujograma de montaje</i> .....	94
3.4.2.2	<i>Tiempo total de construcción y montaje</i> .....	95
<b>3.4.3</b>	<b><i>Protocolo de pruebas</i></b> .....	<b>95</b>
3.4.3.1	<i>Prueba de funcionamiento sin alineamiento</i> .....	96
3.4.3.2	<i>Prueba de funcionamiento con alineamiento</i> .....	97
<b>3.5</b>	<b>Manual de operación y mantenimiento del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamiento en acoples flexibles</b> .....	<b>98</b>
<b>3.5.1</b>	<b><i>Manual de operación</i></b> .....	<b>98</b>
3.5.1.1	<i>Características generales del banco de pruebas</i> .....	98
3.5.1.2	<i>Características específicas del banco de pruebas</i> .....	99
3.5.1.3	<i>Simulación de desalineamiento con el banco de pruebas</i> .....	100
3.5.1.4	<i>Alineación de ejes con el alineador SKF TKSA 11</i> .....	101
<b>3.5.2</b>	<b><i>Manual de mantenimiento</i></b> .....	<b>101</b>
<b>3.6</b>	<b>Análisis de costos del banco de pruebas</b> .....	<b>103</b>
<b>3.6.1</b>	<b><i>Costos directos</i></b> .....	<b>103</b>
3.6.1.1	<i>Materiales</i> .....	103
3.6.1.2	<i>Costo de máquinas y herramientas</i> .....	104
3.6.1.3	<i>Mano de obra</i> .....	105
3.6.1.4	<i>Costo total directo</i> .....	105
<b>3.6.2</b>	<b><i>Costos indirectos</i></b> .....	<b>105</b>

3.6.3	<i>Costo total</i> .....	106
-------	--------------------------	-----

## CAPÍTULO IV

<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	107
<b>4.1</b>	<b>Pruebas de funcionamiento</b> .....	107
<b>4.1.1</b>	<i>Objetivo</i> .....	107
<b>4.1.2</b>	<i>Alcance</i> .....	107
<b>4.1.3</b>	<i>Especificaciones del equipo de medición</i> .....	107
<b>4.1.4</b>	<i>Alineación</i> .....	107
<b>4.1.5</b>	<i>Toma de vibraciones</i> .....	109
4.1.5.1	<i>Condiciones de operación</i> .....	109
4.1.5.2	<i>Análisis comparativo de los espectros de vibraciones</i> .....	111
4.1.5.3	<i>Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en las chumaceras lado libre</i> .....	112
4.1.5.4	<i>Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en las chumaceras lado del acople</i> .....	115
4.1.5.5	<i>Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en el motor lado libre</i> .....	118
4.1.5.6	<i>Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en el motor lado del acople</i> .....	121
4.1.5.7	<i>Ensayos a diferentes velocidades con y sin alineamiento en chumacera y motor</i> .....	123
	<b>CONCLUSIONES</b> .....	126
	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	127
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
	<b>ANEXOS</b>	

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-2:</b>	Tolerancias de desalineamiento recomendadas según Ludeca.....	12
<b>Tabla 1-3:</b>	Clasificación de los requerimientos del usuario.....	23
<b>Tabla 2-3:</b>	Características técnicas de la competencia de mercado empresa Gunt Hamburg.....	24
<b>Tabla 3-3:</b>	Características técnicas de la competencia de mercado empresa Edibon.....	25
<b>Tabla 4-3:</b>	Valores nivel de importancia.....	26
<b>Tabla 5-3:</b>	Evaluación de encuestas realizadas .....	26
<b>Tabla 6-3:</b>	Ponderación para el factor de venta (FV).....	27
<b>Tabla 7-3:</b>	Factor de incidencia .....	28
<b>Tabla 8-3:</b>	Evaluación de encuestas realizadas.....	28
<b>Tabla 9-3:</b>	Solución técnica de los requerimientos para el banco de pruebas en orden de importancia.....	30
<b>Tabla 10-3:</b>	Matriz morfológica de alternativas de solución.....	38
<b>Tabla 11-3:</b>	Evaluación del peso específico de cada criterio .....	43
<b>Tabla 12-3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio estructura base.....	43
<b>Tabla 13-3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio sistema de alineación....	43
<b>Tabla 14-3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio múltiples configuraciones	44
<b>Tabla 15-3:</b>	Evaluación del peso específico del criterio diseño de elementos mecánicos.....	44
<b>Tabla 16-3:</b>	Tabla de conclusiones.....	44
<b>Tabla 17-3:</b>	Prediseño de alternativa seleccionada.....	45
<b>Tabla 18-3:</b>	Datos del motor de la marca Siemens.....	47
<b>Tabla 19-3:</b>	Propiedades mecánicas del material AISI 304.....	47
<b>Tabla 20-3:</b>	Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	65
<b>Tabla 21-3:</b>	Factores de confiabilidad correspondientes a ocho desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	66
<b>Tabla 22-3:</b>	Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.....	67
<b>Tabla 23-3:</b>	Datos de pesos y deformaciones que actúan en el eje para el cálculo de la velocidad crítica de Rayleigh-Ritz.....	72
<b>Tabla 24-3:</b>	Datos de deformaciones que actúan en el eje para el cálculo de la velocidad crítica de Dunkerley.....	73
<b>Tabla 25-3:</b>	Control de velocidades críticas del eje.....	74
<b>Tabla 26-3:</b>	Datos de la chaveta para el eje del banco de pruebas.....	75

<b>Tabla 27-3:</b>	Datos del rodamiento SKF seleccionado.....	77
<b>Tabla 28-3:</b>	Elementos de la chumacera seleccionada.....	83
<b>Tabla 29-3:</b>	Máquinas y herramientas utilizadas.....	85
<b>Tabla 30-3:</b>	Materiales de construcción del banco de pruebas.....	86
<b>Tabla 31-3:</b>	Operaciones y tiempos de construcción del banco de pruebas .....	87
<b>Tabla 32-3:</b>	Montaje del banco de pruebas.....	94
<b>Tabla 33-3:</b>	Tiempo de montaje del banco de pruebas.....	95
<b>Tabla 34-3:</b>	Características del banco de pruebas.....	99
<b>Tabla 35-3:</b>	Parámetros para la práctica de desalineamiento.....	100
<b>Tabla 36-3:</b>	Alineación de los ejes del banco de pruebas .....	101
<b>Tabla 37-3:</b>	Actividades recomendadas para el mantenimiento preventivo del banco de pruebas.....	102
<b>Tabla 38-3:</b>	Costos de materiales y elementos mecánicos.....	103
<b>Tabla 39-3:</b>	Costo de máquinas y herramientas utilizadas.....	104
<b>Tabla 40-3:</b>	Costos de mano de obra .....	105
<b>Tabla 41-3:</b>	Costo total directo .....	105
<b>Tabla 42-3:</b>	Costos indirectos .....	106
<b>Tabla 43-3:</b>	Costo total.....	106
<b>Tabla 1-4:</b>	Valores de frecuencia y velocidad.....	109
<b>Tabla 2-4:</b>	Rango de severidad vibratoria para máquinas normales.....	110
<b>Tabla 3-4:</b>	Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones.....	111
<b>Tabla 4-4:</b>	Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento.....	123
<b>Tabla 5-4:</b>	Valores de temperatura.....	124

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-2:</b>	Desalineación angular .....	3
<b>Figura 2-2:</b>	Desalineación paralela .....	4
<b>Figura 3-2:</b>	Desalineación mixta.....	4
<b>Figura 4-2:</b>	Consecuencias comunes en componentes .....	5
<b>Figura 5-2:</b>	Acoplamientos rígidos: a) manguito b) abrazadera c) disco.....	6
<b>Figura 6-2:</b>	Acoplamientos flexibles metálicos .....	8
<b>Figura 7-2:</b>	Acoplamientos flexibles con elementos elásticos: a) flexible b) mordaza c) FRC.....	10
<b>Figura 8-2:</b>	Componentes de una junta universal.....	10
<b>Figura 9-2:</b>	Puntos flexibles en las posiciones vertical y horizontal de un eje.....	11
<b>Figura 10-2:</b>	Vibración axial a 1 RPM por desalineamiento angular.....	13
<b>Figura 11-2:</b>	Vibración radial a 2 RPM por desalineamiento paralelo.....	14
<b>Figura 12-2:</b>	Movimiento del sistema masa-resorte.....	15
<b>Figura 13-2:</b>	Desplazamiento en función del tiempo.....	15
<b>Figura 14-2:</b>	Señal de vibración en una máquina cualquiera.....	16
<b>Figura 15-2:</b>	Generación de la onda compleja (c) y su respuesta en frecuencia debido a las componentes del desalineamiento.....	17
<b>Figura 16-2:</b>	Tipos de forma de onda para diferentes escenarios .....	18
<b>Figura 17-2:</b>	Esquema del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas .....	20
<b>Figura 1-3:</b>	Banco de pruebas didáctico para análisis de vibraciones marca Gunt Hamburg.....	23
<b>Figura 2-3:</b>	Banco de pruebas didáctico para análisis de vibraciones marca Edibon.....	24
<b>Figura 3-3:</b>	Análisis funcional del banco de pruebas-Nivel 0.....	31
<b>Figura 4-3:</b>	Análisis funcional del banco de pruebas-Nivel 1.....	31
<b>Figura 5-3:</b>	Base para desalineación modelo uno .....	32
<b>Figura 6-3:</b>	Base para desalineación modelo dos .....	33
<b>Figura 7-3:</b>	Acople de rejilla .....	33
<b>Figura 8-3:</b>	Acople de cadena .....	34
<b>Figura 9-3:</b>	Acople de mordaza .....	34
<b>Figura 10-3:</b>	Eje y un disco .....	35
<b>Figura 11-3:</b>	Eje y dos discos .....	35
<b>Figura 12-3:</b>	Puntos de medición para la monitorización de la condición.....	36
<b>Figura 13-3:</b>	Chumacera fabricada .....	37

<b>Figura 14-3:</b>	Alternativa de solución uno para el banco de pruebas .....	39
<b>Figura 15-3:</b>	Alternativa de solución dos para el banco de pruebas .....	40
<b>Figura 16-3:</b>	Alternativa de solución tres para el banco de pruebas.....	41
<b>Figura 17-3:</b>	Esquema del sistema a diseñar .....	46
<b>Figura 18-3:</b>	Eje para el banco de pruebas, unidades en [mm] .....	49
<b>Figura 19-3:</b>	Sistema de coordenadas para el eje del banco de pruebas.....	50
<b>Figura 20-3:</b>	Vista frontal y lateral de los discos de balanceo .....	52
<b>Figura 21-3:</b>	Opciones de configuraciones del banco de pruebas .....	55
<b>Figura 22-3:</b>	Sistema de transmisión mediante poleas y bandas .....	55
<b>Figura 23-3:</b>	Ángulo formado entre la banda y el eje X.....	56
<b>Figura 24-3:</b>	Fuerzas que actúan en el sistema de transmisión mediante polea y banda.....	57
<b>Figura 25-3:</b>	Diagrama de cuerpo libre del eje .....	59
<b>Figura 26-3:</b>	Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY.....	59
<b>Figura 27-3:</b>	(a) Diagrama de fuerza cortante. (b) Diagrama de momento flector en el plano XY.....	60
<b>Figura 28-3:</b>	Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ.....	60
<b>Figura 29-3:</b>	a) Diagrama de fuerza cortante. (b) Diagrama de momento flector en el plano XZ.....	61
<b>Figura 30-3:</b>	Deformación del eje .....	70
<b>Figura 31-3:</b>	Deformación del eje en el punto más crítico.....	70
<b>Figura 32-3:</b>	Nueva configuración del eje para el banco de pruebas, unidades en [mm].....	71
<b>Figura 33-3:</b>	Deformación del eje en el punto más crítico.....	71
<b>Figura 34-3:</b>	Configuración definitiva del eje para el banco de pruebas, unidades en [mm].....	75
<b>Figura 35-3:</b>	Configuración de la chaveta para el eje del banco de pruebas.....	75
<b>Figura 36-3:</b>	Flujograma utilizado en la construcción del sistema de alineación...	89
<b>Figura 37-3:</b>	Modelado y construcción del sistema de alineación .....	90
<b>Figura 38-3:</b>	Flujograma utilizado en la construcción del sistema motor o conductor.....	90
<b>Figura 39-3:</b>	Modelado y construcción del sistema motor o conductor .....	90
<b>Figura 40-3:</b>	Flujograma utilizado en la construcción del sistema motor o conductor .....	91
<b>Figura 41-3:</b>	Sistema motor o conductor .....	91
<b>Figura 42-3:</b>	Construcción del sistema motor o conductor .....	91
<b>Figura 43-3:</b>	Flujograma utilizado en la construcción del sistema soporte y fijación	92



<b>Figura 44-3:</b>	Sistema soporte y fijación .....	92
<b>Figura 45-3:</b>	Construcción del sistema soporte y fijación .....	92
<b>Figura 46-3:</b>	Flujograma utilizado en la construcción del sistema de seguridad ...	93
<b>Figura 47-3:</b>	Modelado del sistema de seguridad .....	93
<b>Figura 48-3:</b>	Construcción del sistema de seguridad.....	93
<b>Figura 49-3:</b>	Flujograma utilizado para el montaje del banco de pruebas .....	95
<b>Figura 50-3:</b>	Puntos de medición banco de pruebas recomendado.....	96
<b>Figura 1-4:</b>	Informe de alineación de ejes SKF.....	108
<b>Figura 2-4:</b>	Puntos y direcciones de medición del banco de pruebas.....	109

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-2:</b>	Señal de vibración en una máquina cualquiera .....	17
<b>Gráfico 1-3:</b>	Función de despliegue de la calidad QFD .....	29
<b>Gráfico 2-3:</b>	Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio.....	62
<b>Gráfico 3-3:</b>	Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a torsión inversa	63
<b>Gráfico 4-3:</b>	Eje redondo con filete en el hombro en flexión .....	63
<b>Gráfico 5-3:</b>	Eje redondo con filete en el hombro en torsión .....	64
<b>Gráfico 6-3:</b>	Análisis de esfuerzos reversibles tanto a flexión como a torsión en fatiga.....	69
<b>Gráfico 7-3:</b>	Diagrama de la temperatura de viscosidad según los grados de viscosidad de la ISO (Aceites minerales, índice de viscosidad 95) .....	79
<b>Gráfico 8-3:</b>	Cálculo de la viscosidad nominal $V_1$ .....	80
<b>Gráfico 9-3:</b>	Factor aSKF para los rodamientos radiales de bolas .....	81
<b>Gráfico 1-4:</b>	Chumacera lado libre desalineado a 2500 rpm.....	112
<b>Gráfico 2-4:</b>	Chumacera lado libre alineado a 2500 rpm.....	113
<b>Gráfico 3-4:</b>	Chumacera lado del acople desalineado a 2500 rpm.....	115
<b>Gráfico 4-4:</b>	Chumacera lado del acople alineado a 2500 rpm.....	116
<b>Gráfico 5-4:</b>	Motor lado libre desalineado a 2500 rpm.....	118
<b>Gráfico 6-4:</b>	Motor lado libre alineado a 2500 rpm .....	119
<b>Gráfico 7-4:</b>	Motor lado acople desalineado a 2500 rpm.....	121
<b>Gráfico 8-4:</b>	Motor lado acople alineado a 2500 rpm.....	122

## **ÍNDICE DE ANEXOS**

- ANEXO A:** CATÁLOGO DE RODAMIENTOS DE BOLAS A RÓTULA SKF
- ANEXO B:** FACTOR DE CONTAMINACIÓN DEL RODAMIENTO
- ANEXO C:** CATÁLOGO DE SOPORTES DE CHUMACERAS BIPARTIDAS SKF
- ANEXO D:** FACTOR DE SERVICIO DE ACOPLES SKF
- ANEXO E:** CATÁLOGO DE ACOPLES FLEXIBLES DE REJILLA SKF
- ANEXO F:** GUÍA DE LABORATORIO
- ANEXO G:** PLANOS

## RESUMEN

El objetivo del presente es diseñar y construir un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración, para ello se utilizó el diseño conceptual evaluando alternativas que cubran las necesidades del estudiante de la carrera de mecánica, la solución seleccionada está enfocada para que el equipo pueda ser fácilmente operado y realizar la práctica satisfactoriamente. El equipo propuesto consta de: una base para el motor, un acople flexible tipo rejilla, un acople rígido, un eje corto, un eje largo, dos chumaceras bipartidas y dos discos de balanceo, cada uno de las partes fueron diseñados y seleccionados, cumpliendo con los requerimientos y parámetros de diseño para su correcto funcionamiento. Para la obtención de los datos se realizó pruebas con el equipo desalineado y alineado con el fin de comparar los espectros de vibración en ambos casos. Se realizaron pruebas a tres velocidades: 1500, 2000 y 2500 rpm. Para la alineación se utilizó un alineador de ejes TKSA 11 y para la recolección de datos se utilizó un colector CMDT 390. Durante la práctica con el equipo desalineado se observó espectros de vibración con amplitudes altas con valores de velocidad RMS de hasta 6 mm/s y temperaturas de 55°C, al realizar el diagnóstico de vibraciones se determinó espectros relacionados al desalineamiento angular, paralelo y eje doblado. Se concluye que a mayor velocidad de operación el espectro de vibración crece, aumentando su valor de velocidad RMS, temperatura y ruido llegando a calidades de vibración insatisfactoria e inaceptable. Al alinear el equipo estos valores disminuyen drásticamente obteniendo calidades de vibración buena y satisfactoria. Se recomienda realizar pruebas utilizando otro tipo de acoples flexibles a distintas velocidades para poder apreciar el comportamiento del espectro de vibración y como este influye en la máquina.

Palabras clave: < ESPECTRO DE VIBRACIÓN >, < DESALINEACIÓN ANGULAR >, < DESALINEACIÓN PARALELA >, < DESALINEACIÓN MIXTA >, < SEVERIDAD DE VIBRACIÓN >, < ANÁLISIS DE VIBRACIONES >, < VELOCIDAD RMS >.



Firmado electrónicamente por:  
**HOLGER GERMAN  
RAMOS UVIDIA**

1514-DBRA-UPT-2021

2021-08-10

## SUMMARY

The objective of this work is to design and build a test bench for the diagnosis of failures in mechanical systems due to misalignments in flexible couplings through comparative analysis of vibration spectra. For this the conceptual design was used evaluating alternatives that meet the needs of the students in the Mechanics career, the solution is focused on the easy equipment operation and to make the practice satisfactorily. The proposed equipment consists of: a base for the motor, a flexible grid-type coupling, a rigid coupling, a short shaft, a long shaft, two split bearings and two balancing discs, each of the parts were designed and selected complying with the requirements and design parameters for its correct operation. To obtain the data, tests were carried out with the equipment misaligned and aligned to compare the vibration spectra in both cases. Tests were carried out at three speeds: 1500, 2000 and 2500 rpm. A TKSA 11 axis aligner was used for the alignment and a CMDT 390 collector was used for data collection. During the practice with the misaligned equipment, vibration spectra with high amplitudes with RMS velocity values of up to 6 mm / s were observed. Temperatures of 55 ° C, when performing the vibration diagnosis, spectra related to angular and parallel misalignment and bent axis were determined. It is concluded that at higher operating speed the vibration spectrum grows, increasing its value of RMS speed, temperature, and noise, reaching unsatisfactory and unacceptable vibration qualities. When aligning the equipment these values decrease drastically obtaining good and satisfactory vibration qualities. It is recommended to carry out tests using other types of flexible couplings at different speeds to be able to appreciate the behavior of the vibration spectrum and how it influences the machine.

**Keywords:** < MECHANICAL SYSTEMS >, < VIBRATION SPECTRUM >, < ANGULAR MISALIGNMENT >, < PARALLEL MISALIGNMENT >, < VIBRATION SEVERITY >, < RMS SPEED >.

## INTRODUCCIÓN

En la industria actual se presenta la enorme necesidad de estudiar las vibraciones mecánicas ya que éstas son las mayores causantes de fallas en elementos mecánicos rotativos, he aquí la necesidad de disponer de equipos que permitan simular y detectar el comienzo de una futura falla o avería ya desarrollada en elementos de máquinas como consecuencia de vibraciones y a la par conocer las herramientas necesarias para analizar las causas del problema y corregirlas.

El presente trabajo de integración curricular tiene como objetivo principal diseñar y construir un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración, para lograr este objetivo se realizaron una serie de actividades que ayudaron a la sustentación del tema y al éxito de las prácticas de laboratorio con el banco de pruebas.

La importancia del tema de este trabajo de integración curricular radica en la generación de material científico y didáctico para los estudiantes de la carrera de Mecánica ya que podrán observar en la práctica los fenómenos estudiados en cátedras como Diseño de elementos de máquinas, Vibraciones, Mantenimiento Industrial, etc. ya que el banco de pruebas les permitirá aprender las técnicas para resolver desalineamientos que es una de las fallas más comunes encontradas en la industria y finalmente fomentar su interés investigativo.

Para el desarrollo del trabajo de integración curricular se estudia y caracteriza los espectros de vibración esperados por desalineamientos angular, paralelo y mixto y se lo compara con los espectros brindados por la carta de Charlotte para finalmente corregir el desalineamiento y obtener las conclusiones pertinentes.

En el capítulo I se da a conocer el diagnóstico del problema en donde se listan los antecedentes, delimitaciones y objetivos de la investigación. En el capítulo II se presenta la revisión de la literatura y antecedentes teóricos en donde se da a conocer a profundidad sobre los tipos de desalineamientos, los problemas que ocasiona dichos desalineamientos, tipos de acoples, análisis de espectros de vibración y finalmente se analiza el banco de pruebas. En el capítulo III se da a conocer la metodología utilizada en el diseño, construcción y montaje del banco de pruebas, el análisis de costos, protocolo de pruebas y el análisis comparativo de espectros de vibración. Finalmente, en el capítulo IV se presenta las conclusiones y recomendaciones obtenidos de la investigación para culminar con éxito el trabajo de integración curricular.

# CAPÍTULO I

## 1 DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

### 1.1 Antecedentes

Uno de los campos en el mundo de la ingeniería mecánica que ha crecido inmensurablemente es el mantenimiento, por lo tanto, el estudio de vibraciones mecánicas se ha convertido en algo esencial para el estudiante y futuro ingeniero ya que el buen funcionamiento de la maquinaria y elementos de máquinas está directamente relacionado en la mayoría de los casos con su comportamiento vibratorio. El banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración, permite evidenciar estos fenómenos de forma sencilla a la par que permite generar experimentos o prácticas controladas, compuestos de mecanismos que permiten observar la mayor cantidad de fenómenos vibratorios al realizar pruebas de desalineamientos (Moreno y Martínez, 2015: p.12).

Actualmente no existe un laboratorio en la carrera de mecánica, equipado para realizar ensayos de desalineación en acoples flexibles por medio de análisis comparativo de espectros de vibración, por lo que se hace necesario para brindar al estudiante el conocimiento teórico-práctico y para el futuro profesional de la carrera de mecánica que corregirá fallas asociadas a esta temática en un ambiente de trabajo.

### 1.2 Delimitación

#### 1.2.1 *Delimitación espacial*

El presente proyecto se desarrolla en la carrera de mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, en la ciudad de Riobamba, provincia de Chimborazo.

#### 1.2.2 *Delimitación sectorial*

En base al plan nacional de desarrollo 2017-2021 denominado plan toda una vida, el desarrollo de este trabajo de integración curricular apoyará el acceso a todos los niveles de educación contribuyendo así a uno de los ejes establecidos en dicho plan como es impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible.

### **1.3 Formulación del problema**

Hoy en día la mayoría de fallas en elementos de máquinas se debe más por desbalance y desalineación mecánico que por un mal diseño, como la mayoría de máquinas están constituidas por elementos rotativos como acoples, el análisis de sus comportamientos ante vibraciones es fundamental para el buen desempeño de una máquina, por ende, evitar fallas que en ocasiones son irreversibles y acortan la vida útil del elemento.

La ingeniería recurre a métodos para verificar la condición actual o detectar señales de alarma de problemas en elementos de máquinas mediante el banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración, esto permitirá al estudiante de la carrera de mecánica identificar fenómenos de desalineación y vibraciones para que se ejecuten acciones de proyección para compensar estos efectos (García, 2003, p.16).

### **1.4 Objetivos**

#### **1.4.1 *Objetivo general***

Diseñar y construir un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración.

#### **1.4.2 *Objetivos específicos***

- Analizar el estado del arte de fallas en sistemas mecánicos debidos a desalineamientos en acoples flexibles.
- Diseñar y seleccionar los componentes para el banco de pruebas.
- Construir el banco de pruebas.
- Analizar los espectros de sistemas mecánicos con y sin desalineamiento en acoples flexibles.
- Generar una guía didáctica para el correcto uso del banco de pruebas por parte de estudiantes de la carrera de mecánica en prácticas de laboratorio.



## CAPÍTULO II

### 2 REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 2.1 Desalineación

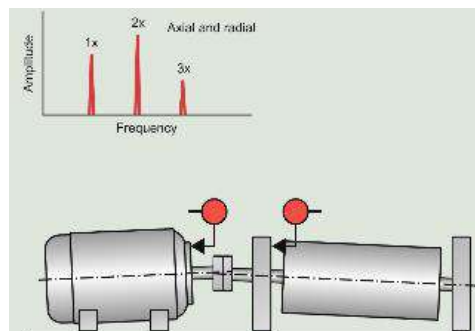
La desalineación, al igual que el desequilibrio, es una de las principales causas de vibración de la maquinaria, puede ser definida como la condición en la que la línea central geométrica de dos ejes acoplados no coincide con el eje de rotación. Algunas máquinas han sido incorporadas con cojinetes autoalineables y acoplamientos flexibles que pueden soportar bastante desalineación. Sin embargo, a pesar de esto, no es raro encontrar altas vibraciones debido a la desalineación. (Ezzat, 2017, p.16). Existen tres tipos de desalineación:

##### 2.1.1 *Desalineación angular*

Se produce cuando la línea central de los dos ejes motriz y conducido forman un ángulo entre sí. La presencia de una fuerte vibración axial a 1x RPM caracteriza este tipo de desalineación, que puede ir acompañada de armónicos de la velocidad de rotación del eje con amplitudes bajas (Fernandez, 2020).

Características:

- Fuerte vibración axial a 1x RPM posiblemente con armónicos 2x y 3x.
- El armónico de 2x RPM en la dirección axial puede alcanzar un valor igual o incluso superior a 1x.
- Vibración en dirección radial, probablemente de menor amplitud que en dirección axial, en 1x, 2x y 3x.
- Las medidas de fase axial en ambos lados del acoplamiento están desfasadas 180 °.



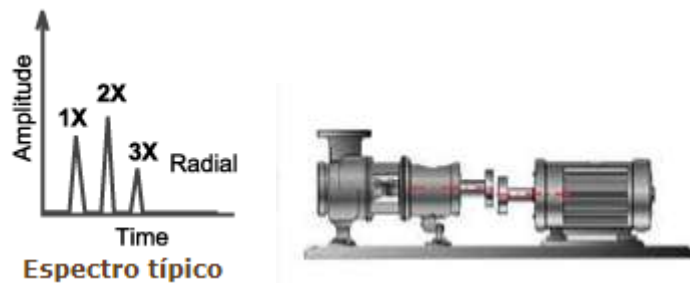
**Figura 1-2.** Desalineación angular

Fuente: (Fernandez, 2020)

### 2.1.2 Desalineación paralela

En una desalineación paralela la línea central del eje de las dos máquinas es paralela entre sí y tiene un desplazamiento. Tiene lecturas de vibración similares a la desalineación angular, excepto que tiene una alta vibración radial que alcanza  $180^\circ$  fuera de fase a través del acoplamiento. Cuando predomina la desalineación paralela, 2 es a menudo mayor que 1, pero su amplitud relativa a 1 a menudo puede estar determinada por el tipo de acoplamiento y su construcción. La construcción del acoplamiento a menudo influirá significativamente en la forma del espectro si la desalineación es severa (Ezzat, 2017, p.17).

Cuando hay una desalineación angular o radial severa, pueden ocurrir armónicos más altos entre  $4x$  y  $8x$ .

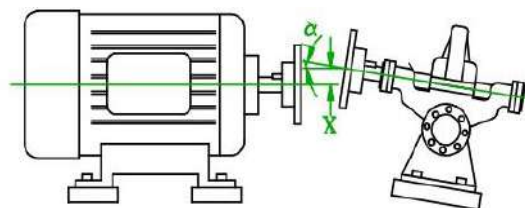


**Figura 2-2.** Desalineación paralela

Fuente: (Ezzat, 2017, p.17)

### 2.1.3 Desalineación mixta

Es la más común de las situaciones, la línea central del eje de las dos máquinas tiene la desalineación paralela y angular de los dos tipos anteriores (DMC, 2019).



**Figura 3-2.** Desalineación mixta

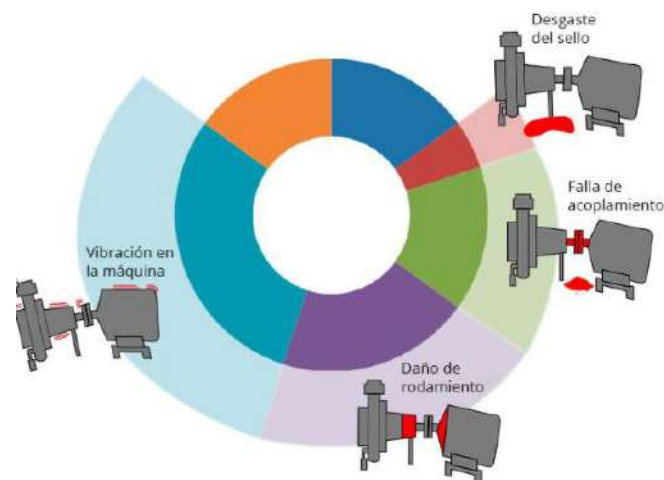
Fuente: (DMC, 2019)

## 2.2 Problemas causados por desalineación

La desalineación del eje es responsable de hasta el 50 % de todos los costos relacionados con las averías de la maquinaria rotativa. La alineación precisa de los ejes puede evitar una gran cantidad

de averías de la maquinaria y reducir gran parte del tiempo de inactividad no planificado que resulta en una pérdida de producción (Ely y Vietsch, 2011).

La desalineación normalmente se manifiesta con una fuerte vibración en las direcciones axiales y radiales produciendo niveles de vibración muy elevados en las proximidades del acoplamiento que pueden llegar a precipitar la degradación de los rodamientos, el desgaste del acoplamiento, la rotura de pernos, el sobrecalentamiento excesivo del sistema conductor por un aumento del consumo eléctrico, etc. (Dynamox, 2018).



**Figura 4-2.** Consecuencias comunes en componentes mecánicos debido a desalineamiento

Fuente: (Dynamox, 2018)

## 2.3 Acoplamientos

Son dispositivos mecánicos que se utilizan para transmitir potencia / par de un eje a otro, además son capaces de transmitir cargas axiales de empuje entre máquinas y cualquier crecimiento axial que pueda ocurrir debido a la alta temperatura. Existen dos clases generales de acoplamientos: rígidos y flexibles (Mott, 2006, p.513).

### 2.3.1 Acoplamientos rígidos

Los acoplamientos rígidos son un tipo de acoplamiento que solo debe utilizarse cuando los ejes están alineados con precisión, no sólo en el momento de la instalación, sino también durante el funcionamiento de las máquinas. Si existe desalineamiento angular, radial o axial apreciables, se inducirán esfuerzos, los cuales pueden causar falla prematura por fatiga en los ejes y aumentar las cargas en los rodamientos (Baviskar, 2018).

### 2.3.2 Clasificación acoplamientos rígidos

Hay tres tipos principales de acoplamientos rígidos: manguito, abrazadera y bridado.

#### 2.3.2.1 Acoplamiento de manguito

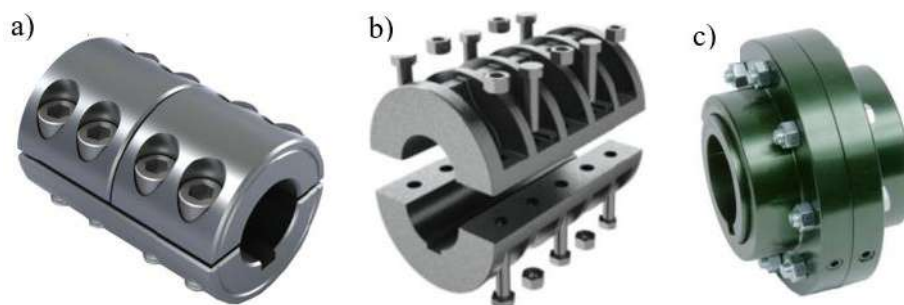
No son más que una especie de cilindro / tubo hueco y grueso llamado manguito. Cuentan con dos o más orificios roscados en el manguito. Además, el chavetero y la chaveta garantizan que el eje y el manguito no se deslicen. No admiten alineaciones y se utilizan donde la capacidad de carga de trabajo es ligera a mediano (Baviskar, 2018).

#### 2.3.2.2 Acoplamiento de abrazadera

Formados por 2 piezas y utilizados para conectar ejes del mismo diámetro. El acoplamiento está enclavado en ambos ejes con pernos. Aquellos permiten una instalación y desinstalación rápida y sencilla. Se utilizan para cargas de trabajo medio a pesado con velocidad moderada (mech4study, 2018).

#### 2.3.2.3 Acoplamiento de disco

Consta de 2 bridas a cada lado, ambas tienen un número igual de orificios roscados para atornillar, se unen con tornillos y tuercas. También se cuentan con una sección clave en el cubo y los ejes para que no haya una condición de deslizamiento. Se utilizan para aplicaciones industriales de servicio mediano y pesado (Baviskar, 2018).



**Figura 5-2.** Acoplamientos rígidos: a) manguito b) abrazadera c) disco

Fuente: (mech4study, 2018)

### 2.3.3 Acoplamientos flexibles

La alineación perfecta entre ejes es inevitable, los acoplamientos rígidos suelen llevar a roturas por fatiga, sobrecalentamiento de los cojinetes y otras, mismas se pueden evitar utilizando

acoplamientos flexibles (Faires, 1995, p.382). Los acoplamientos flexibles se utilizan para transmitir par torsional uniformemente, además permitir cierto desalineamiento axial, radial y angular.

Algunos acoplamientos necesitan lubricación para evitar el calentamiento, algunos pueden tolerar mayor desalineación que otros, intencionadamente o no, pero todos ellos actúan mejor con buena alineación. Por lo tanto, los ejes deben estar lo más alineado posible; para que el acoplamiento puede compensar la desalineación no intencionada (asentamiento de pavimentos) y la desalineación inevitable (debida a cambios de temperatura, deformación, desgaste de los cojinetes, etc.) (Faires, 1995, p.383). Se puede diferenciar entre acoplamientos flexibles metálicos y acoplamientos con un elemento elástico (UNE, sf).

#### **2.3.4 Acoplamientos flexibles metálicos**

La transmisión de potencia se realiza mediante componentes metálicos.

Características:

- Más rígido a la torsión en comparación con los acoplamientos elastoméricos
- Ofrece la mejor relación par-diámetro con una mayor densidad de potencia
- Oferta más competitiva (por capacidad de par)
- Excelente rango de temperatura (generalmente limitado por el material del sello de aceite)
- Buena resistencia química

##### **2.3.4.1 Acoplamiento de rejilla**

En aplicaciones de alto rendimiento (kW) y alto par donde se producen vibraciones, cargas de impacto y desalineación, los acoplamientos de rejilla son una excelente opción. El diseño de la rejilla y los dientes del cubo permite que estos acoplamientos se adapten al movimiento y las tensiones de los tres planos, lo que puede reducir los niveles de vibración hasta en un 30%. El elemento de rejilla cónico está fabricado con una aleación de acero de alta resistencia. La rejilla, que es el componente de desgaste principal del acoplamiento, está diseñada para un reemplazo rápido y fácil (SKF, 2018).

##### **2.3.4.2 Acoplamiento de engrane**

Es un acoplamiento de servicio pesado con una increíble flexibilidad de diseño. Los valores de par de torsión muy altos, junto con capacidades de orificio inigualables, le dan a este acoplamiento

una gran ventaja sobre otros tipos de acoplamientos. El diseño de la coronación de los dientes de los acoplamientos de engranajes reduce drásticamente el juego y el juego radial (SKF, 2018).

#### 2.3.4.3 *Acoplamiento de disco*

El acoplamiento de disco es la solución en aplicaciones de par medio a alto que requieren rigidez torsional, ofrecen cierta tolerancia para la desalineación y no requieren lubricación, está disponible en dos versiones básicas: disco único y doble disco. Las unidades de un solo disco solo pueden admitir desplazamiento angular. Las unidades de paquete de doble disco, con un espaciador, permitirán un desplazamiento angular, paralelo o combinado (SKF, 2018).

#### 2.3.4.4 *Acoplamiento de cadena*

Pueden transmitir un par más alto que sus ejes, ideales para aplicaciones de alto par. Las bridas están unidas entre sí con cadenas de rodillos dúplex que les permiten adaptarse a una desalineación de hasta  $2^\circ$ . Para proporcionar la máxima vida útil y confiabilidad, se debe instalar con una cubierta y lubricarlos adecuadamente. Si se va a someter a operaciones de inversión, golpes o cargas pulsantes u otras condiciones de funcionamiento severas, seleccione un acoplamiento de un tamaño más grande de lo normal (SKF, 2018).



**Figura 6-2.** Acoplamientos flexibles metálicos

Fuente: (SKF, 2018)

### **2.3.5 Acoplamiento flexible con elemento elástico**

La transmisión de potencia se realiza mediante un componente flexible ubicado entre los mangones o las partes metálicas (SKF, 2018).

Características:

- Torsionalmente suave
- No requiere lubricación
- Generalmente menos costoso (para capacidades de torque similares) que los acoplamientos metálicos
- Suelen tener elementos o elastómeros reemplazables en campo

#### **2.3.5.1 Acoplamiento flexible**

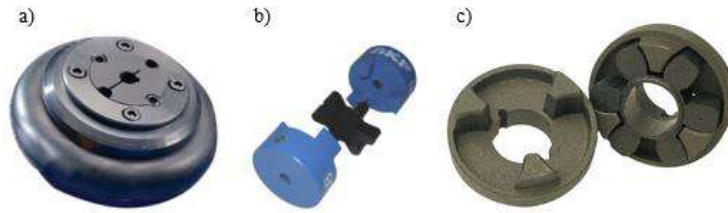
Están diseñados para adaptarse a cargas de choque y desalineación y amortiguar los niveles de vibración. Son acoplamientos fáciles de instalar y que no requieren mantenimiento. Constan de dos bridas y un neumático. Las bridas están recubiertas de fosfato para mejorar la resistencia a la corrosión (SKF, 2018).

#### **2.3.5.2 Acoplamiento de mordaza**

Los acoplamientos de mordaza proporcionan una solución rentable para aplicaciones de potencia estándar, amortiguando cargas de impacto moderadas y amortiguando los niveles bajos de vibración (SKF, 2018).

#### **2.3.5.3 Acoplamiento FRC**

Con una mayor capacidad de carga que los acoplamientos de mordaza y un funcionamiento sin mantenimiento, están diseñados como acoplamientos de uso general. Pueden amortiguar cargas de impacto moderadas, amortiguar los niveles bajos de vibración y adaptarse a la desalineación incidental. Están recubiertos de fosfato para mejorar la resistencia a la corrosión y están disponibles con elementos resistentes al fuego y antiestáticos (SKF, 2018).



**Figura 7-2.** Acoplamientos flexibles con elementos elásticos:

a) flexible b) mordaza c) FRC

Fuente: (SKF, 2018)

### 2.3.6 Juntas universales

Cuando una aplicación necesita adaptarse a desalineamientos mayor que los tres grados que suelen permitir los acoplamientos flexibles, se usa con frecuencia una junta universal. Se utilizan comúnmente para aplicaciones industriales, todoterreno y agrícolas de par bajo a medio. Estos acoplamientos ofrecen una solución económica para aplicaciones de hasta 1800 r / min y proporcionarán ángulos de trabajo de hasta 25 ° o 35 ° para accionamientos manuales (Mott, 2006, p.517).



**Figura 8-2.** Componentes de una junta universal

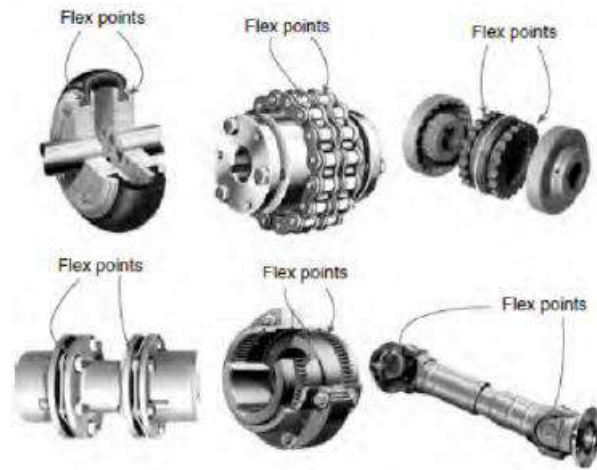
Fuente: (Mott, 2006)

### 2.4 Tolerancias de alineación para acoplamientos flexibles

“Para que un acoplamiento flexible acepte una desalineación tanto paralela como angular, debe haber al menos dos puntos a lo largo de los ejes proyectados del eje donde el acoplamiento pueda flexionarse o articularse para adaptarse a la condición de desalineación” (Piotrowski, 2006, p. 343).

La potencia de rotación de un eje se transfiere a otro eje a través de estos puntos de flexión. Estos puntos nexos también se conocen como planos de flexión o puntos de transmisión de potencia. Si hay más de dos puntos de flexión, habrá una cantidad considerable de movimiento incontrolado entre los dos ejes conectados, lo que normalmente dará como resultado niveles de vibración muy altos en la maquinaria.





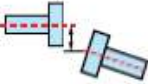
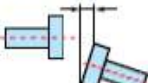
**Figura 9-2.** Puntos flexibles en las posiciones vertical y horizontal de un eje

Fuente: (Piotrowski, 2006, p.343)

Hay tres factores que afectan las tolerancias de alineación de la maquinaria rotativa: la velocidad del tren de transmisión, la desviación máxima en el punto contiguo o en el punto de transmisión y recepción de energía, y la distancia entre los puntos de flexión o puntos de transmisión de energía. La última parte de la definición de desalineación del eje es probablemente la más difícil de lograr y, por lo general, el único aspecto de la alineación que a menudo se ignora (Piotrowski, 2006, p. 343).

Las tolerancias sugeridas que se muestran a continuación son valores generales basados en más de 20 años de experiencia en alineación de ejes y no deben excederse. Solo deben usarse si no se prescriben otras tolerancias en las normas internas existentes o por el fabricante de la máquina. En la mayoría de los casos, un observación rápida a la tabla le indicara si la desalineación del acoplamiento está permitida o no (Ludeca, 2002, p. 63).

**Tabla 1-2:** Tolerancias de desalineamiento recomendadas según Ludeca.

	[RPM]	Tolerancias			
		métricas [mm]		pulgadas [mils]	
Pie cojo	cualquiera	0.06 mm		2.0 mils	
Acoplamiento corto flexible		Aceptable	Excelente	Aceptable	Excelente
Paralelo		OK	😊	OK	😊
	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09		
	900			6.0	3.0
	1200			4.0	2.5
	1500	0.09	0.06		
	1800			3.0	2.0
	3000	0.06	0.03		
	3600			1.5	1.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			1.0	0.5
Angularidad (Correspondiente a la diferencia entre los bordes del acoplamiento por cada 100 milímetros o cada 10 pulgadas de diámetro del acople)					
	600			15.0	10.0
	750	0.13	0.09		
	900			10.0	7.0
	1200			8.0	5.0
	1500	0.07	0.05		
	1800			5.0	3.0
	3000	0.04	0.03		
	3600			3.0	2.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			2.0	1.0

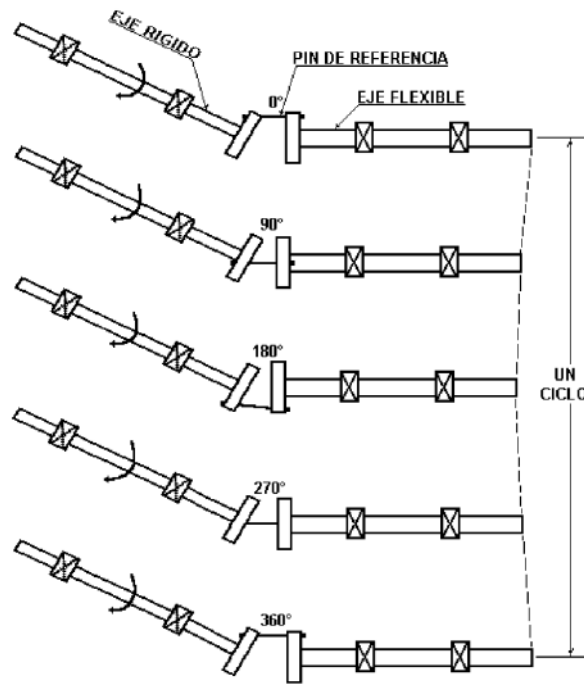
Fuente: (Torres, 2013)

## 2.5 Análisis de vibración

El análisis de vibraciones permite obtener un conocimiento más profundo sobre el estado de la maquinaria, frente a otros métodos este puede identificar problemas antes de que se vuelvan demasiado graves y provoquen una falla catastrófica. Debido a que estos diagnósticos se llevan a cabo mientras la maquinaria está en funcionamiento, no es necesario ningún tiempo de inactividad mientras se realizan los diagnósticos. Con una supervisión regular de la vibración se puede detectar diversidad de fallas entre los cuales se pueden resaltar: rodamientos deteriorados o defectuosos, aflojamiento mecánico, engranajes desgastados o rotos (Paredes, 2018, p.44).

### 2.5.1 Vibraciones generadas por desalineación

La desalineación entre dos ejes acoplados produce fuerzas en los cojinetes que dependen en gran parte de la precarga rotativa y de la rigidez del eje, en la mayoría de los casos estas fallas son difíciles de solucionar ya que es fundamental conocer y tener claro varios aspectos y variables como el tipo de cojinete, las especificaciones técnicas del acople, las limitaciones del equipo de alineación, el tipo de vibración que se produce con las diferentes variaciones de desalineación que existe, etc. (ASME, 2014).

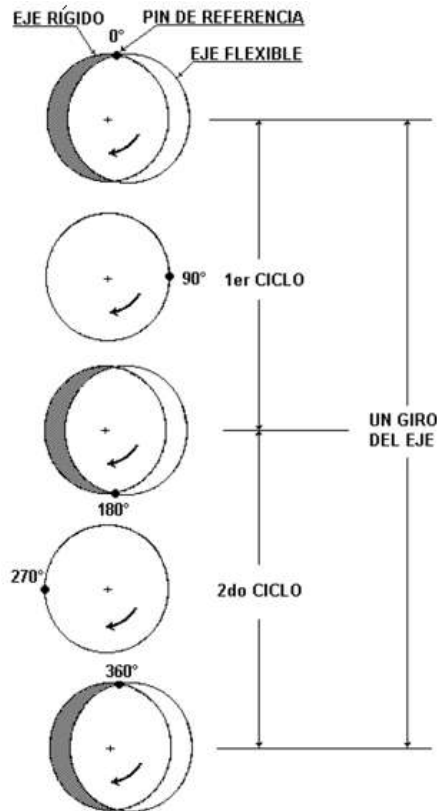


**Figura 10-2** Vibración axial a 1 RPM por desalineamiento angular

Fuente: (ASME, 2014)

Según ASME (2014), en su investigación llamada “Análisis Vibracional en Equipos Rotativos y Mantenimiento Predictivo”, cuando existe un desalineamiento angular se presenta una vibración axial que tiene una frecuencia de 1 RPM, como se observa en la figura 11-2 como referencia se considera un eje rígido y un pin del acoplamiento en el cual por cada giro del eje rígido, el eje flexible presenta un ciclo de movimiento axial por consecuencia el eje deflexionado vibra axialmente en cantidades importantes.

En el caso de un desalineamiento paralelo, existe una vibración radial y tiene una frecuencia de 2 RPM, en la figura 11-2 se observa un eje rígido y un pin del acoplamiento de referencia en el cual por cada giro del eje rígido el eje flexible presenta dos ciclos de movimiento radial, en el escenario de un severo desalineamiento se puede producir vibraciones a 3 RPM, estas vibraciones se producen en la dirección del desalineamiento por tanto si el desalineamiento paralelo es vertical, la consecuente vibración también será en la dirección vertical (ASME, 2014).



**Figura 11-2** Vibración radial a 2 RPM por desalineamiento paralelo

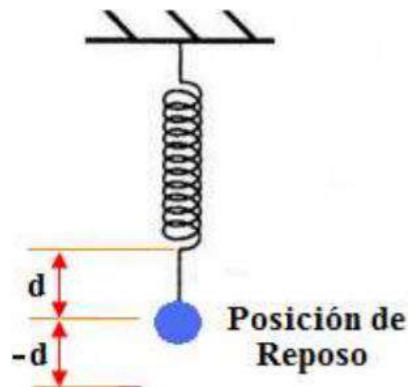
Fuente: (ASME, 2014)

La desalineación en el acople producirá niveles de vibración muy elevados en las proximidades de la junta que pueden llegar a acelerar la degradación de los componentes, por lo que es conveniente corregirla antes de que se produzcan daños más considerables en los elementos de máquinas. En cualquier escenario, mientras mayor es el grado del desalineamiento, mayor es el nivel de vibraciones a causa de ello. Al acoplar rotores desalineados, mediante cualquier tipo de acople, se producen fuerzas sobre cada machón de la junta (acción y reacción). La magnitud de estas fuerzas depende, entre gran parte, de las características físicas del acoplamiento y del grado de desalineamiento existente (ASME, 2014).

### 2.5.2 Respuesta vibracional

La vibración es un indicio de una situación normal o anormal de una máquina, es decir, toda máquina genera vibraciones en su actividad tradicional, pero cuando uno de sus componentes falla las características de estas vibraciones cambian, los cuales mediante un estudio y procedimiento específico permite identificar el tipo y lugar de esta falla, lo que facilita su rápida reparación o su respectivo mantenimiento preventivo.

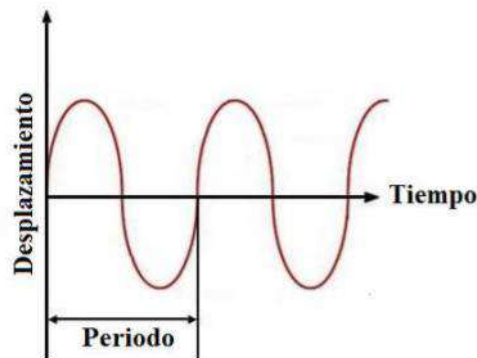
La representación más simple de una vibración es el movimiento que percibe una masa suspendida de un resorte cuando es soltado desde una distancia cualquiera, la masa se mueve por arriba y por debajo del punto de equilibrio, por lo tanto se puede decir que el resorte de la figura 12-2 experimenta un movimiento armónico simple (Olarate et al., 2010: p.219).



**Figura 12-2.** Movimiento del sistema  
masa-resorte

Fuente: (Olarate et al., 2010: p. 220)

Durante el movimiento la masa realiza un desplazamiento que representado en función del tiempo es de forma sinusoidal que se muestra en la figura 13-2



**Figura 13-2.** Desplazamiento en función  
del tiempo

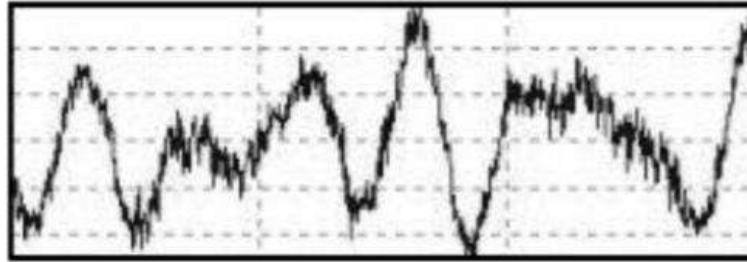
Fuente: (Olarate et al., 2010: p.220)

Los parámetros más importantes de las vibraciones son las siguientes:

- Desplazamiento: es la cantidad de movimiento que la masa realiza con respecto a su posición de equilibrio.
- Periodo: es el tiempo que emplea la masa en completar un ciclo.

- Frecuencia: es el número de ciclos por unidad de tiempo.
- Velocidad: es la relación de cambio de posición con respecto al tiempo.
- Aceleración: es la relación de cambio de velocidad con respecto al tiempo.

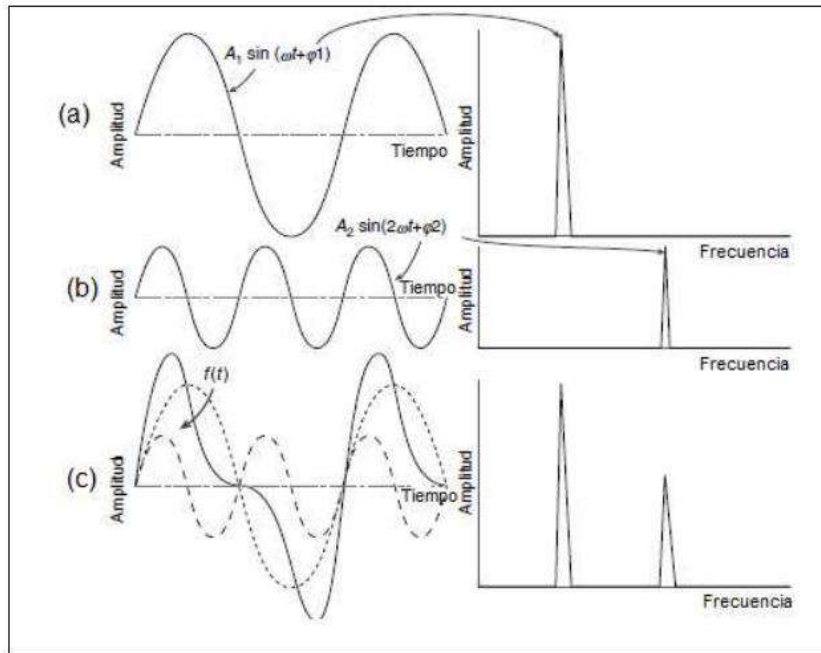
Como las máquinas son un conjunto de varias piezas las vibraciones que experimentan éstas es la suma de todas las señales de vibración que provienen de cada una, en la figura 14-2 se observa una señal de vibración producida por cualquier máquina (Olarde et al., 2010: p.220).



**Figura 14-2.** Señal de vibración en una máquina cualquiera

Fuente: (Olarde et al., 2010: p.220)

Ya que las señales de vibraciones son complejas es necesario transformarlas en señales más sencillas para simplificar la interpretación y el análisis, mediante la Transformada Rápida de Fourier (FFT), la cual capta la señal en el tiempo, la transforma en una serie de ondas sinusoidales y finalmente las conduce al dominio de la frecuencia. Para el caso particular del desalineamiento se considera que por cada giro del eje con desalineamiento paralelo en sólo una de sus direcciones radiales (caso más general) en consecuencia se producirá una componente con el pico igual a la velocidad de giro de la máquina (Fig.15-2.a), posteriormente y debido a la variación en la rigidez del acoplamiento producto del desalineamiento, se genera una segunda componente al doble de la fundamental (2 eventos por cada vuelta del eje) como se observa en la Fig. 15-2 b. Al sumar ambas componentes (Fig.15-2 c), se obtiene como resultado una gráfica de forma extraña y compleja cuyas ondas dependen de la relación de fase entre una componente y la otra. Mediante la FFT se logra transformar esta señal en el tiempo al dominio de la frecuencia. (Torres, 2013, p.20).

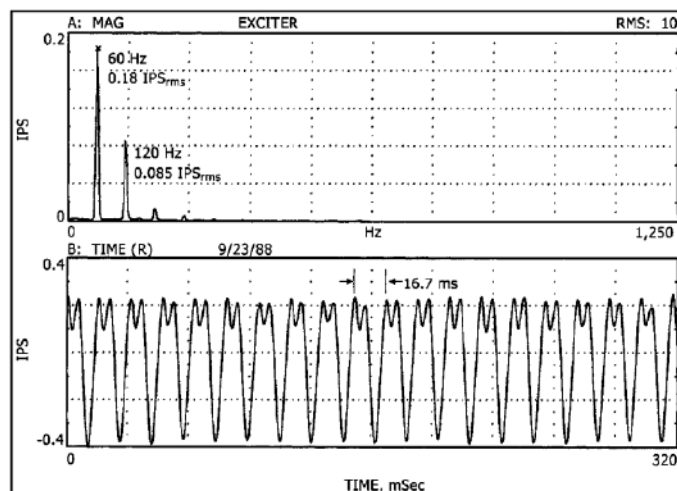


**Figura 15-2** Generación de la onda compleja (c) y su respuesta en frecuencia debido a las componentes del desalineamiento

Fuente: (Torres, 2013)

### 2.5.3 Espectro vibratorio del desalineamiento

Según ASME (2014), “El espectro es un gráfico de los niveles de vibración versus la frecuencia”, el análisis de vibraciones básicamente consiste en buscar en el espectro las frecuencias coincidentes y frecuencias conocidas de la máquina con las frecuencias de las vibraciones medidas. Cualquier medidor típico de vibraciones proporciona la forma de onda de la vibración y un espectro como se observa en la gráfica 1-2

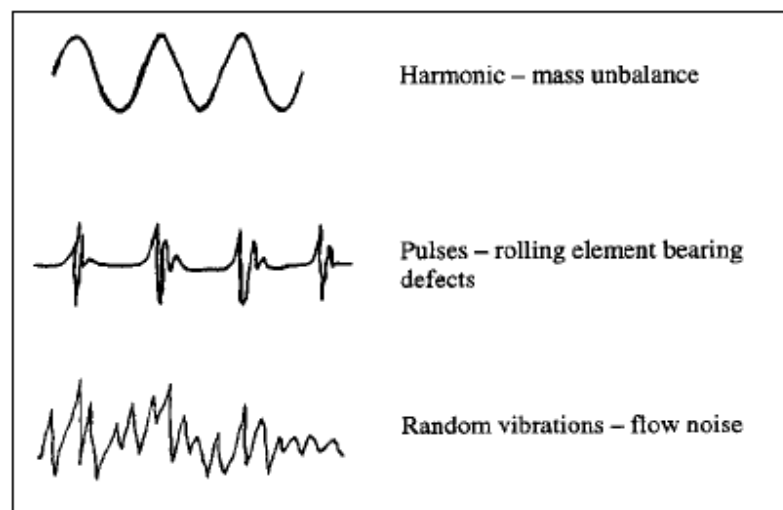


**Gráfico 1-2.** Señal de vibración en una máquina cualquiera

Fuente: (ASME, 2014)

En la gráfica en la parte superior se observa el espectro en el cual se diferencia con mayor facilidad la amplitud y la frecuencia de dos vibraciones que en la forma de onda en el tiempo, por lo tanto, es necesario el espectro para un análisis más acertado.

La forma de onda en el tiempo es igual de importante ya que da un indicio básico de la condición de la máquina, por ejemplo la vibración debido a desalineamiento produce pulsos importantes en la forma de onda, la vibración debido al desbalanceo produce una onda sinusoidal y el ruido en bombas son vibraciones aleatorias, por lo tanto, produce formas de ondas con patrones distintos (ASME, 2014).



**Figura 16-2.** Tipos de forma de onda para diferentes escenarios

Fuente: (ASME, 2014)

## 2.6 Máquina para diagnóstico de fallas por vibraciones

El análisis de vibraciones en maquinaria rotativa, es una de las técnicas predictivas de mayor alcance para conocer el estado dinámico-mecánico de las máquinas. Su uso en la industria es cada vez más popular y la tecnología para la toma de datos es cada vez más exequible.

### 2.6.1 Componentes principales de un banco de diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamiento en acoples flexibles por medio de técnicas de vibración

La máquina general de ensayo de desalineamiento consta de una base rígida que hace de bancada para la máquina en general, sobre ella se encuentran varios dispositivos como lo son: un motor, un eje, dos chumaceras bipartidas, el instrumento de medición de vibraciones, dos discos de balanceo, un acople flexible y un acople rígido.



**Bancada.** - La bancada o base es la parte estructural de la máquina, la cual está diseñada para albergar a los demás componentes, así como también de resistir los esfuerzos que se producen debido a la acción misma del ensayo. Cuenta con soportes anti vibratorios para evitar la transición de vibraciones al suelo.

**Motor.** -Motor trifásico 1 HP @ 3600 rpm, reposa sobre una base con perillas, que facilita las tareas de alineación.

**Base escualizable para alineamiento y soporte del motor.** - base con perillas, que facilita las tareas de alineación.

**Acople rígido.** - para la extensión de eje de motor.

**Acople flexible.** - con sistema tipo mordazas y rejilla que permite conectar ejes de manera rápida

**Eje.** – un eje largo en acero inoxidable para discos de balanceo y demás componentes.

**Discos de balanceo con abrazaderas.** – dos discos de balanceo con perforaciones roscadas para rápido montaje de masas. Los discos pueden ser desplazados axialmente a necesidad del estudiante.

**Guarda en acrílico para los discos de balanceo.** - proporciona protección para los estudiantes ante un posible incidente con las masas que se acoplan en el disco de balanceo.

**Chumaceras bipartidas.** - Dos chumaceras bipartidas para montaje rápido de ejes. El mecanismo para instalación de rodamientos, no requiere de prensas, calentamiento, ni golpes para su correcta instalación.

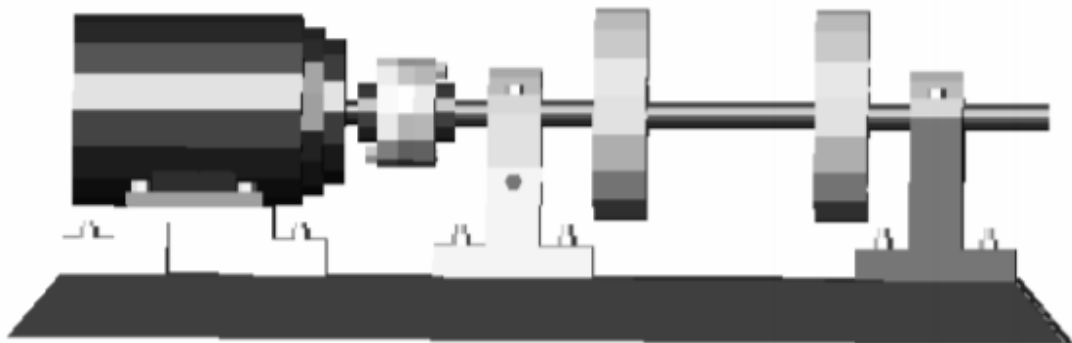
**Tornillería, tuercas y arandelas.** - en acero inoxidable para el acople de todos los mecanismos.

**Instrumentos de medición.** - Independientemente si los instrumentos de medición se basen en principios físicos o si son electrónicos, existen dos variables indispensables en un análisis de vibraciones y alineaciones. Para ello los instrumentos de medición utilizados en la máquina deben permitir medir ambas variables.

### **2.6.2 *Funcionamiento del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración***

El banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración, basa su fuente de potencia en un motor trifásico, unido al motor existe un eje al cual se le transmitirá el movimiento; este eje está unido al motor por medio de un acople flexible tipo rejilla; solidario al eje, se tiene dos discos que deberán estar completamente balanceados, estos discos llevan una serie de orificios los cuales estarán roscados para poder adicionar o quitar masa por medio de pernos con el fin de poder desbalancear la máquina; estos discos van unidos al eje por medio de manguitos de fijación (González et al., 2005: p.101).

El motor se encuentra sobre una mesa que contiene un sistema de perillas para poder desalinearse el eje con respecto al acople, todos los elementos estarán sobre una mesa de varios carriles en forma de T invertida para desplazar todos los elementos según el caso de la práctica de laboratorio a realizar. La mesa general y todos los elementos debe tener un sistema anti vibratorio para evitar que todo el sistema entre en resonancia, se colocará caucho por debajo de cada componente.



**Figura 17-2.** Esquema del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas

**Fuente:** (González et al., 2005: p.101)

El banco de pruebas está diseñado para un ensamble fácil y práctico, sus piezas pueden intercambiarse con el uso de llaves y sin golpes evitando su desajuste y facilitando la repetitividad entre prácticas en diversas configuraciones, además, permite experimentar con sus mejores y peores condiciones de operación para aprender a predecir fallas y finalmente está inspirado en la estrategia educativa de aprender haciendo lo que permite construir conocimientos en las técnicas predictivas o de monitoreo de condiciones a través de la experimentación, la exploración y el

trabajo colaborativo, personalizado y dinámico para la academia y la industria, por tanto esta máquina se convierte en una solución educativa.

## CAPÍTULO III

### 3 MARCO METODOLÓGICO

#### 3.1 Función de despliegue de la calidad – QFD

En el presente capítulo se presentan los requerimientos que debe cubrir el banco de pruebas, para ello se usará el despliegue de la función de calidad o QFD, posteriormente se realiza un análisis funcional con el fin de generar alternativas de solución que permita cubrir cada una de las funciones que realiza el banco de pruebas; cada una de las alternativas propuestas serán evaluadas hasta conseguir el diseño que mejor satisfaga las necesidades del cliente.

##### 3.1.1 *Determinación de las demandas o requerimientos del banco de pruebas*

Para identificar los requerimientos o demandas que debe cumplir el banco de pruebas, se ha realizado encuestas a docentes y estudiantes de la carrera de mecánica con experiencia en el área de diseño de elementos de máquinas y vibraciones pudiendo identificar los siguientes requerimientos.

###### 3.1.1.1 *Voz del usuario*

- Fácil montaje y desmontaje
- Fácil de alineación y desalineación
- Facilidad para la toma de datos
- Fácil mantenimiento
- Tamaño adecuado
- Bajo costo de adquisición y mantenimiento
- Peso adecuado
- Seguridad de operación
- Buen acabado
- Transportable
- Múltiples configuraciones
- Materiales resistentes
- Potencia adecuada

Cada uno de los requerimientos o demandas mencionados anteriormente se los clasifica acorde a su afinidad, además se agrupan en tres categorías: Básica (B), Unidireccional (O) y Estimulante (E).

**Tabla 1-3:** Clasificación de los requerimientos del usuario

<b>Maniobrabilidad</b>	Fácil alineación y desalineación	B
	Facilidad para la toma de datos	B
	Múltiples configuraciones	E
	Transportable	O
<b>Diseño</b>	Materiales resistentes	O
	Peso adecuado	O
	Tamaño adecuado	O
	Buen acabado	E
<b>Mantenibilidad</b>	Fácil montaje y desmontaje	O
	Fácil mantenimiento	O
<b>Desempeño</b>	Seguridad de operación	B
	Potencia adecuada	B
<b>Costo</b>	Costo de adquisición.	O
	Costo de mantenimiento	O

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.1.1.2 *Análisis de competitividad*

Para el análisis de competencias se lo realizó con referencia a dos empresas: Gunt Hamburg y Edibon ambas dedicadas a realizar este tipo de banco de pruebas didácticos para la educación técnica e ingeniería.

Competencia 1:



**Figura 1-3.** Banco de pruebas didáctico para análisis de vibraciones marca Gunt Hamburg

Fuente: (Gunt Hamburg, 2020)

**Tabla 2-3:** Características técnicas de la competencia de mercado empresa Gunt Hamburg

<b>Fabricante:</b>	Gunt Hamburg
<b>Origen:</b>	Alemania
<b>Estructura:</b>	Placa base de aluminio con ranuras para el montaje rápido y flexible de diferentes sistemas de ensayo 1100x800 mm M8-ranuras, espaciado 50 mm
<b>Toma de datos:</b>	Mediante analizador de vibraciones asistido por PC PT 500.04
<b>Motor:</b>	Motor asíncrono con convertidor de frecuencia: Potencia motriz: 0,37kW Número de revoluciones nominal: 2800min-1 Rango de revoluciones vía convertidor: 100...6000min-1
<b>Alineación:</b>	La placa base del motor está montada sobre un carro de motor, lo que permite alinear el motor en ángulo y transversalmente.
<b>Partes del banco:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 2 árboles: <math>\varnothing=20\text{mm}</math>, longitud 300mm, 500mm</li> <li>- 2 volantes desequilibrados: <math>\varnothing=150\text{mm}</math>, 1675g cada uno, con contrapesos recambiables (tornillos)</li> <li>- 2 caballetes de cojinetes: 6004 (se pueden cambiar)</li> <li>- Acoplamiento Control Flex: par nominal: 15Nm</li> <li>- 1 cubierta protectora</li> </ul>
<b>Peso total:</b>	Peso aproximado total 95Kg

Fuente: (Gunt Hamburg, 2020)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Competencia 2:



**Figura 2-3.** Banco de pruebas didáctico para análisis de vibraciones marca Edibon

Fuente: (Edibon, 2020, p.1)

**Tabla 3-3:** Características técnicas de la competencia de mercado empresa Edibon

<b>Fabricante:</b>	Edibon
<b>Origen:</b>	España
<b>Estructura:</b>	Mesa ranurada con perfiles de aluminio anodizado de 1100 x 770 mm
<b>Toma de datos:</b>	El sistema consta de dos sensores de aceleración, un sensor de revoluciones, un amplificador de medición con grado de amplificación regulable, USB box y el software de análisis.
<b>Motor:</b>	Motor asíncrono con variador de frecuencia Potencia motriz: 0,37 KW Número de revoluciones nominal: 2800 rpm Potencia y velocidad regulable
<b>Alineación:</b>	Carro de desplazamiento que incorpora dos micrómetros para su alineamiento preciso
<b>Partes del banco:</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- 1 acople flexible</li><li>- 2 caballetes de cojinetes con rodamientos fácilmente intercambiables. Rodamientos de bolas 6804-ZZ</li><li>- 2 volantes de inercia con contrapesos recambiables d=150 mm, 1700 g cada uno</li><li>- 2 árboles: Ø=20mm, longitud 300mm, 500mm</li><li>- Cubierta protectora transparente, incluye un interruptor de seguridad que permite parar automáticamente si se abre</li></ul>

Fuente: (Edibon, 2020, pp. 2-3)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.1.1.3 *Importancia*

Se realizó un total de 20 encuestas a docentes y estudiantes de la carrera de mecánica ya que ellos van a usar este banco de pruebas, la encuesta evalúa el nivel de importancia de cada una de los requerimientos presentados en la voz del usuario.

**Tabla 4-3:** Valores nivel de importancia

Valor	Descripción
1	Sin importancia
2	Poco importante
3	Relativamente importante
4	Importante
5	Muy relevante

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

A continuación, se muestra los resultados obtenidos:

**Tabla 5-3:** Evaluación de encuestas realizadas

		1	2	3	4	5	Total	Importancia
1	Fácil alineación y desalineación	0	0	8	9	3	20	4
2	Fácil para la toma de datos	0	0	2	11	7	20	4
3	Múltiples configuraciones	0	1	0	11	8	20	4
4	Transportable	1	2	2	11	4	20	4
5	Materiales resistentes	0	1	2	9	8	20	4
6	Peso adecuado	0	5	3	10	2	20	3
7	Tamaño adecuado	0	0	2	10	8	20	4
8	Buen acabado	0	3	6	9	2	20	4
9	Fácil montaje y desmontaje	1	2	3	5	9	20	4
10	Fácil mantenimiento	0	1	4	10	5	20	4
11	Seguridad de operación	0	0	1	9	10	20	5
12	Potencia adecuada	0	2	2	3	13	20	4
13	Costo de adquisición	0	0	6	11	3	20	4
14	Costo de mantenimiento	0	0	6	11	3	20	4

Fuente: Propia 2020

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

A continuación, se realiza un análisis entre el banco de pruebas que se desea diseñar con bancos de pruebas comerciales existentes en el mercado, además se definen parámetros como:

Índice de mejora: Se calcula de la siguiente manera

$$IM = \frac{\text{Objetivo}}{\text{Propia Empresa}}$$

Factor de venta: Indica cuál de los requerimientos es el que más le impulsa a adquirir el producto al cliente.



**Tabla 6-3:** Ponderación para el factor de venta (FV)

Fuerte=1,5	●
Posible=1,2	●
Ningún=1	

**Fuente:** (Riba Romeva, 2002)

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ponderación: El valor de las ponderaciones se determina mediante:

$$\text{Ponderacion} = I * IM * FV$$

Donde:

I: Importancia.

IM: Índice de Mejora.

FV: Factor de Venta.

#### 3.1.1.4 *Voz del ingeniero*

En este punto, se traduce las demandas del cliente en especificaciones técnicas, a continuación, se indican los requerimientos técnicos para el diseño del banco de pruebas:

- Estructura base
- Sistema de alineación
- Sistema de toma de datos
- Diseño de elementos mecánicos
- Guardas de protección
- Rectificado de piezas
- Selección de elementos mecánicos
- Motor eléctrico

Correlaciones: Nos permiten establecer una relación entre la voz del usuario y la voz del ingeniero, cada una de las características técnicas establecidas en la voz del ingeniero atiende a cada una de los requerimientos del cliente, esta relación se lo realiza a través de un factor de incidencia, en caso de no existir relación se deja el espacio en blanco.

**Tabla 7-3:** Factor de incidencia

Fuerte =9	⊙
Medio=3	○
Bajo=1	▽

**Fuente:** (Riba Romeva, 2002)

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Compromisos técnicos: Ubicada en el techo de la casa de la calidad, evalúa las correlaciones de las especificaciones técnicas establecidas en la voz del ingeniero, se pueden presentar tres casos:

- Positiva: Al mejorar una especificación técnica también mejora la otra
- Negativa: Al mejorar una especificación técnica otra puede verse perjudicada
- Sin correlación: No existe una correlación entre las especificaciones técnicas

**Tabla 8-3:** Evaluación de encuestas realizadas

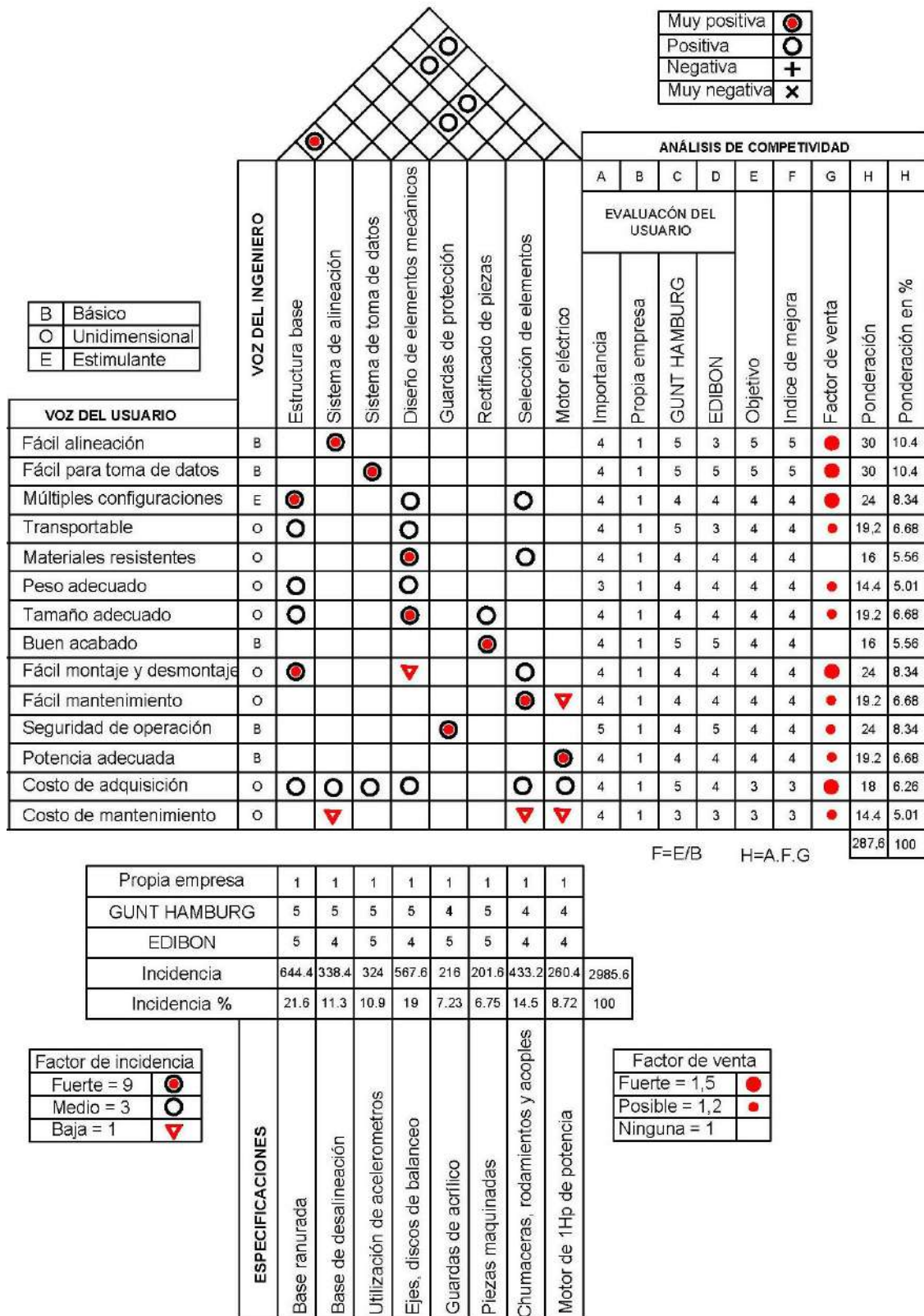
⊙	Muy Positiva
○	Positiva
×	Negativa
✱	Muy negativa

**Fuente:** (Riba Romeva, 2002)

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

A continuación, se presenta la casa de calidad evaluado cada uno de los parámetros antes mencionados:

**Gráfico 1-3.** Función de despliegue de la calidad QFD



Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.1.1.5 Conclusiones de la matriz QFD

Como se puede observar en la matriz QFD existen requerimientos con mayor ponderación que otros, mismos que muestran que características son las más relevantes del banco de pruebas desde el punto de vista del usuario.

**Tabla 9-3:** Solución técnica de los requerimientos para el banco de pruebas en orden de importancia

Orden de importancia	Valoración	Requerimiento	Solución técnica
1	10,4	Fácil alineación	Base para alineamiento
2	10,4	Fácil para la toma de datos	Uso de acelerómetros
3	8,34	Múltiples configuraciones	Partes fácilmente desmontables e intercambiables
4	8,34	Fácil montaje y desmontaje	Elementos emperrados a la estructura base
5	8,34	Seguridad de operación	Guardas de protección
7	6,68	Tamaño adecuado	Diseño de elementos mecánicos como: ejes, discos de balanceo
8	6,68	Fácil mantenimiento	Chumaceras bipartidas
9	6,68	Potencia adecuada	Motor con variador de frecuencia
10	6,68	Transportable	Estructura base ranurada
11	6,26	Costo de adquisición	Selección adecuada de elementos como: chumaceras, rodamientos y acoples
12	5,56	Materiales resistentes	Eje de acero inoxidable AISI 304
13	5,56	Buen acabado	Rectificado de piezas maquinadas
14	5,01	Peso adecuado	Diseño y selección de elementos mecánicos

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

En cuanto al grado de incidencia el cual nos indica cuales son las características técnicas más importantes se encuentran: correcto diseño y selección de elementos, sistema de alineación y estructura base. Estas características al tener un grado de incidencia alto son las que mayor

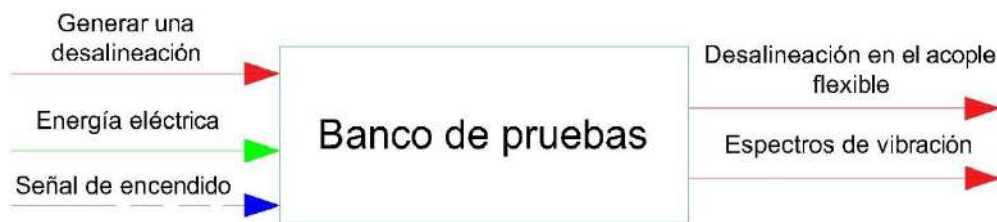
precaución se tendrá en la fase de diseño asegurándose que se cumplan con mayor grado de cumplimiento.

### 3.2 Diseño conceptual

Una vez identificado las características técnicas que tendrá el banco de pruebas se realiza un análisis conceptual, para ello se realiza una estructura funcional en la cual se identifica la función principal que realiza el equipo, posteriormente se definen módulos generando alternativas de solución mismas que serán evaluadas hasta identificar la solución más adecuada.

#### 3.2.1 Estructura funcional

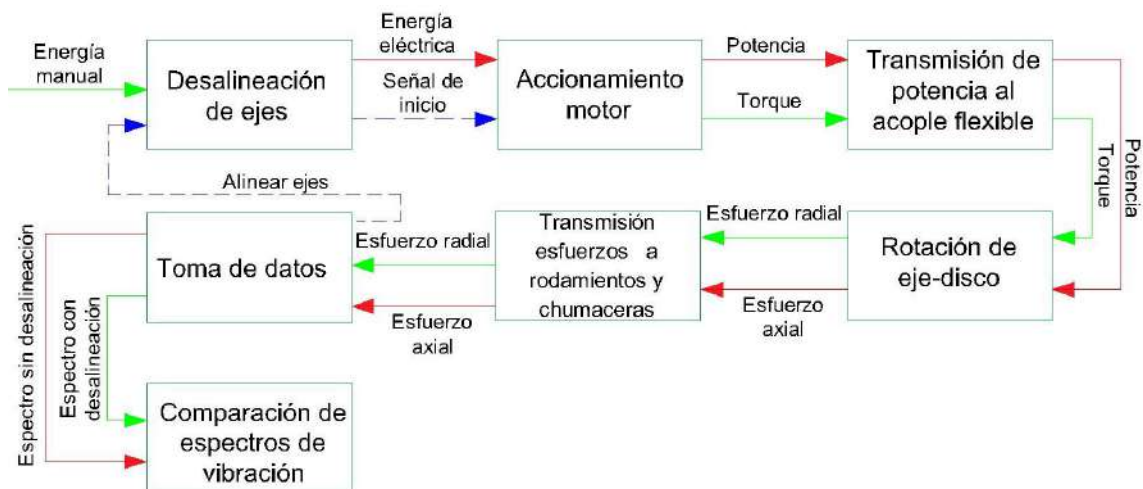
La función principal del banco de pruebas es el diagnóstico de fallas en sistemas por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración.



**Figura 3-3.** Análisis funcional del banco de pruebas-Nivel 0

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Una vez definida la función global o principal y los flujos de entrada y salida, se establecen las sub funciones necesarias para cumplir con la función principal.



**Figura 4-3.** Análisis funcional del banco de pruebas-Nivel 1

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.2.2 Estudio de alternativas para la solución del banco de pruebas

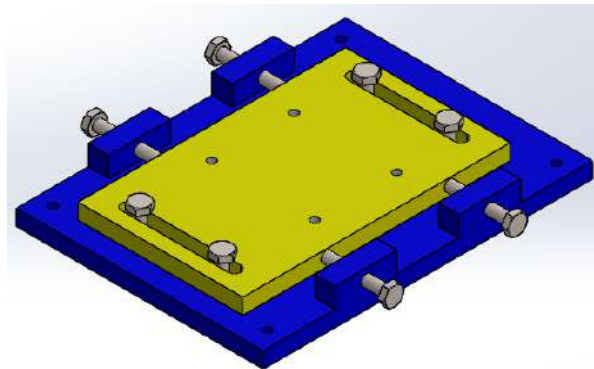
Como se puede observar en la figura 4-3 se indican de forma secuencial cada una de las funciones que realiza el banco de pruebas. Estas funciones se pueden cumplir aplicando diferentes alternativas de solución. A continuación, se detalla las alternativas propuestas:

#### 3.2.2.1 Desalineamiento de ejes

Para el desalineamiento de ejes se presenta dos modelos de bases de desalineación.

Modelo uno:

Como se puede observar en la figura 5-3 se muestra un modelo de una base de desalineación compuestas por dos placas de acero que me permite una desalineación radial, angular o mixta mediante un mecanismo de tornillos.



**Figura 5-3.** Base para desalineación modelo uno

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

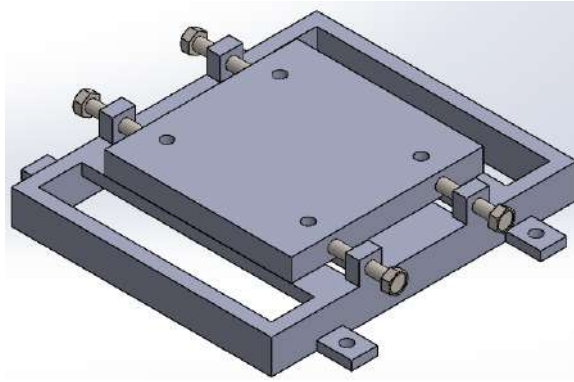
- Permite realizar una desalineación angular, radial o mixta
- Fácil uso para el usuario

Desventajas:

- Estructura pesada
- Geometría grande

Modelo dos:

El segundo modelo es una base de desalineación más sencilla, su desalineación se la realiza igualmente con mecanismo de tornillo, sin embargo, este modelo solo permite movimiento hacia los lados por lo que únicamente se puede generar una desalineación paralela.



**Figura 6-3.** Base para desalineación modelo dos

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

- Estructura liviana
- Geometría pequeña en comparación al primer modelo

Desventajas:

- Solo permite desalineación paralela

### 3.2.2.2 *Transmisión de potencia al acople flexible*

Para la transmisión de potencia entre ejes se utiliza un acople flexible, para este caso se a considerado tres tipos de acoples: rejilla, cadena y mordaza. Cada uno de los acoples mencionados cuenta con ventajas y desventajas mismas que serán consideradas para seleccionar el más adecuado para el banco de pruebas.

Acople de rejilla:



**Figura 7-3.** Acople de rejilla

Fuente: (SKF, 2018)

Ventajas:

- Soportan vibraciones, cargas de impacto y desalineación
- Se adaptan al movimiento y a las tensiones en los tres planos
- Reduce los niveles de vibración hasta en un 30%
- La rejilla está diseñada para un reemplazo rápido y fácil

- Fácil instalación

Desventajas:

- Requieren lubricación periódicamente
- Capacidad limitada para adaptarse a la desalineación  $\leq 1.4^\circ$

Acople de cadena:



**Figura 8-3.** Acople de cadena

Fuente: (SKF, 2018)

Ventajas:

- Pueden desacoplarse fácilmente sin mover los ejes
- Permite adaptarse hasta una desalineación de dos grados

Desventajas:

- Poca absorción de choques y vibraciones
- Requiere lubricación

Acople de mordaza:



**Figura 9-3.** Acople de mordaza

Fuente: (SKF, 2018)

Ventajas:

- Amortigua cargas de impacto moderadas y amortiguamiento de niveles bajo de vibración
- No necesita lubricación
- Aplicaciones en potencia estándar

Desventajas:

- Permite adaptarse hasta una desalineación máxima  $\leq 1^\circ$

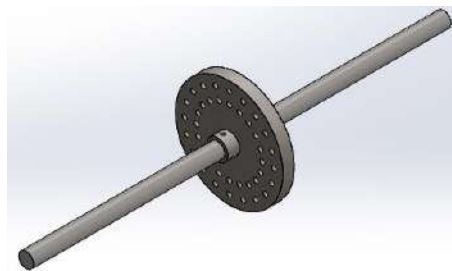


### 3.2.2.3 Rotación de eje y disco

En cuanto se enciende el motor empieza a rotar el eje mismo que tiene montado un disco de balanceo. Se presenta dos configuraciones con un disco y con dos discos de balanceo:

Con un disco de balanceo:

Como se puede observar el eje se encuentra montado con un disco de balanceo, este disco permite añadir o quitar masas en sus dos hileras de agujeros para poder generar el desbalanceo. Con esta configuración el balanceo se puede realizar en un plano (balanceo estático) (Sánchez et al., 2017: p. 291).



**Figura 10-3.** Eje y un disco

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

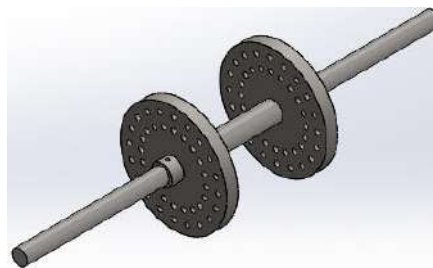
- Menor peso
- Un plano de balanceo

Desventaja:

- Pocas configuraciones

Con dos discos de balanceo:

La segunda opción muestra una configuración de un eje con dos discos de balanceo, esto permite una mayor cantidad de configuraciones ya que se permite ir intercambiando pesos en dos planos de balanceo (balanceo dinámico) (Sánchez et al., 2017: p.291).



**Figura 11-3.** Eje y dos discos

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

- Mayor cantidad de configuraciones
- Dos planos de balanceo

Desventajas:

- Mayor peso

### 3.2.2.4 Transmisión de esfuerzos a rodamientos y chumaceras

Al existir un desalineamiento entre ejes se produce esfuerzos axiales y radiales, mismos que son transmitidos a los rodamientos y chumaceras de la estructura, para el diseño del banco de pruebas se propone dos alternativas de solución utilizar chumaceras comerciales o chumaceras fabricadas.

Chumaceras comerciales:



**Figura 12-3.** Puntos de medición para la monitorización de la condición

Fuente: (SKF, 2009, p.27)

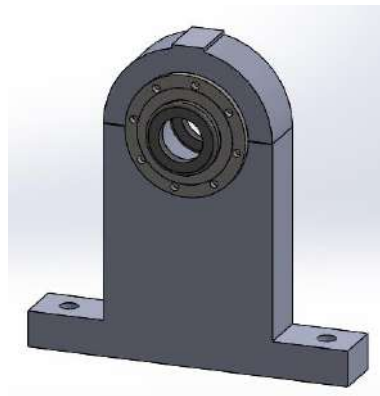
Ventajas:

- Estructura rígida
- Poseen puntos apropiados para la medición mismos que se ajustan a la ISO 10816-1:1995 “Vibración mecánica. Evaluación de la vibración de la máquina mediante mediciones en piezas no giratorias.”
- Amplia gama de chumaceras en el mercado
- Fácil mantenimiento ya que posee orificios taladrados y roscados para las boquillas engrasadoras
- Fácil instalación e intercambio de rodamientos

Desventajas:

- Costosas
- Estructura robusta

Chumaceras Fabricadas:



**Figura 13-3.** Chumacera fabricada

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

- Estructura fina
- Dimensiones acordes al banco de pruebas

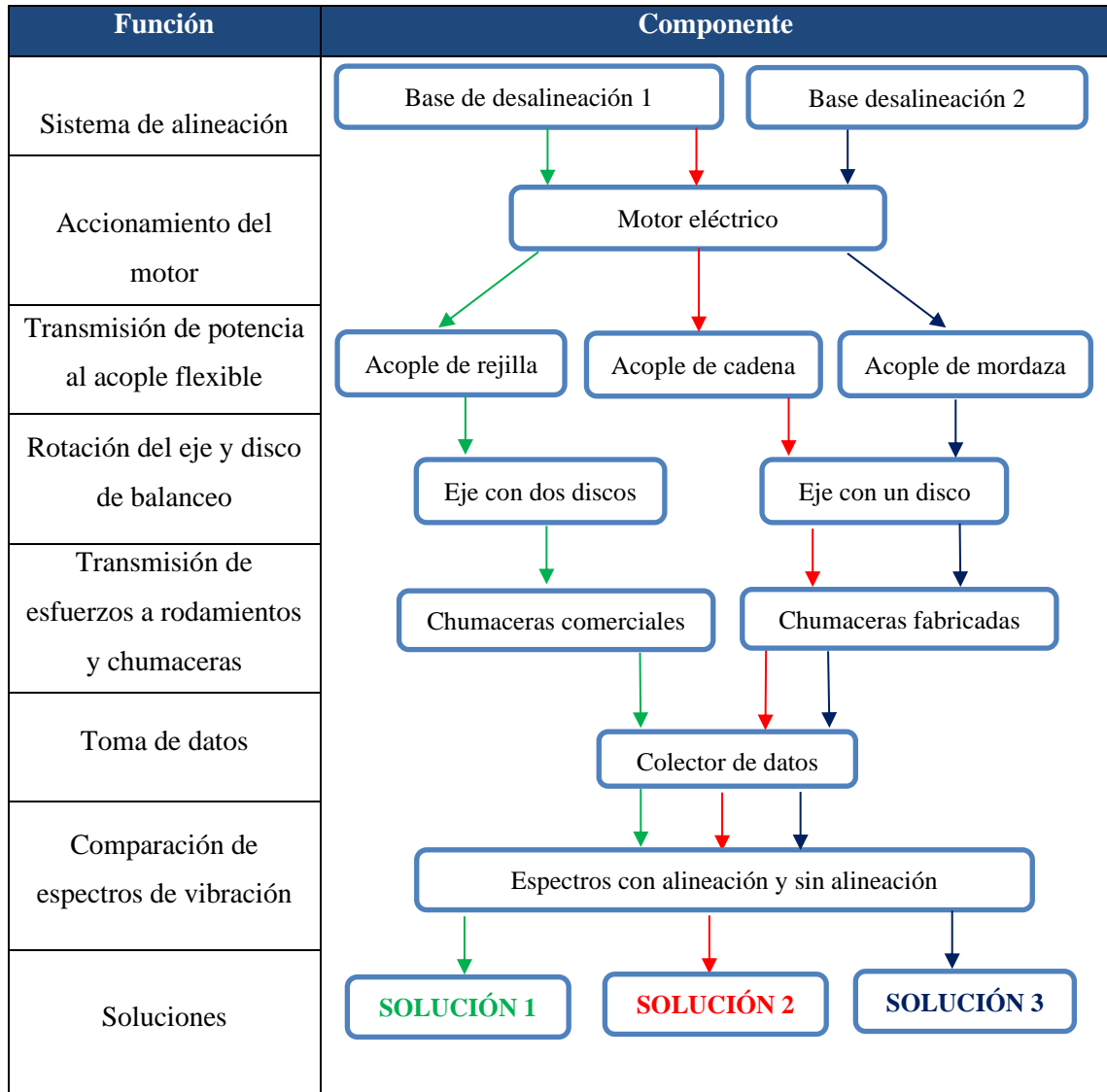
Desventajas:

- Costosas
- Difícil de fabricar
- Sus puntos de medición no están sujetos a ninguna norma

### 3.2.3 *Matriz morfológica*

Una vez definida las funciones que realizara el banco de pruebas para satisfacer la función principal, se realiza una matriz morfológica en donde se plantean alternativas para cumplir dichas funciones.

**Tabla 10-3:** Matriz morfológica de alternativas de solución



Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

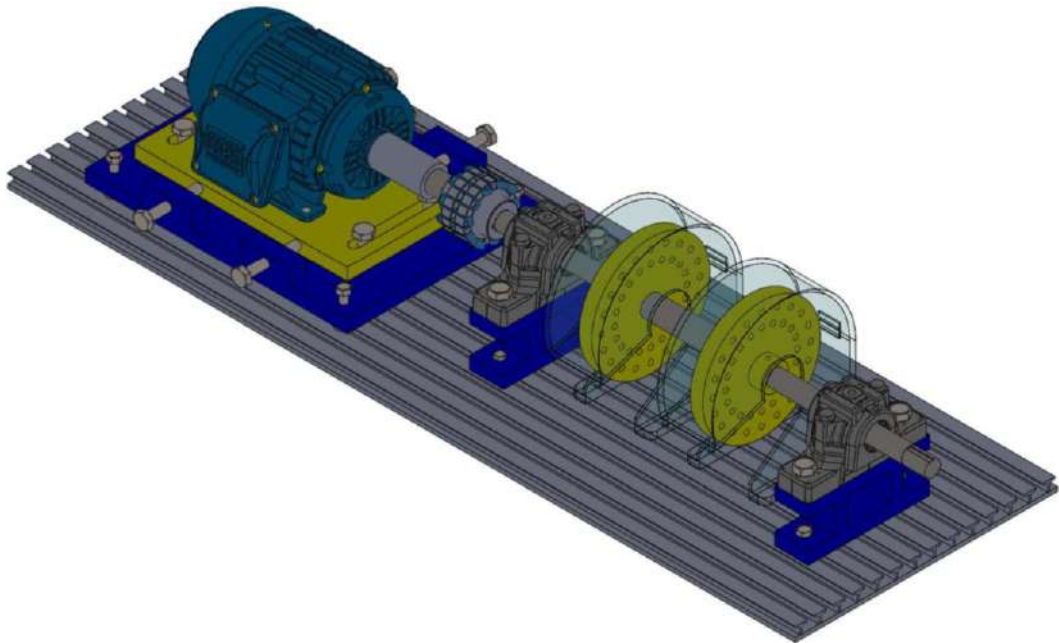
### 3.2.4 Soluciones propuestas

El banco de pruebas propuesto consta de un motor eléctrico de 1Hp mismo que será el encargado de encender el equipo, además consta de una base de desalineación que permite generar la desalineación entre ejes; están unidos a través de un acople flexible responsable de la transmisión del torque y potencia que se transmite entre ejes. Los ejes utilizados son un eje corto y un eje largo, este último lleva montado uno o dos discos de balanceo. Al encender el motor eléctrico los ejes empiezan a girar junto con los discos de balanceo transmitiendo esfuerzos radiales y axiales

hacia las rodamientos y chumaceras lugar donde se realizará la toma de medidas con el colector de datos. El funcionamiento lo cumplen las tres soluciones propuestas sin embargo se ha propuesto opciones de los componentes que mejor se adapten a este banco de pruebas.

#### 3.2.4.1 *Alternativa de solución uno*

Como se puede observar el banco de pruebas consta de una base ranurada que permite un fácil montaje y desmontaje de los distintos elementos que lo conforman, además permite un deslizamiento de los mismos a través de sus ranuras lo que facilita un fácil montaje y desmontaje. Consta de un acople flexible de rejilla mismo que transmite potencia y permite un desalineamiento entre los ejes, utiliza dos chumaceras bipartidas comerciales estas servirán como interfaz para la toma de medidas a través del colector de datos.



**Figura 14-3.** Alternativa de solución uno para el banco de pruebas

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

- Fácil montaje y desmontaje de los elementos que conforman el banco
- Chumaceras bipartidas que permiten un fácil intercambio de rodamientos y montaje del eje. Las mismas se ajustan a normas de vibración como la ISO 10816-1:1995
- Posee dos discos de balanceo obteniendo así dos planos de balanceo estático y dinámico
- Acople flexible de rejilla soporta desalineación angular y radial además de cargas de impacto. Su capacidad de desalineación máxima es de  $\leq 1.4^\circ$

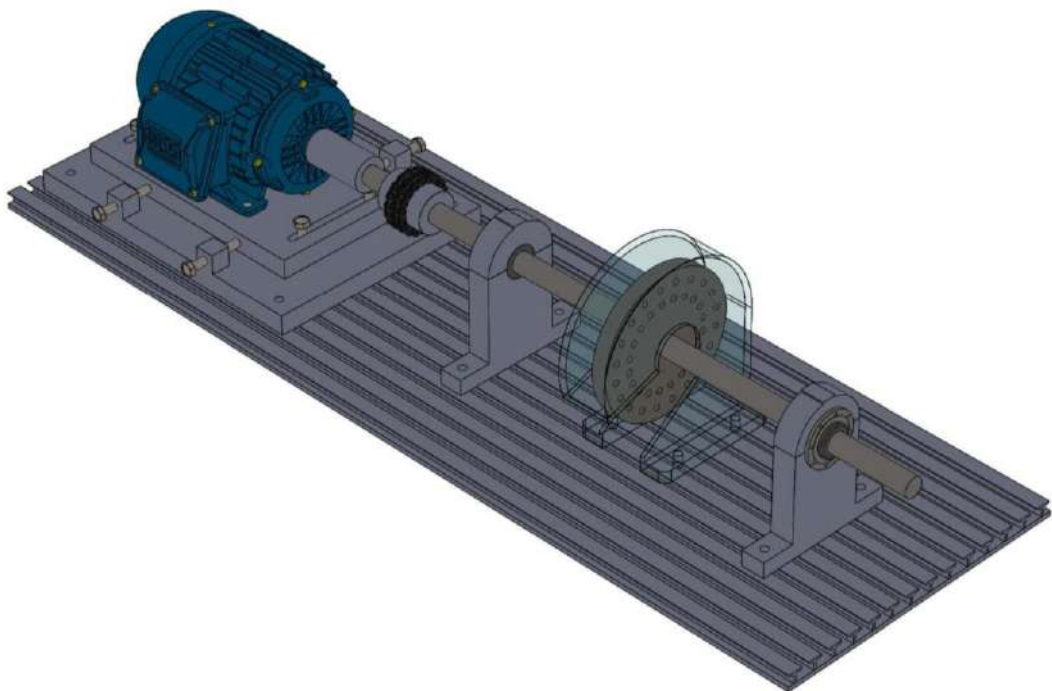
- Base de desalineación que permite múltiples configuraciones de desalineamiento gracias a su mecanismo de tornillo

Desventajas:

- El acople flexible de rejilla necesita lubricación
- Las chumaceras necesitan apoyos para adaptarse a las dimensiones requeridas

### 3.2.4.2 *Alternativa de solución dos*

La segunda alternativa de solución es similar a la primera, sin embargo, esta utiliza dos chumaceras fabricadas acorde a las dimensiones del banco de pruebas. Sobre el eje se encuentra montado un solo disco de balanceo lo que le permite obtener un plano de balanceo. El sistema de desalineación es el mismo que la solución uno sin embargo como se puede notar el acople flexible es un acople tipo cadena.



**Figura 15-3.** Alternativa de solución dos para el banco de pruebas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

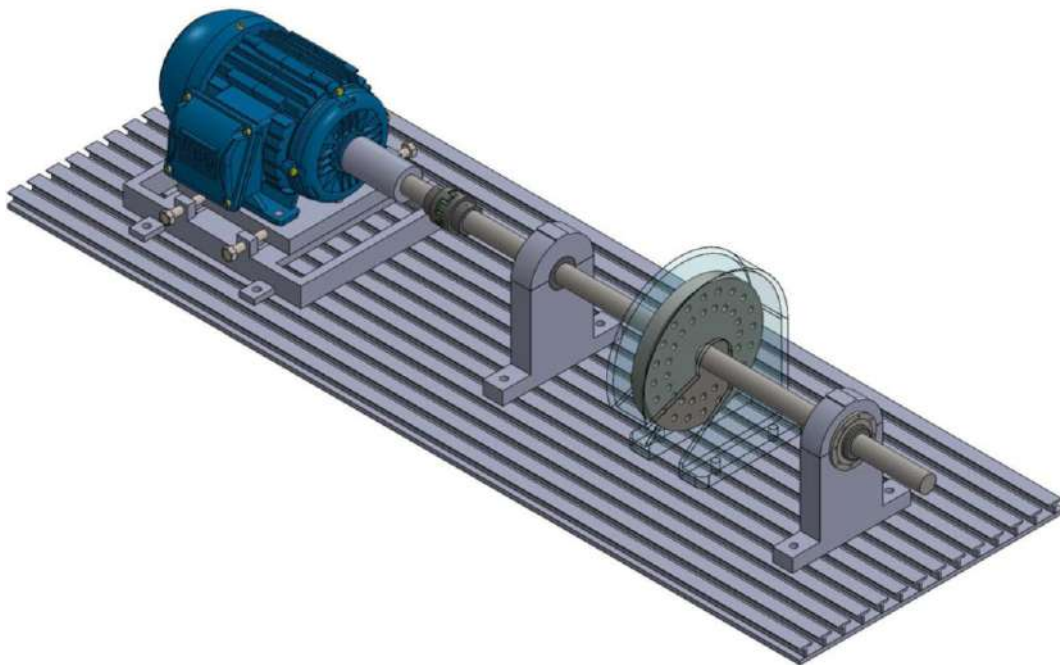
- Fácil montaje y desmontaje de los elementos que conforman el banco
- Chumaceras fabricadas de acuerdo a las dimensiones del banco de pruebas
- Su acople de cadena tiene una capacidad máxima de desalineación  $\leq 2^\circ$

Desventajas:

- Solo permite un plano de desbalanceo (estático)
- El acople necesita lubricación
- Limitado soporte a choques de carga por parte del acople

### 3.2.4.3 Alternativa de solución tres

La última solución propuesta presenta una base de desalineación diferente a las primeras soluciones, esta permite únicamente una desalineación paralela pero su estructura es mucho más liviana que las anteriores. Su acople flexible es un acople tipo mordaza por lo que no necesita lubricación, sobre el eje se monta un solo disco de balanceo esto le permite obtener un solo plano de balanceo.



**Figura 16-3.** Alternativa de solución tres para el banco de pruebas

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Ventajas:

- Fácil montaje y desmontaje de los elementos que conforman el banco
- Base de desalineamiento más liviana
- Su acople no necesita lubricación

Desventajas:

- El acople soporta menos desalineación que los acoples de las anteriores soluciones, su capacidad máxima de desalineación es  $\leq 1^\circ$
- Solo permite desalineación paralela

### 3.2.5 *Evaluación de soluciones*

Luego de formular alternativas de solución para el banco de pruebas se realizará una evaluación de cada una de ellas, permitiendo así poder seleccionar la más adecuada. Para la selección de la mejor alternativa se utilizará el método ordinal corregido de criterios ponderados, el cual se basa en tablas que relacionan las soluciones propuestas con criterios de valoración establecidos, evaluando de la siguiente manera (Riba Romeva, 2002):

- 1 si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor;>) que el de las columnas.
- 0,5 si el criterio (o solución) de las filas es equivalente (o igual=) al de las columnas.
- 0 si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor;<) que el de las columnas.

#### 3.2.5.1 *Criterios de valoración*

Los criterios de valoración para el banco de pruebas son los siguientes:

- Estructura base: Debido a que el banco de pruebas debe ofrecer un fácil montaje y desmontaje de los distintos componentes que van montados sobre el mismo.
- Sistema de alineación: Esta es la encargada de permitir la desalineación entre ejes, misma que debe ser capaz de generar los desalineamientos requeridos para la práctica.
- Múltiples configuraciones: Cada uno de los componentes montados en el banco de pruebas como ejes, disco de balanceo y demás elementos deben ser capaz de soportar las cargas generadas durante su uso, además de ofrecer distintas configuraciones.
- Selección de elementos mecánicos: El banco de pruebas va estar sujeto a desalineaciones lo cual conlleva a la correcta selección de rodamientos, chumaceras y acoples ya que estos van a soportar las cargas generadas por dichos desalineamientos además será la interfaz entre el colector de datos y el espectro de vibración.

A continuación, se muestra la evaluación del peso específico de cada criterio enunciado anteriormente:



**Tabla 11-3:** Evaluación del peso específico de cada criterio

Sistema de alineación = Estructura base > Múltiples configuraciones > Selección de elementos mecánicos						
Criterio	Estructura base	Sistema de alineación	Múltiples configuraciones	Selección de elementos mecánicos	$\sum+1$	Ponderación
Estructura base		0,5	1	1	3,5	0,35
Sistema de alineación	0,5		1	1	3,5	0,35
Múltiples configuraciones	0	0		1	2	0,2
Selección de elementos mecánicos	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

**Tabla 12-3:** Evaluación del peso específico del criterio estructura base

solución 1 = solución 2 = solución 3					
Estructura base	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	0,5	2	0,33
Solución 2	0,5		0,5	2	0,33
Solución 3	0,5	0,5		2	0,33
			suma	6	1

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

**Tabla 13-3:** Evaluación del peso específico del criterio sistema de alineación

solución 1 = solución 2 > solución 3					
Sistema de alineación	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1	2,5	0,42
Solución 2	0,5		1	2,5	0,42
Solución 3	0	0		1	0,17
			suma	6	1

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

**Tabla 14-3:** Evaluación del peso específico del criterio múltiples configuraciones

solución 1 > solución 2 = solución 3					
Múltiples configuraciones	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	3	0,55
Solución 2	0		0,5	1,5	0,27
Solución 3	0	0		1	0,18
			suma	5,5	1

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

**Tabla 15-3:** Evaluación del peso específico del criterio diseño de elementos mecánicos

solución 1 > solución 3 > solución 2					
Selección de elementos mecánicos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	3	0,5
Solución 2	0		0	1	0,17
Solución 3	0	1		2	0,33
			suma	6	1

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

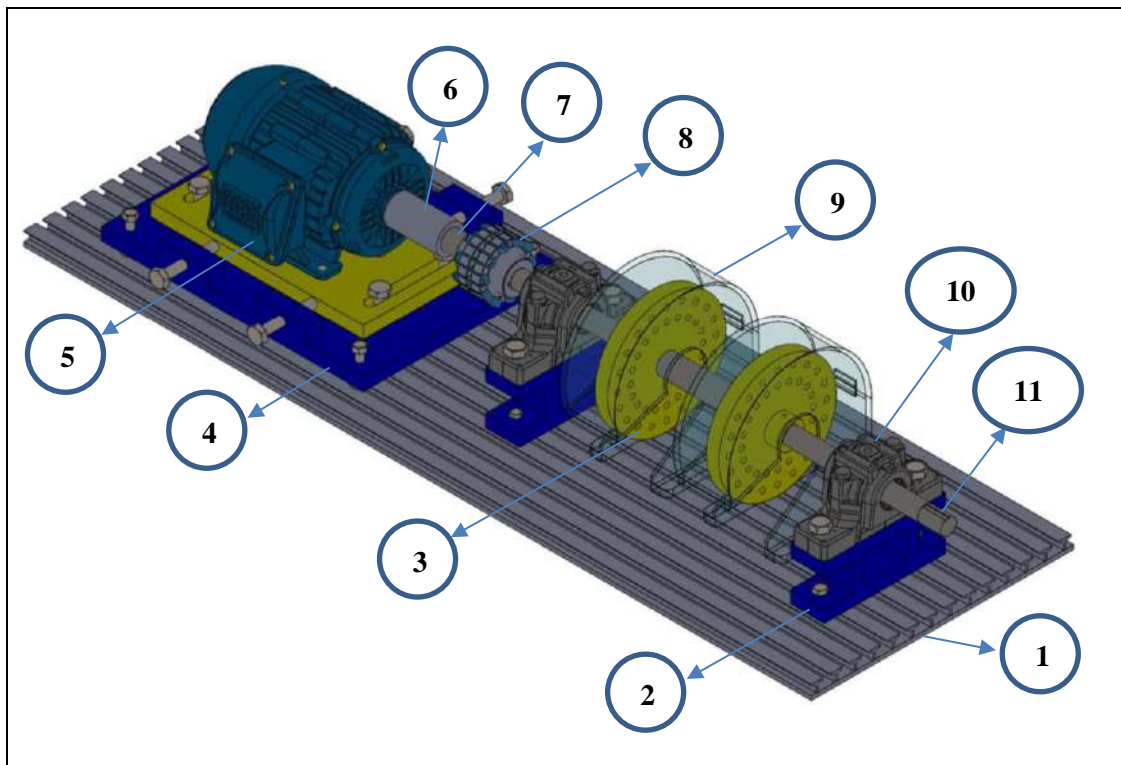
**Tabla 16-3:** Tabla de conclusiones

Conclusiones	Estructura base	Sistema de alineación	Múltiples configuraciones	Selección de elementos mecánicos	$\Sigma$	Prioridad
Solución 1	0,12	0,15	0,11	0,05	0,43	1
Solución 2	0,12	0,15	0,05	0,02	0,34	2
Solución 3	0,12	0,06	0,04	0,03	0,25	3

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Como se puede observar en la tabla 16-3 la mejor solución para el banco de pruebas es la alternativa de solución uno, siendo esta la que cumple con mayor valor en todos los criterios evaluados. A continuación, se presenta un prediseño en el cual se indica las partes que conforman este banco de pruebas:

**Tabla 17-3:** Prediseño de alternativa seleccionada



N° Pieza	Unidad	Componente
1	1	Estructura base ranurada
2	2	Soporte para chumacera bipartida
3	2	Discos de balanceo
4	1	Base de desalineación
5	1	Motor eléctrico
6	1	Acople rígido
7	1	Eje corto
8	1	Acople flexible tipo rejilla
9	2	Guardas de protección
10	2	Conjunto chumacera bipartida y rodamiento
11	1	Eje largo

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

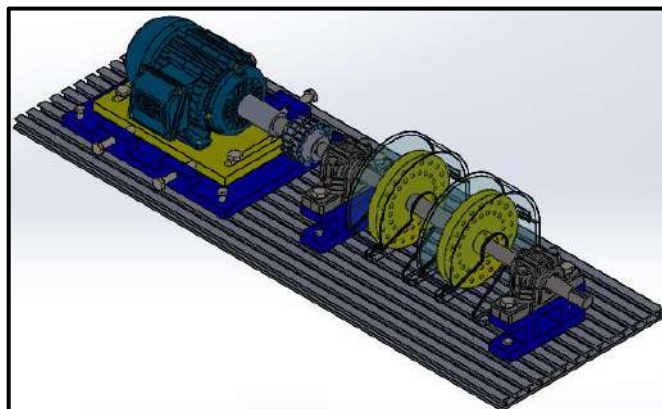
### 3.3 Diseño y selección de elementos para el banco de pruebas

#### 3.3.1 Cálculos dimensionales

El proceso continúa con el desarrollo de los cálculos dimensionales para definir las óptimas condiciones que cumplan con todos los requerimientos tanto ingenieriles como estéticos, teniendo en cuenta que el banco de pruebas debe ser pequeño, compacto y didáctico para finalmente elegir la mejor alternativa para la construcción, tipo de proceso de fabricación, acabado y precisión de los elementos del banco de pruebas.

El punto de partida para el diseño del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración es la selección del motor eléctrico, entonces se ha decidido utilizar un motor de corriente alterna asíncrona de 1 HP de potencia y 3600 rpm. En esta sección se diseñará y seleccionará si es el caso, los siguientes elementos:

- Discos: contiene dos discos cuya función es generar desbalanceo en su cuerpo por medio de la adición o sustracción de masas en este caso pernos M 3/8", 40 agujeros que se encuentran distribuidos a dos hileras a 18° en dos circunferencias de 150 y 110 mm.
- Chumaceras: sirven como apoyos del eje, en su interior aloja rodamientos, este elemento es un punto importante para la apreciación del fenómeno vibratorio y se seleccionará del catálogo SKF al igual que los rodamientos.
- Eje: es el elemento que transmite el movimiento desde el acople flexible al resto del sistema, debe brindar una cierta elasticidad de tal forma que soporte deflexiones dentro de un rango determinado que asegure que el sistema no falle.
- Acople flexible: permite transmitir el movimiento del motor al eje, el acople resistirá cierto desalineamiento para el estudio de su comportamiento y análisis de vibraciones.



**Figura 17-3.** Esquema del sistema a diseñar

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.3.2 Selección del motor eléctrico

Se ha seleccionado un motor de corriente alterna asincrónico de la marca siemens serie 1LE0142-0DA26-4AA4-Z

**Tabla 18-3:** Datos del motor de la marca Siemens

Motor Siemens		
Voltaje	220	V
Frecuencia	60	Hz
Potencia	1	HP
Amperaje	3,15/1.82	A
Cos( $\varphi$ )	0,84	
Velocidad	3440	rpm

Fuente: (SIEMENS, 2019, p.12)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.3.3 Selección del material para el diseño del eje

Por la disponibilidad en el mercado y sus propiedades que brinda se ha decidido utilizar un acero inoxidable AISI 304 que presenta las siguientes propiedades mecánicas.

**Tabla 19-3:** Propiedades mecánicas del material AISI 304

AISI/SAE	Módulo de elasticidad (E)	Módulo de rigidez (G)	Resistencia de fluencia en tracción ( $S_y$ )	Esfuerzo último en tracción ( $S_{ut}$ )	Elongación (2 plg)	Dureza Brinell	Densidad
	GPa	GPa	MPa	MPa	%	HB	Kg/mm <sup>3</sup>
304	193	80,8	220	520	20	278	7,93E-06

Fuente: (DIPAC, 2006, p.51)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

#### 3.3.3.1 Prediseño del eje diseño a torsión

Como el proceso de diseño de elementos de máquinas es un método de prueba – error, en primera instancia se obtiene un diámetro aproximado que satisfaga las condiciones iniciales, el cual es el punto de partida para las posteriores iteraciones.

El diámetro se calcula en base al momento de torsión máximo nominal utilizando un factor de seguridad alto debido a que las cargas por flexión, carga axial y cortante no se toma en cuenta en primera instancia. Con la ecuación (1) se estima el diámetro para un prediseño.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 * M_T}{\pi * \tau_y}} \quad (1)$$

Donde:

$M_T$ : Torque máximo, que es el torque nominal que provee el fabricante del motor eléctrico [ $N \cdot mm$ ]

$\tau_y$ : Es el esfuerzo permisible a corte, en donde para el cálculo del diámetro previo se puede tomar en un intervalo de  $\tau_y = 20 - 25 MPa$ , como el material es un acero inoxidable AISI 304, se toma un  $\tau_y = 20 MPa$  para dar un mejor coeficiente de seguridad.

Del catálogo del motor siemens se tiene que el  $T_{nominal} = 2,1 Nm$  y que el momento pico de funcionamiento del motor se obtiene en  $T_{arranque} = 2,2 * T_{nominal}$  entonces se tiene:

$$M_T = T_{arranque} = 2,2 * T_{nominal} \quad (2)$$

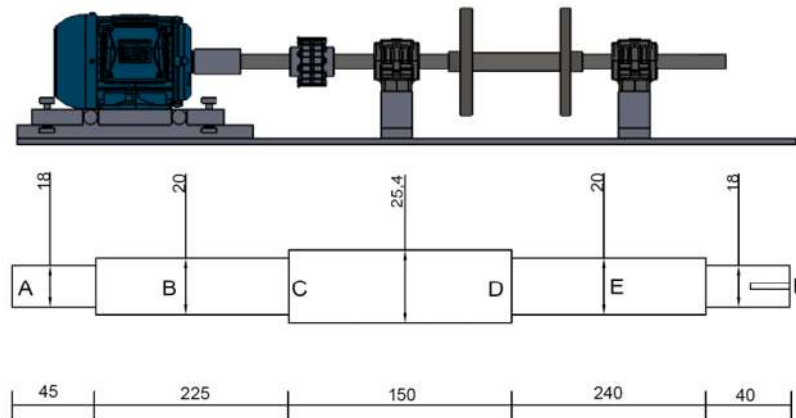
$$M_T = T_{arranque} = 4,62 Nm = 4,62 * 10^3 Nmm$$

Al reemplazar los valores que se obtienen de  $M_T$  y  $\tau_y$  en la ecuación (1), se tiene un diámetro previo para el eje.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 * M_T}{\pi * \tau_y}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 4,62 * 10^3}{\pi * 20}}$$

$$d \geq 10,55 mm$$

Para la siguiente iteración se asume un diámetro mayor al que se obtuvo con la ecuación (1), se asume un diámetro de 25,4 mm (una pulgada), debido a los pesos y fuerzas extras que actúan sobre el sistema como chumaceras y discos de balanceo. En la figura 18-3 se observa la configuración del eje a diseñar.



**Figura 18-3.** Eje para el banco de pruebas, unidades en [mm]

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

En la figura 18-3, se puede observar en la sección A se encontrará el acople flexible, en las secciones B y E se encontrará los rodamientos dentro de chumaceras bipartidas, en las secciones C y D se ubicarán los discos de balanceo y en la sección F se encontrará una polea con su respectiva banda para transmitir el movimiento a un siguiente módulo.

De la figura 18-3, se obtiene los siguientes datos:

$$d_1 = 18 \text{ mm}$$

$$d_2 = 20 \text{ mm}$$

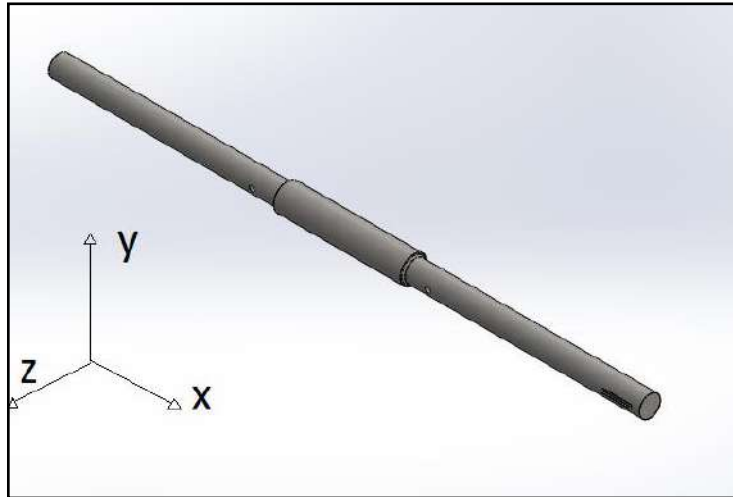
$$d_3 = 25,4 \text{ mm}$$

$$d_4 = 20 \text{ mm}$$

$$d_5 = 18 \text{ mm}$$

### 3.3.3.2 Cálculo de las fuerzas y momentos torsores en el eje

El sistema de coordenadas para el eje del banco de pruebas se define tanto para fuerzas como para momentos y es el que se muestra en la figura 19-3



**Figura 19-3.** Sistema de coordenadas para el eje del banco de pruebas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

El peso propio del eje se considera como una fuerza distribuida por lo que se calcula para cada tramo y sección de eje con la siguiente ecuación.

$$F_{eje} = m_{eje} * g = V_{eje} * \rho * g \quad (3)$$

Donde:

$V_{eje}$ : Volumen del tramo del eje, en donde el volumen es igual a  $\frac{\pi * d^2 * L}{4}$  [ $mm^3$ ]

$\rho$ : Densidad del material del eje [ $\frac{Kg}{mm^3}$ ]

$g$ : Gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ]

Al reemplazar los datos y valores en la ecuación (3) para cada tramo y sección transversal del eje, se obtiene.

#### Tramo AB

$$F_{eje1} = \left( \frac{\pi * d_1^2 * L_1}{4} \right) * \rho * g$$

$$F_{eje1} = \left( \frac{\pi * (18 \text{ mm})^2 * 45 \text{ mm}}{4} \right) * \left( 7,93 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} \right) * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{eje1} = 0,891 \text{ N}$$

#### Tramo BC



$$F_{eje\ 2} = \left( \frac{\pi * d_2^2 * L_2}{4} \right) * \rho * g$$

$$F_{eje\ 2} = \left( \frac{\pi * (20\ mm)^2 * 225\ mm}{4} \right) * \left( 7,93 \times 10^{-6} \frac{kg}{mm^3} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{eje\ 2} = 5,499\ N$$

Tramo CD

$$F_{eje\ 3} = \left( \frac{\pi * d_3^2 * L_3}{4} \right) * \rho * g$$

$$F_{eje\ 3} = \left( \frac{\pi * (25,4\ mm)^2 * 150\ mm}{4} \right) * \left( 7,93 \times 10^{-6} \frac{kg}{mm^3} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{eje\ 3} = 5,91\ N$$

Tramo DE

$$F_{eje\ 4} = \left( \frac{\pi * d_4^2 * L_4}{4} \right) * \rho * g$$

$$F_{eje\ 4} = \left( \frac{\pi * (20\ mm)^2 * 220\ mm}{4} \right) * \left( 7,93 \times 10^{-6} \frac{kg}{mm^3} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{eje\ 4} = 5,865\ N$$

Tramo EF

$$F_{eje\ 5} = \left( \frac{\pi * d_5^2 * L_5}{4} \right) * \rho * g$$

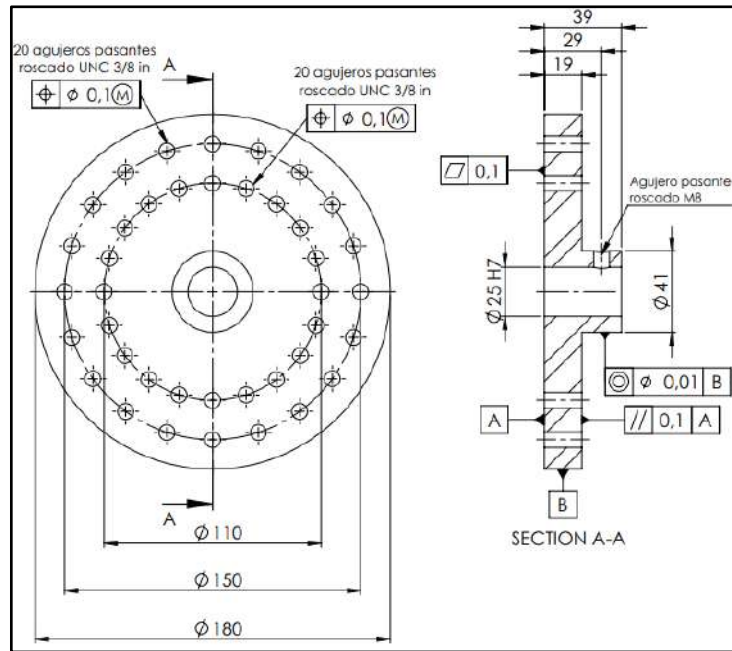
$$F_{eje\ 5} = \left( \frac{\pi * (18\ mm)^2 * 40\ mm}{4} \right) * \left( 7,93 \times 10^{-6} \frac{kg}{mm^3} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{eje\ 5} = 0,792\ N$$

Por lo tanto, la fuerza total en el eje es la suma de cada uno de los tramos y se lo considera como fuerza distribuida, por lo tanto:

$$F_{eje\ total} = 18,07\ N/m$$

Para evaluar todas las fuerzas que actúan en los discos de balanceo, se tiene en cuenta que cada uno de los discos tienen los datos y la configuración que se muestra en la figura 20-3



**Figura 20-3.** Vista frontal y lateral de los discos de balanceo.

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Se ha seleccionado un acero A36 por su disponibilidad en el mercado para la construcción de los discos de balanceo y de la figura 20-3 se obtiene los siguientes datos:

$$N^{\circ} \text{ agujeros} = 40$$

$$\text{espesor} = 19 \text{ mm}$$

$$\rho_{AC} = 7,96 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}$$

$$D = 180 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 150 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 110 \text{ mm}$$

$$\text{perno: } M \ 3/8$$

El peso total de cada disco se calcula con la fórmula:

$$W_{total} = W_{disco} + W_{perno} \quad (4)$$

Para calcular el peso del disco, se calcula en primera instancia el volumen de éste, que se calcula de la siguiente manera:

$$V_{disco} = (A_d - A_{perf} * N^{\circ} \text{ agujeros} - A_{eje}) * e \quad (5)$$

Donde:

$A_d$ : Área del disco macizo y es igual a  $\frac{\pi * D^2}{4}$

$A_{perf}$ : Área de la perforación para el perno y es igual a  $\frac{\pi * d^2}{4}$

$A_{eje}$ : Área de la sección del eje en donde me monta el disco y es igual a  $\frac{\pi * d^2}{4}$

$e$ : Espesor del disco

Al reemplazar los datos en la ecuación (5) se obtiene:

$$V_{disco} = \left( \frac{\pi * D^2}{4} - \left( \frac{\pi * d_{perf}^2}{4} \right) * N^{\circ} \text{ agujeros} - \frac{\pi * d_{eje}^2}{4} \right) * e$$
$$V_{disco} = \left( \frac{\pi * (180 \text{ mm})^2}{4} - \left( \frac{\pi * (8 \text{ mm})^2}{4} \right) * 40 - \frac{\pi * (25,4 \text{ mm})^2}{4} \right) * 19 \text{ mm}$$
$$V_{disco} = 433369 \text{ mm}^3$$

Con el dato del volumen del disco se puede calcular el peso de éste con la fórmula siguiente:

$$W_{disco} = \rho_{AC} * V_{disco} * g \quad (6)$$

Donde:

$\rho_{AC}$ : Densidad del material acero A36  $\left[ \frac{Kg}{mm^3} \right]$

$V_{disco}$ : Volumen del disco  $[mm^3]$

$g$ : Gravedad  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$

Al reemplazar los datos en la ecuación (6) se obtiene:

$$W_{disco} = \left( 7,96 \times 10^{-6} \frac{Kg}{mm^3} \right) * (433368,9 \text{ mm}^3) * \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$
$$W_{disco} = 33,42 \text{ N}$$

Ahora se procede a calcular el peso de un perno que se insertará en las perforaciones del disco para lograr el desbalanceo, a partir del catálogo del fabricante se obtiene que cada perno M8 tiene una masa de 11,7 *gramos*, en un simple cálculo al multiplicar por la gravedad, se obtiene el peso del perno adicional.

$$W_{perno} = (11,7 \times 10^{-3} kg) * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_{perno} = 0,115 N$$

Al reemplazar los valores de  $W_{disco}$  y  $W_{perno}$  en la ecuación (4) se obtiene el peso total para cada disco:

$$W_{total} = 33,42 N + 0,115 N$$

$$W_{total} = 33,53 N$$

En el momento que el sistema está en movimiento los pesos extras que se añaden al disco generan una fuerza centrífuga, ésta fuerza se calcula con la siguiente expresión:

$$F_c = \omega^2 * m_p * r \quad (7)$$

Donde:

$\omega$ : Velocidad del motor [ $\frac{rad}{s}$ ]

$m_p$ : Masa del perno [Kg]

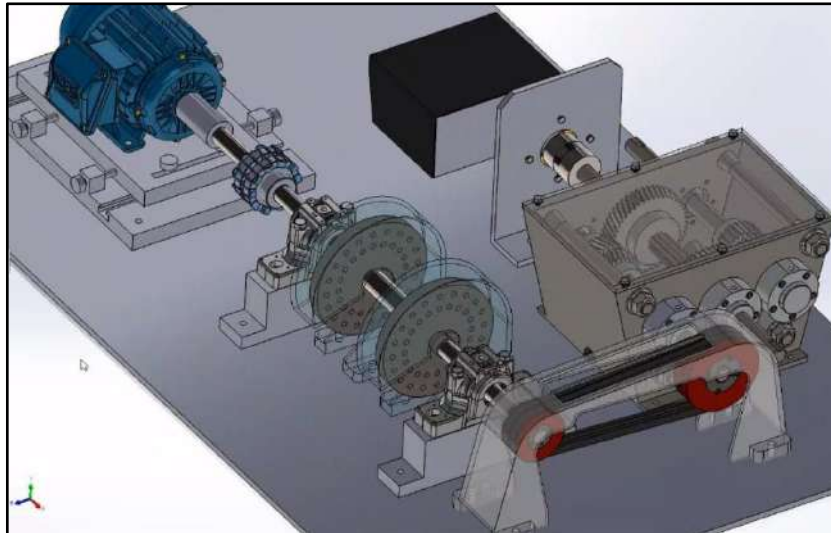
$r$ : Radio a la ubicación del perno en la hilera externa con respecto al eje de rotación [m]

Al reemplazar los datos correspondientes en la ecuación (7), en donde la velocidad  $\omega = 360,235 \frac{rad}{s}$  dato del fabricante y  $r = 75 mm$ , se tiene:

$$F_c = \left(360,235 \frac{rad}{s}\right)^2 * (11,7 \times 10^{-3} kg) * (75 \times 10^{-3} m)$$

$$F_c = 113,87 N$$

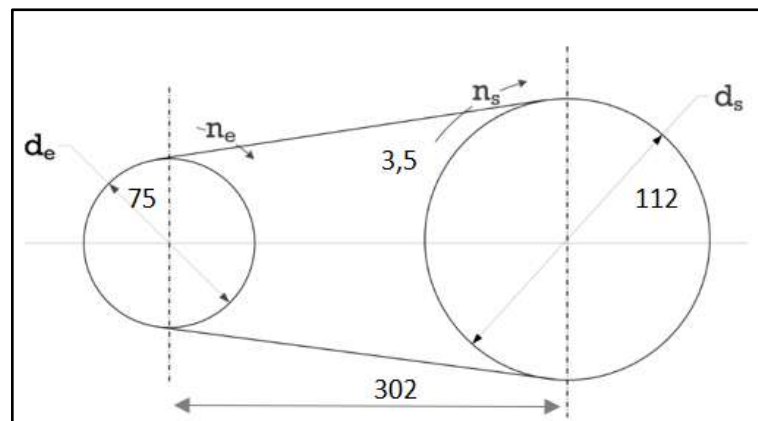
Se debe considerar que el banco de pruebas funciona independientemente y también se completa con diferentes módulos, en tal situación se presenta un sistema de transmisión mediante poleas y bandas al final del eje como se muestra en la figura 21-3



**Figura 21-3.** Opciones de configuraciones del banco de pruebas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Se ha seleccionado el siguiente juego de poleas y bandas por su facilidad de montaje y su inmediata disponibilidad en el mercado, se observa en la figura 22-3



**Figura 22-3.** Sistema de transmisión mediante poleas y bandas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

A partir de la figura 22-3 y por datos proporcionados por el fabricante se obtiene los siguiente:

$$d_e = 75 \text{ mm}$$

$$d_s = 112 \text{ mm}$$

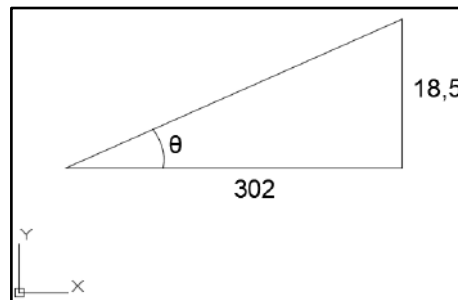
$$L = 302 \text{ mm}$$

$$\text{Relacion lado tenso y lado flojo } \frac{LT}{LF} = 1,5$$

$$\text{espesor} = 35 \text{ mm}$$

$$\rho = 7,86 \times 10^{-6} \frac{Kg}{mm^3}$$

Para descomponer las fuerzas en sus componentes X e Y es necesario obtener el ángulo formado entre la banda y el eje horizontal en este caso eje X, para eso se obtiene el triángulo de la figura 23-3.



**Figura 23-3.** Ángulo formado entre la banda y el eje X

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

$$\theta = \arctan\left(\frac{18,5}{302}\right)$$

$$\theta = 3,5^\circ$$

El torque que se transmite mediante la configuración de poleas y bandas se calcula con la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (8)$$

Donde:

$P$ : Potencia del motor [watts]

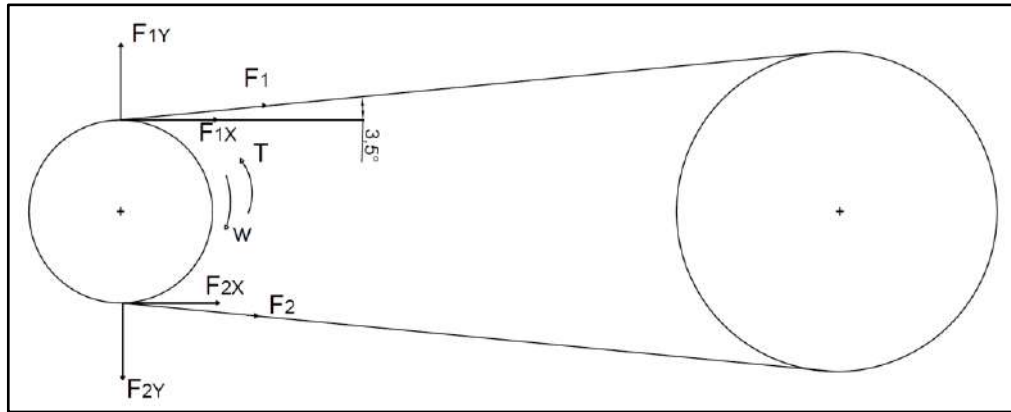
$\omega$ : Velocidad del motor  $\left[\frac{rad}{s}\right]$

La potencia del motor que se seleccionó es 1 HP o 745,7 watts, al reemplazar en la ecuación (8) se obtiene:

$$T = \frac{745,7 \text{ watts}}{361,28 \frac{rad}{s}}$$

$$T = 2,064 \text{ Nm} = 2064,032 \text{ Nmm}$$

Las fuerzas que se producen debido a la tensión en la banda se representan en la figura 24-3, en donde se realiza sus respectivos cálculos para obtener sus componentes en las coordenadas x e y. También se identifica que el lado tenso de la banda produce una tensión  $F_2$  y el lado flojo de la banda produce una tensión  $F_1$



**Figura 24-3.** Fuerzas que actúan en el sistema de transmisión mediante polea y banda

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

El torque que se transmite mediante las poleas y la banda se expresa también con la siguiente ecuación:

$$T = (F_2 - F_1) * r_e \quad (9)$$

Donde:

$F_2$ : Tensión que se produce en el lado tenso de la banda.

$F_1$ : Tensión que se produce en el lado flojo de la banda.

$r_e$ : Radio de la polea conductora

Como se estableció una relación  $\frac{LT}{LF} = 1,5$  es decir  $\frac{F_2}{F_1} = 1,5$ . También se sabe que  $r_e = \frac{d_e}{2}$  al reemplazar en la ecuación (9) y resolver para  $F_1$  se obtiene:

$$T = (1,5 * F_1 - F_1) * \frac{d_e}{2}$$

$$F_1 = \frac{2T}{0,5 * d_e}$$

$$F_1 = \frac{2 * 2064,032 \text{ Nmm}}{0,5 * 75 \text{ mm}}$$

$$F_1 = 112 \text{ N}$$

$$F_2 = 1,5 * F_1 = 168 \text{ N}$$

Se necesitan las componentes de las fuerzas de tensión en las coordenadas X e Y, por lo tanto, con un simple cálculo del seno y coseno del ángulo que se obtuvo en un paso anterior se obtiene:

$$\begin{aligned}
 F_{1x} &= F_1 * \cos(3,5^\circ) \\
 F_{1x} &= 112 * \cos(3,5^\circ) = 111,79 \text{ N} \\
 F_{1y} &= F_1 * \sin(3,5^\circ) \\
 F_{1y} &= 112 * \sin(3,5^\circ) = 6,85 \text{ N} \\
 F_{2x} &= F_2 * \cos(3,5^\circ) \\
 F_{2x} &= 168 * \cos(3,5^\circ) = 167,69 \text{ N} \\
 F_{2y} &= F_2 * \sin(3,5^\circ) \\
 F_{2y} &= 168 * \sin(3,5^\circ) = 10,27 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Mediante suma o resta según el caso se obtiene las fuerzas resultantes que actúan sobre el eje:

$$\begin{aligned}
 F_X &= 279,48 \text{ N} \\
 F_Y &= -3,42 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Por último, la polea posee un peso que se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_{polea} = \pi * r^2 * e * \rho * g \quad (10)$$

Donde:

$r$ : Radio de la polea conductora [ $mm$ ]

$e$ : Espesor de la polea [ $mm$ ]

$\rho$ : Densidad del material de la polea [ $\frac{Kg}{mm^3}$ ]

$g$ : Gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ]

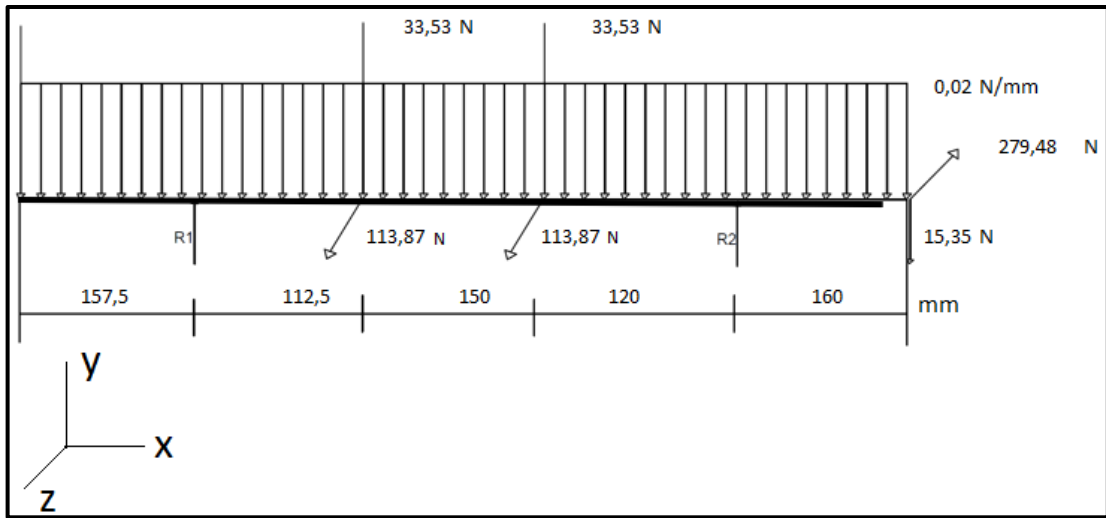
Al reemplazar los datos en la ecuación (10) se obtiene:

$$\begin{aligned}
 W_{polea} &= \pi * (37,5 \text{ mm})^2 * (35 \text{ mm}) * \left(7,86 \times 10^{-6} \frac{Kg}{mm^3}\right) * 9,81 \frac{m}{s^2} \\
 W_{polea} &= 11,92 \text{ N}
 \end{aligned}$$

### 3.3.3.3 Diagramas de cortante y momento flector



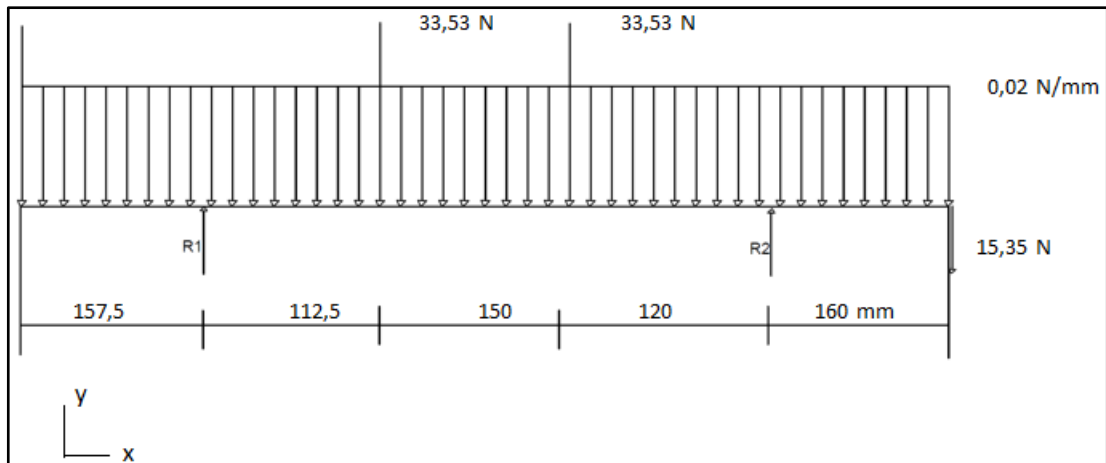
Una vez que se ha determinado todas las fuerzas que actúan sobre el eje se representan éstas en el diagrama de cuerpo libre de la figura 25-3



**Figura 25-3.** Diagrama de cuerpo libre del eje

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

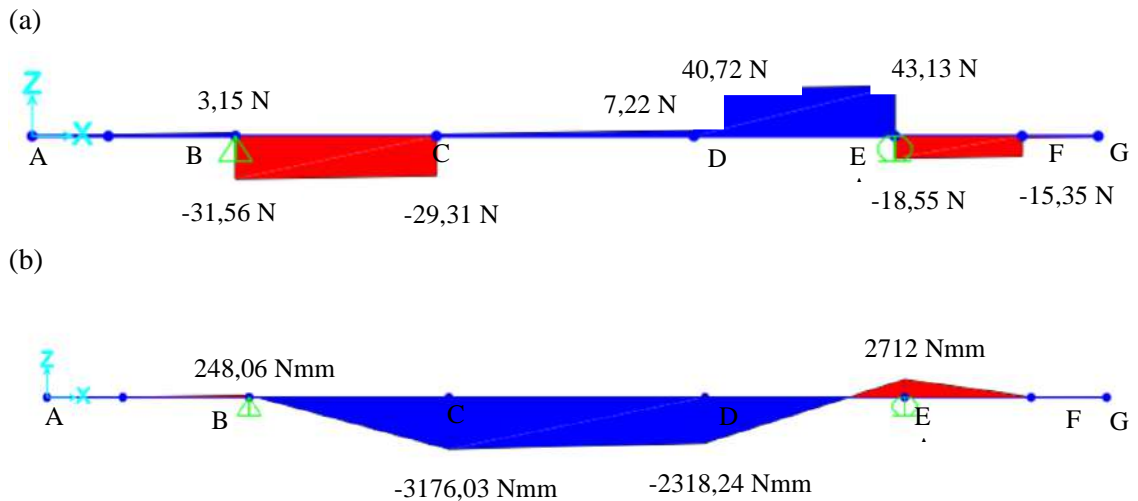
En la configuración del eje en el plano XY actúan las fuerzas debido al peso propio del eje, los pesos de los discos y la polea y la fuerza en el eje Y debido a la tensión de la banda, estas fuerzas se representan a continuación en la figura 26-3



**Figura 26-3.** Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

En la figura 27-3 (a) se muestra el diagrama de fuerza cortante, en el cual se puede observar las reacciones R1 y R2 y la figura 44-3 (b) se muestra el diagrama de momento flector para el plano XY



**Figura 27-3.** (a) Diagrama de fuerza cortante. (b) Diagrama de momento flector en el plano XY

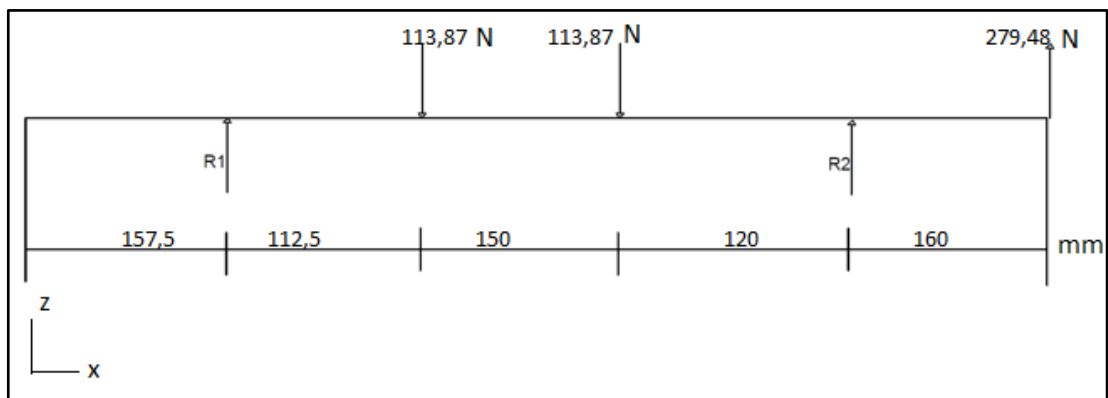
Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

En el plano XY se obtienen las reacciones  $R_{1y}$  y  $R_{2y}$  se listan a continuación:

$$R_{1y} = 34,71 \text{ N}$$

$$R_{2y} = 61,67 \text{ N}$$

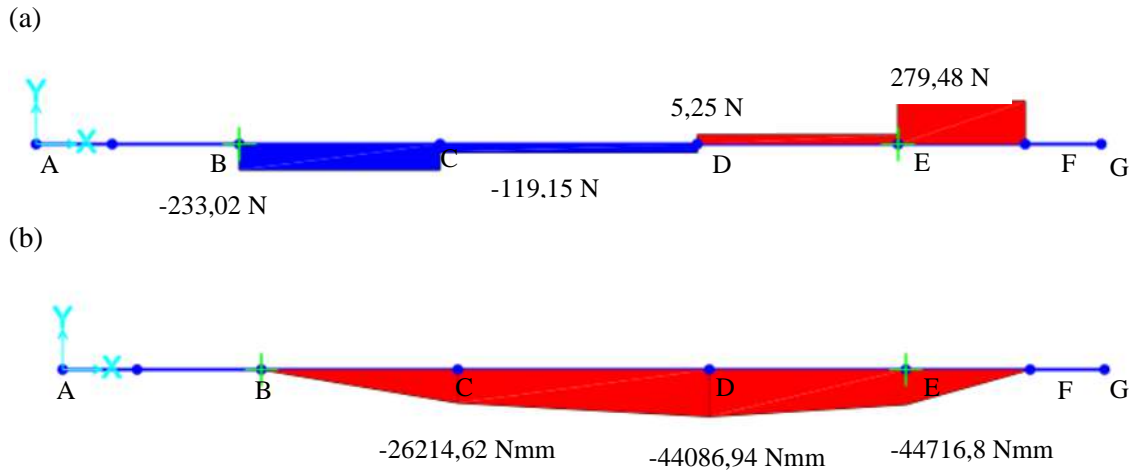
En la configuración del eje en el plano XZ actúan las fuerzas centrífugas que se producen en los discos y la fuerza en el eje Z debido a la tensión de la banda, estas fuerzas se representan a continuación en la figura 28-3



**Figura 28-3.** Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

En la figura 29-3 (a) se muestra el diagrama de fuerza cortante, en el cual se puede observar las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  y la figura 29-3 (b) se muestra el diagrama de momento flector para el plano XZ



**Figura 29-3.** a) Diagrama de fuerza cortante. (b) Diagrama de momento flector en el plano XZ

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

En el plano XY se obtienen las reacciones  $R_{1z}$  y  $R_{2z}$  y se listan a continuación:

$$R_{1z} = 233,02 \text{ N}$$

$$R_{2z} = 284,73 \text{ N}$$

Una vez que se obtiene las reacciones en las componentes Y y Z con el teorema de Pitágoras se obtiene las cargas radiales que actúan en los apoyos que será de utilidad en el posterior cálculo de rodamientos:

$$R_1 = \sqrt{(R_{1y})^2 + (R_{1z})^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(34,71 \text{ N})^2 + (233,02 \text{ N})^2} = 235,59 \text{ N}$$

$$R_1 = 0,236 \text{ KN}$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2y})^2 + (R_{2z})^2}$$

$$R_2 = \sqrt{(61,67 \text{ N})^2 + (284,73 \text{ N})^2} = 291,33 \text{ N}$$

$$R_2 = 0,291 \text{ KN}$$

Para el cálculo del diámetro del eje se necesita el momento flector máximo en el punto más crítico, luego de la inspección se determinó que el punto más crítico es el punto D, entonces se determina el momento flector equivalente generado en el plano XY y en el plano XZ mediante el teorema de Pitágoras.

$$M_{fD} = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2}$$

$$M_{fD} = \sqrt{(-2318,2 \text{ Nmm})^2 + (-44086,94 \text{ Nmm})^2}$$

$$M_{fD} = 44798,96 \text{ Nmm}$$

### 3.3.3.4 Cálculo de concentración de esfuerzos

El factor de concentración del esfuerzo por fatiga  $K_f$  se calcula con la siguiente ecuación:

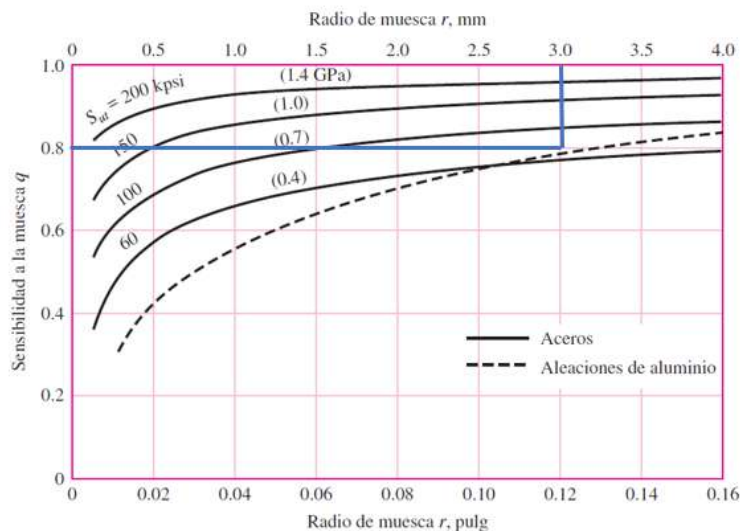
$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (11)$$

Donde:

$q$ : Sensibilidad a la muesca

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzo debido a la muesca

En primera instancia se calcula la sensibilidad de la muesca en dos casos, cuando el eje está sometido a flexión inversa  $q$  y en el caso de que el eje está sometido a torsión inversa  $q_c$ . En el caso de aceros sometidos a flexión inversa se usa el gráfico 2-3 para encontrar  $q$ , en donde se establece un radio de muesca  $r = 3 \text{ mm}$  y el  $S_{ut}$  del acero inoxidable 304 es  $0,52 \text{ GPa}$ .

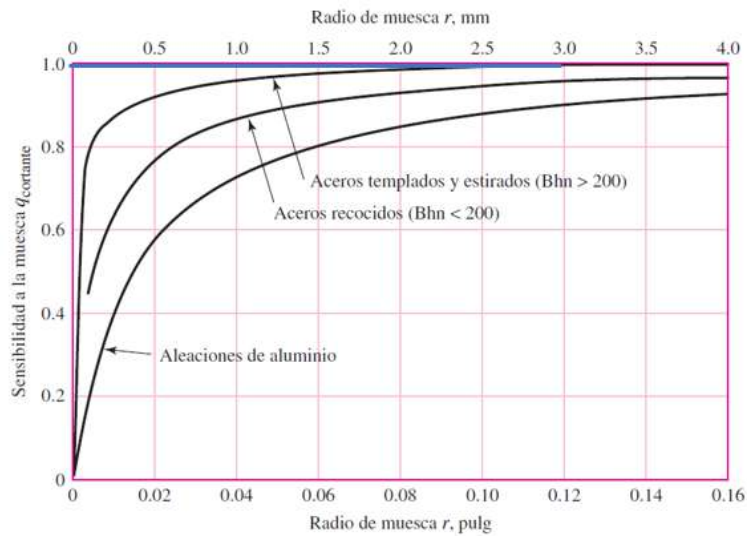


**Gráfico 2-3.** Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.287)

Del gráfico 2-3 se obtiene que  $q = 0,8$

En el caso de aceros sometidos a torsión inversa se usa el gráfico 3-3 para encontrar  $q_c$ , en donde se establece un radio de muesca  $r = 3 \text{ mm}$  y se sabe que se trata de un acero templado y estirado:

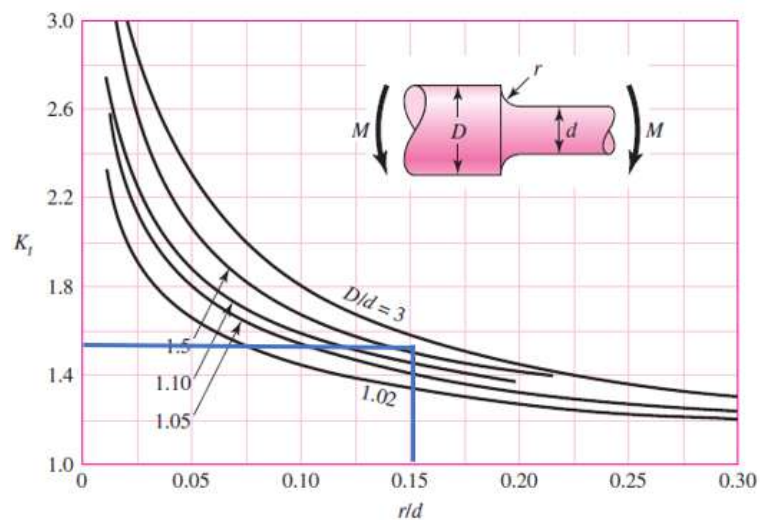


**Gráfico 3-3.** Sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a torsión inversa

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.288)

Del gráfico 3-3 se obtiene que  $q_c = 1$

Se procede a calcular el factor de concentración de esfuerzo debido a la muesca  $K_t$  para flexión inversa, para lo cual se usa el gráfico 4-3 en donde según los datos se sabe que las relaciones  $\frac{r}{d} = 0,15$  y  $\frac{D}{d} = 1,27$

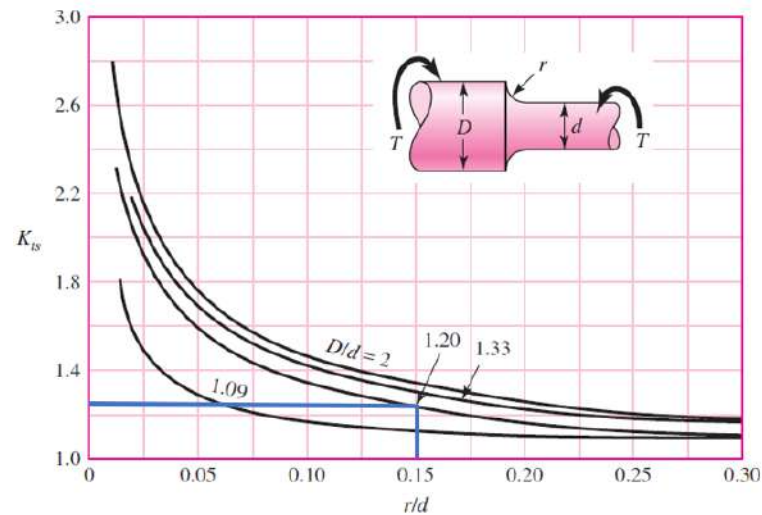


**Gráfico 4-3.** Eje redondo con filete en el hombro en flexión

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.1008)

Del gráfico 4-3 se obtiene que  $K_t = 1,5$  para flexión inversa.

Ahora se procede a calcular el factor de concentración de esfuerzo debido a la muesca  $K_{ts}$  para torsión inversa, para lo cual se usa el gráfico 5-3 en donde según los datos se sabe que las relaciones  $\frac{r}{d} = 0,15$  y  $\frac{D}{d} = 1,27$



**Gráfico 5-3.** Eje redondo con filete en el hombro en torsión.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.1008)

Del gráfico 5-3 se obtiene que  $K_{ts} = 1,28$  para torsión inversa.

Una vez que se obtiene los datos de  $q$ ,  $q_c$ ,  $K_t$ ,  $K_{ts}$  y al reemplazar en la ecuación (11) se obtiene el factor de concentración del esfuerzo por fatiga  $K_f$  y  $K_{fs}$  para flexión y torsión inversa respectivamente:

$$K_f = 1 + 0,8 * (1,5 - 1)$$

$$K_f = 1,4$$

$$K_{fs} = 1 + 1 * (1,28 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,28$$

### 3.3.3.5 Cálculo del factor de modificación de la condición superficial

Marín (1962) determinó que el factor de modificación de la condición superficial  $K_a$  se determina con la siguiente ecuación:

$$K_a = a(S_{ut})^b \quad (12)$$

Donde:

$S_{ut}$ : Esfuerzo último en tracción para el acero inoxidable A304,  $S_{ut} = 520 \text{ MPa}$

Los factores  $a$  y  $b$  depende el acabado superficial y se lo determina con la ayuda de la tabla 20-3

**Tabla 20-3:** Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

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

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.280)

Como el acabado superficial es un maquinado o laminado en frío de la tabla 20-3 se obtiene:

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

Y al reemplazar en la actuación (12) se obtiene el factor  $K_a$

$$K_a = 4,51 * (520)^{-0,265}$$

$$K_a = 0,862$$

### 3.3.3.6 Cálculo del factor de modificación del tamaño

Según Marín (1962) el factor de modificación del tamaño  $K_b$  depende el diámetro que se asumió en la primera iteración, en este caso  $d = 25,4 \text{ mm}$  y como  $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$  se utiliza siguiente ecuación:

$$K_b = 1,24d^{-0,107} \quad (13)$$

Y al reemplazar en la actuación (13) se obtiene el factor  $K_b$

$$K_b = 1,24 * (25,4)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,877$$

### 3.3.3.7 Cálculo del factor de confiabilidad

Según Haugen y Wirching (1975) el factor de confiabilidad  $K_c$  se puede determinar con la ayuda de la tabla 21-3

**Tabla 21-3:** Factores de confiabilidad correspondientes a ocho desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_u$	Factor de confiabilidad $k_u$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.285)

El porcentaje de confiabilidad se fijó en un 99% por tanto de la tabla 21-3 se obtiene:

$$K_c = 0,814$$

### 3.3.3.8 Cálculo del factor de modificación de la temperatura

Según Budynas y Nisbett (2008) el factor de modificación de la temperatura  $K_d$  se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (14)$$

Donde:

$S_T$ : Resistencia a la tensión a la temperatura de operación.

$S_{RT}$ : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente.

Con la ayuda de la tabla 22-3 se obtiene el factor  $K_d$



**Tabla 22-3:** Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008: p.283)

La temperatura se considera de 20 °C, por lo tanto, de la tabla 22-3 se obtiene:

$$K_d = 1$$

### 3.3.3.9 Cálculo del factor de modificación de efectos varios

Los valores reales del factor de modificación de efectos varios  $K_g$  no siempre están disponibles, en tal caso se fija el valor de  $K_g = 1$

### 3.3.3.10 Cálculo del límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de elementos de máquinas

Después de cuantificar los efectos de la condición superficial, el tamaño, de confiabilidad, la temperatura, y otros propuestos por Marín (1962), plantea la siguiente ecuación para ajustar el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_g S'_e \quad (15)$$

Donde:

$K_a$ : Factor de acabado superficial,  $K_a = 0,862$

$K_b$ : Factor de tamaño,  $K_b = 0,877$

$K_c$ : Factor de confiabilidad,  $K_c = 0,814$

$K_d$ : Factor de temperatura,  $K_d = 1$

$K_g$ : Factor de efectos vario,  $K_g = 1$

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

El límite de resistencia a la fatiga se calcula con la siguiente ecuación

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad (16)$$

Al reemplazar el valor de  $S_{ut} = 520 \text{ MPa}$  en la ecuación (16) se tiene:

$$S'_e = 0,5 * (520 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 260 \text{ MPa}$$

Finalmente, al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (15) se obtiene

$$S_e = 0,862 * 0,877 * 0,814 * 1 * 1 * 260$$

$$S_e = 159,99 \text{ MPa}$$

### 3.3.3.11 Cálculo del diámetro según ASME B106.1M

Se usa la fórmula de ASME elíptica ya que está basada en datos experimentales, por lo que constituye un método de cálculo adecuado.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (17)$$

Donde:

$M_a$ : Momento flector amplitud

$M_m$ : Momento flector medio

$T_a$ : Momento torsor amplitud

$T_m$ : Momento torsor medio

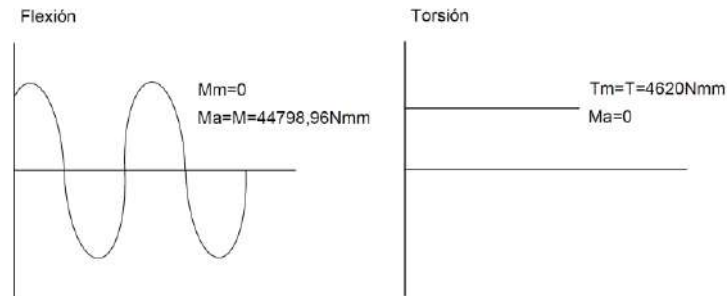
$k_f$ : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión inversa,  $k_f = 1,4$

$k_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión inversa,  $k_{fs} = 1,28$

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga,  $S_e = 159,99 \text{ MPa}$

$S_y$ : Límite de resistencia a la fluencia en tracción,  $S_y = 220 \text{ MPa}$

El análisis de esfuerzos para determinar los momentos medio y amplitud se considera que los esfuerzos normales son totalmente reversibles y los esfuerzos transversales son constantes entonces se tiene:



**Gráfico 6-3.** Análisis de esfuerzos reversibles tanto a flexión como a torsión en fatiga.

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Al reemplazar los valores y datos obtenidos y se asume un coeficiente de seguridad  $n = 2$  en la ecuación (17) se obtiene el diámetro en una segunda iteración

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{1,4 * 44798,96}{159,99} \right)^2 + 3 \left( \frac{1,28 * 4620}{220} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 19,989 \text{ mm}$$

Según los requerimientos planteados el diámetro  $d = 19,989 \text{ mm}$  cumple con todos los requerimientos tanto al análisis estático y al análisis a fatiga, por lo tanto, esta iteración es válida y se puede quedar con el diámetro de 1 pulg o 25,4 mm al ser mayor que 19,989 mm para aumentar el margen de seguridad y por su disponibilidad inmediata en el mercado.

### 3.3.3.12 Análisis de rigidez

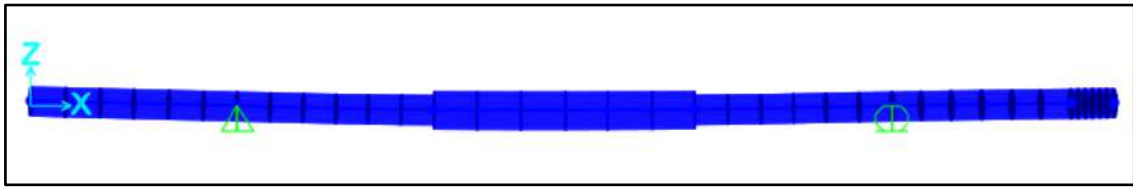
El criterio de rigidez es más exigente que el análisis estático y el análisis a fatiga, un valor recomendado para limitar las deflexiones de modo que sean seguras y no produzcan la falla del eje es:

$$\delta < \gamma \text{ donde } \gamma = 0,0003 L \quad (18)$$

Donde:

$L$ : Distancia entre apoyos

Para el cálculo de las deflexiones a las que está sometido el eje se utilizó el software SAP 2000 V22



**Figura 30-3.** Deformación del eje

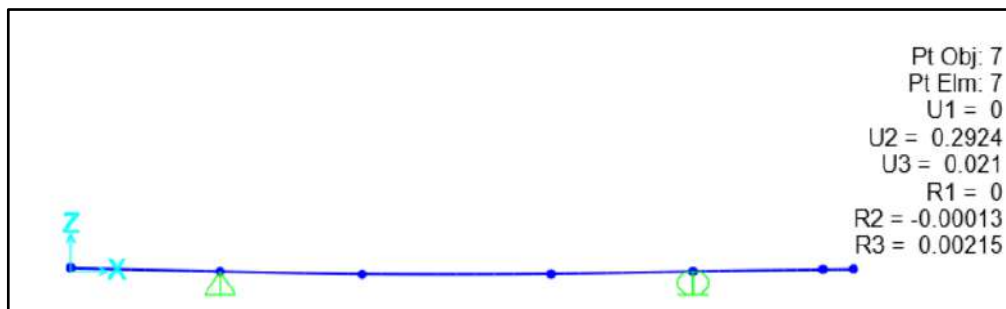
Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

La distancia entre apoyos para la configuración del eje es  $L = 433 \text{ mm}$  por lo tanto la deflexión máxima con la ecuación (18) es:

$$\gamma = 0,0003 * 433 \text{ mm}$$

$$\gamma = 0,1299 \text{ mm}$$

Los valores de las deflexiones en el punto más crítico que nos brinda el software SAP 2000 se puede observar en la figura 31-3



**Figura 31-3.** Deformación del eje en el punto más crítico.

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

De la figura 31-3 se obtiene:

$$U_2 = 0,2924 \text{ mm}$$

$$U_3 = 0,021 \text{ mm}$$

$$\delta = \sqrt{(U_2)^2 + (U_3)^2}$$

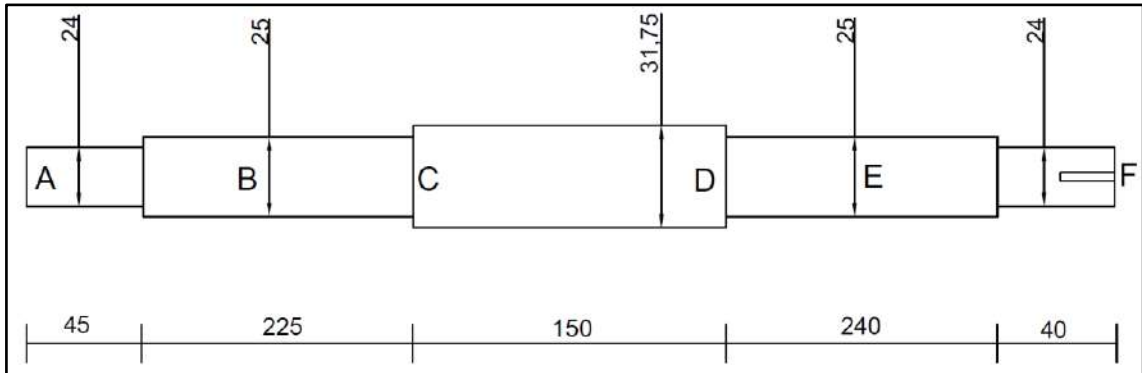
$$\delta = \sqrt{(0,2924 \text{ mm})^2 + (0,021 \text{ mm})^2}$$

$$\delta = 0,2932 \text{ mm}$$

$$\delta < \gamma$$

$$0,2932 < 0,1299 \rightarrow \text{No cumple}$$

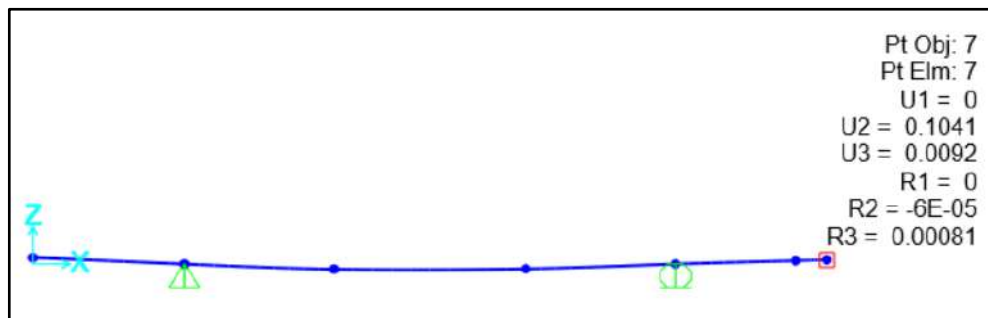
En el diseño el parámetro más determinante es la rigidez, por lo tanto, en una tercera iteración se debe aumentar la sección del eje para que cumpla con estos requerimientos, en donde se ha seleccionado un diámetro comercial de 1 ¼" o 31,75 mm por su disponibilidad en el mercado, finalmente la configuración definitiva del eje se muestra en la figura 32-3.



**Figura 32-3.** Nueva configuración del eje para el banco de pruebas, unidades en [mm].

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Los valores de las deflexiones en el punto más crítico que nos brinda el software SAP 2000 para la nueva configuración del eje se puede observar en la figura 33-3



**Figura 33 -3.** Deformación del eje en el punto más crítico.

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

De la figura 33-3 se obtiene:

$$U_2 = 0,1041 \text{ mm}$$

$$U_3 = 0,0092 \text{ mm}$$

$$\delta = \sqrt{(U_2)^2 + (U_3)^2}$$

$$\delta = \sqrt{(0,1041 \text{ mm})^2 + (0,0092 \text{ mm})^2}$$

$$\delta = 0,1045 \text{ mm}$$

$$\delta < \gamma$$

$$0,1045 < 0,1299 \rightarrow \text{Si cumple}$$

Con esta configuración del eje se cumple los requerimientos de rigidez por lo que esta iteración es aceptable y validada mediante los cálculos pertinentes.

### 3.3.3.13 Análisis de velocidades críticas

La velocidad crítica de un eje es la velocidad a la cuál un eje se vuelve dinámicamente inestable y tiene altas probabilidades que se produzcan grandes vibraciones. Para los diseñadores el cálculo de las velocidades críticas se lo realiza por medio del método de Rayleigh-Ritz y el método de Dunkerley.

### 3.3.3.14 Cálculo de la velocidad crítica de Rayleigh-Ritz

La velocidad crítica de Rayleigh-Ritz se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g (W_1 * \delta_1 + W_2 * \delta_2 + \dots + W_n * \delta_n)}{W_1 * \delta_1^2 + W_2 * \delta_2^2 + \dots + W_n * \delta_n^2}} \quad (19)$$

Donde:

$g$ : Gravedad,  $g = 9819 \text{ mm/s}^2$

$W_n$ : Pesos debido a cada componente (discos, poleas) [N]

$\delta_n$ : Deformaciones debido a cada carga [mm]

Los datos necesarios para aplicar la ecuación de Rayleigh-Ritz se listan en la tabla 23-3, datos que se obtuvieron con la ayuda del software SAP 2000

**Tabla 23-3:** Datos de pesos y deformaciones que actúan en el eje para el cálculo de la velocidad crítica de Rayleigh-Ritz

Método Rayleigh Ritz		
Masa disco 1	33,53	N
Masa disco 2	33,53	N
Gravedad	9810	mm/s <sup>2</sup>
Deformación M1	0,0106	mm
Deformación M2	0,0098	mm

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Al reemplazar los datos de la tabla 23-3 en la ecuación (19) se obtiene la velocidad crítica de Rayleigh-Ritz:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810 (33,53 * 0,0106 + 33,52 * 0,0098)}{33,53 * (0,0106)^2 + 33,52 * (0,0098)^2}}$$

$$n_c = 9357,8 \text{ rpm}$$

### 3.3.3.15 Cálculo de la velocidad crítica de Dunkerley

La velocidad crítica de Dunkerley se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{nc^2} = \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \dots + \frac{1}{n_n^2} \quad (20)$$

Donde:

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{11}}} \quad n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{22}}} \quad n_n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{nn}}}$$

$g$ : Gravedad,  $g = 9819 \text{ mm/s}^2$

$\delta_n$ : Deformaciones debido a cada carga [mm]

Los datos de las deformaciones necesarias para aplicar la ecuación de Dunkerley se listan en la tabla 24-3, datos que se obtuvieron con la ayuda del software SAP 2000.

**Tabla 24-3:** Datos de deformaciones que actúan en el eje para el cálculo de la velocidad crítica de Dunkerley.

Método Dunkerley		
Deformación M1	0,0069	mm
Deformación M2	0,0069	mm
Deformación peso propio	0,0006	mm

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Con los datos de la tabla 24-3 se puede calcular las velocidades críticas de para cada peso de los elementos incluido el peso propio del eje:

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,0069}}$$

$$n_1 = 11386 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,0069}}$$

$$n_2 = 11386 \text{ rpm}$$

$$n_p = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,0006}}$$

$$n_p = 38613 \text{ rpm}$$

Al reemplazar los valores obtenidos en la ecuación (20) se obtiene la velocidad crítica de Dunkerley:

$$\frac{1}{nc^2} = \frac{1}{(11386 \text{ rpm})^2} + \frac{1}{(11386 \text{ rpm})^2} + \frac{1}{(38613 \text{ rpm})^2}$$

$$n_c = 7881,8 \text{ rpm}$$

### 3.3.3.16 Análisis de resonancia

Se dice que un eje entra en resonancia cuando su velocidad de operación es igual o próxima a su velocidad crítica lo que en consecuencia produce vibraciones fuertes y esfuerzos exagerados en los elementos de máquinas.

Se debe evitar trabajar a un 15% por encima de la velocidad crítica de Rayleigh-Ritz y por debajo de la velocidad crítica de Dunkerley. En la tabla 25-3 se lista las velocidades Rayleigh-Ritz aumentada un margen del 15 % y la velocidad crítica de Dunkerley disminuida un margen del 15%.

**Tabla 25-3:** Control de velocidades críticas del eje

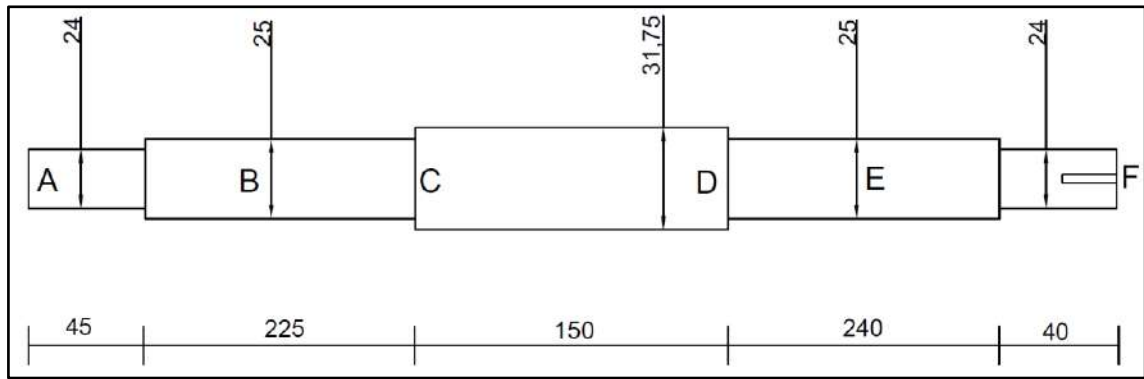
<b>Control de Velocidad</b>		
V. Rayleigh-Ritz	10761,43	rpm
V. Dunkerley	6699,52	rpm
Velocidad eje	3440	rpm

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Como se puede observar de la tabla 25-3 la velocidad el eje esta fuera y por debajo del intervalo de las velocidades críticas de Rayleigh-Ritz y Dunkerley, entonces se concluye que el eje no está en resonancia.

Finalmente, al comprobar que el eje cumple con todos los requerimientos como análisis estático, análisis a fatiga, control de rigidez, y control de resonancia se establece como definitiva la tercera iteración que nos da la siguiente configuración del eje:





**Figura 34 -3.** Configuración definitiva del eje para el banco de pruebas, unidades en [mm].

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.3.3.17 Cálculo de la chaveta

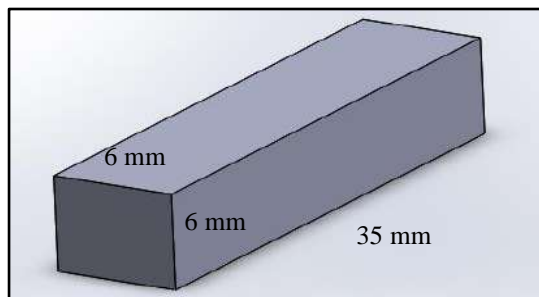
La cuña se fabricará con un acero AISI 1006 laminado en frío con un  $S_y = 280 \text{ MPa}$  y los datos necesarios para el cálculo se listan en la tabla 26-3.

**Tabla 26-3:** Datos de la chaveta para el eje del banco de pruebas.

Diseño de la chaveta		
Torque	4620,00	Nmm
Diámetro eje	24	mm
L	35	mm
w	6	mm
h	6	mm

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

De acuerdo al diámetro del eje en donde se ubica la chaveta que en este caso es de 24 mm se ha seleccionado la configuración de la chaveta que se muestra en la figura 35-3.



**Figura 35 -3.** Configuración de la chaveta para el eje del banco de pruebas

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

La chaveta se debe verificar a corte y a compresión. Para verificar la falla de la chaveta a corte se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{2T}{dwL} = \frac{S_{sy}}{n} \quad (21)$$

Donde:

$T$ : Torque [Nmm]

$d$ : Diámetro del eje [mm]

$w$ : Ancho de la cuña [mm]

$L$ : Longitud de la cuña [mm]  $L = \frac{L}{2}$

$S_{sy}$ : Límite elástico en cortante  $S_{sy} = \frac{S_y}{2}$

Al reemplazar los datos de la tabla 26-3 en la ecuación (21) se obtiene:

$$\sigma = \frac{2 * (4620 \text{ Nmm})}{(24 \text{ mm}) * (6 \text{ mm}) * (\frac{35}{2} \text{ mm})} = \frac{280 \text{ MPa}}{2 n}$$

$$n = 38,18$$

Para verificar la falla de la chaveta a compresión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{4T}{d h L} = \frac{S_y}{n} \quad (22)$$

Donde:

$T$ : Torque [Nmm]

$d$ : Diámetro del eje [mm]

$h$ : Altura de la cuña [mm]

$L$ : Longitud de la cuña [mm]  $L = \frac{L}{2}$

$S_y$ : Límite elástico en compresión

Al reemplazar los datos de la tabla 26-3 en la ecuación (22) se obtiene:

$$\sigma = \frac{4 * (4620 \text{ Nmm})}{(24 \text{ mm}) * (6 \text{ mm}) * (\frac{35}{2} \text{ mm})} = \frac{280 \text{ MPa}}{n}$$

$$n = 38,18$$

### 3.3.4 Selección de rodamientos

Se utilizará rodamientos de la marca SKF y para la selección se considera los siguientes parámetros.

- Diámetro del eje: 25 mm
- Horas de funcionamiento: 8000 h
- Velocidad de trabajo: 3440 rpm
- Carga radial: 0,258 KN
- Montaje con manguito de fijación
- Contaminación típica

Se ha seleccionado un rodamiento de bolas a rótula sobre un manguito de fijación (Ver Anexo A)

**Tabla 27-3:** Datos del rodamiento SKF seleccionado

<b>Rodamiento 2206 EKTN9</b>		
C	23,8	KN
Co	6,7	KN
Pu	0,35	KN
Kr	0,045	

Fuente: (SKF, 2019b: p.452)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

#### 3.3.4.1 Cálculo de la vida nominal básica del rodamiento

La vida nominal básica con una confiabilidad básica del 90% del rodamiento  $L_{10h}$  se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 n} \right) \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (23)$$

Donde:

$n$ : Velocidad de giro [rpm]

$C$ : Capacidad de carga básica dinámica [KN]

$P$ : Carga dinámica equivalente del rodamiento [KN]

$p$ : exponente de la ecuación de la vida  $p = 3$  para rodamientos de bola

Como no existe carga axial, la carga dinámica equivalente del rodamiento,  $P$ , es igual a la carga radial dividido por dos:

$$P = \frac{0,291 \text{ KN}}{2}$$
$$P = 0,146 \text{ KN}$$

Al reemplazar los valores y datos en la ecuación (23) se obtiene:

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 * (3440 \text{ rpm})} \right) \left( \frac{23,8 \text{ KN}}{0,146 \text{ KN}} \right)^3$$
$$L_{10h} = 30426503 \text{ horas}$$
$$L_{10h} > 8000 \text{ horas} \rightarrow \text{Si cumple}$$

#### 3.3.4.2 Condición de lubricación del rodamiento

Cuando un rodamiento ha alcanzado su velocidad y temperatura de funcionamiento, la condición de lubricación del rodamiento es:

$$K = \frac{V}{V_1} \quad (24)$$

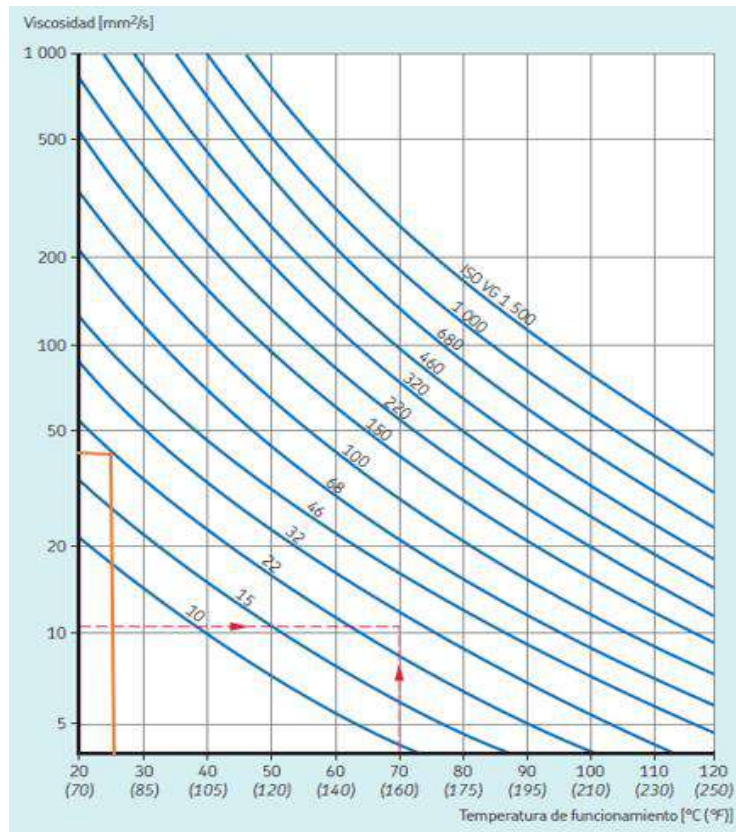
Donde:

$K$ : Condición de lubricación del rodamiento.

$V$ : Viscosidad real de funcionamiento del aceite o de la grasa  $\left[\frac{mm^2}{s}\right]$

$V_1$ : Viscosidad nominal, en función del diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro  $\left[\frac{mm^2}{s}\right]$

La viscosidad real de funcionamiento  $V$  se determina a partir del grado de viscosidad según ISO del aceite o grasa y la temperatura de funcionamiento con la ayuda del gráfico 7-3



**Gráfico 7-3.** Diagrama de la temperatura de viscosidad según los grados de viscosidad de la ISO (Aceites minerales, índice de viscosidad 95)

**Fuente:** (SKF, 2019b: p.100)

Del gráfico 7-3 se obtiene:

$$V = 48 \frac{mm^2}{s}$$

La viscosidad nominal  $V_1$  se puede obtener con la ayuda del gráfico 8-3 utilizando el diámetro medio del rodamiento [mm] y la velocidad de giro [rpm]. El diámetro medio del rodamiento se calcula con la siguiente ecuación:

$$d_m = 0,5(d + D) \quad (25)$$

Donde:

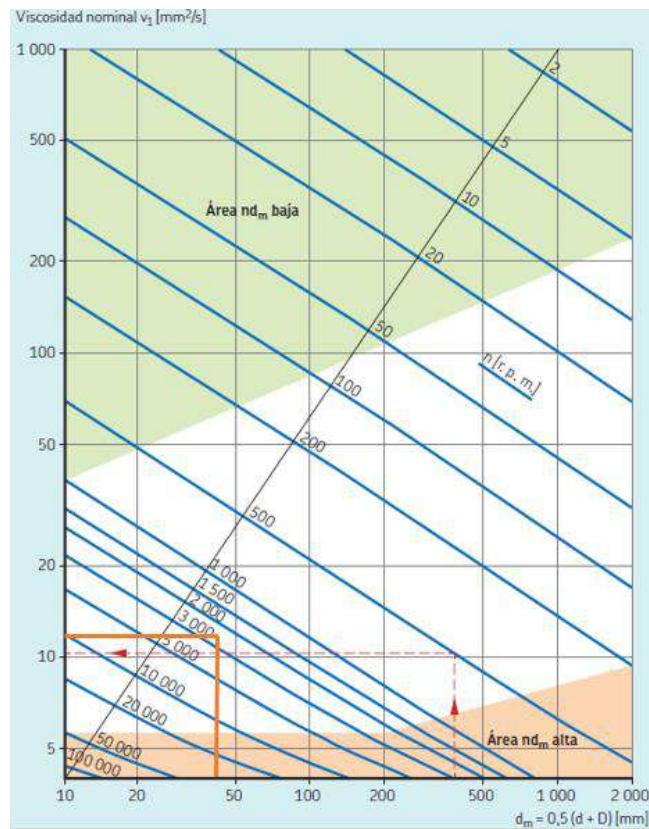
$d$ : Diámetro del eje,  $d = 25 \text{ mm}$

$D$ : Dimensión del rodamiento,  $D = 62 \text{ mm}$

Al reemplazar en la ecuación (25) se tiene:

$$d_m = 0,5 * (25 + 62) \text{ mm}$$

$$d_m = 43,5 \text{ mm}$$



**Gráfico 8-3.** Cálculo de la viscosidad nominal  $V_1$

Fuente: (SKF, 2019b: p.101)

Del gráfico 8-3 se obtiene:

$$V_1 = 12 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Al reemplazar los datos obtenidos en la ecuación (24) se verifica la condición de lubricación, en donde mientras mayor sea el valor de  $K$  mejor será la condición de lubricación del rodamiento y su vida útil.

$$K = \frac{48 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{12 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}$$

$$K = 4$$

Como  $K = 4$ , esto significa que la carga de contacto de rodadura es soportada por la película de lubricante.

### 3.3.4.3 Factor de contaminación del rodamiento

De acuerdo al anexo B, cuando se tiene una contaminación típica, es decir, rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior, el factor de contaminación  $n_c$  es:

$$n_c = 0,2$$

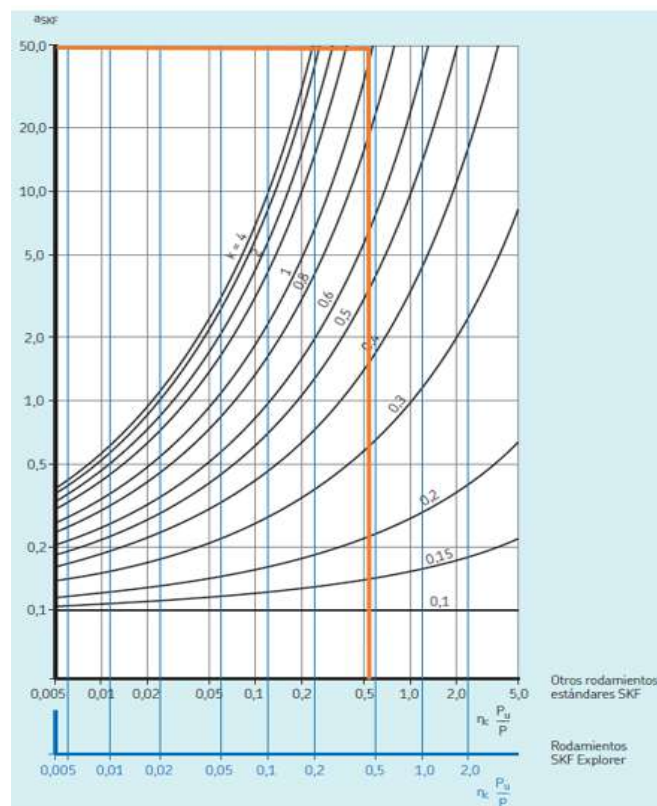
### 3.3.4.4 Cálculo del factor de modificación de la vida útil aSKF

En primera instancia se calcula:

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0,2 * \frac{0,35 \text{ KN}}{0,129 \text{ KN}}$$

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0,543$$

Con este dato recién calculado 0,543 y con  $K = 4$  y con ayuda del gráfico 9-3 se obtiene el factor aSKF para el rodamiento.



**Gráfico 9-3.** Factor aSKF para los rodamientos radiales de bolas.

**Fuente:** (SKF, 2019b: p.97)

Del gráfico 9-3 se obtiene que el factor de modificación de la vida útil aSKF es:

$$a_{SKF} = 50$$

#### 3.3.4.5 Cálculo de la vida normal SKF

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{10mh} = a_{SKF} \cdot L_{10h} \quad (26)$$

Al reemplazar los datos que se obtuvieron anteriormente en los apartados 3.3.4.1 y 3.3.4.4 en la ecuación (26) se obtiene:

$$L_{10mh} = 50 * 30426503 \text{ horas}$$

$$L_{10mh} = 1521325150 \text{ horas}$$

#### 3.3.4.6 Cálculo de la carga mínima de cargas

Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio los rodamientos deben estar siempre sometidos a una carga mínima determinada con la siguiente ecuación:

$$F_{rm} = K_r \left( \frac{Vn}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{d_m}{100} \right)^2 \quad (27)$$

Donde:

$$K_r = 0,045$$

$$V = 48 \frac{mm^2}{s}$$

$$n = 3440 \text{ rpm}$$

$$d_m = 43,5 \text{ mm}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (27) se obtiene:

$$F_{rm} = 0,045 * \left( \frac{48 * 3440}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} * \left( \frac{43,5}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,256 \text{ KN}$$

$$0,256 \text{ KN} < 0,258 \text{ KN} \rightarrow \text{Si cumple}$$



### 3.3.5 Selección de chumaceras bipartidas

Los soportes de pie SNL de SKF se utilizan con rodamientos de bolas a rótula y para la selección se considera los siguientes parámetros:

- Diámetro del eje: 25 mm
- Rodamiento: 2206 EKTN9

Como los rodamientos y los soportes de chumaceras son de la marca SKF al seguir las recomendaciones del catálogo SKF (Ver anexo C) se hace la siguiente selección:

**Tabla 28-3:** Elementos de la chumacera seleccionada

<b>Selección de chumacera bipartida</b>	
Soporte	SNL 506-605
Obturaciones	TSN 506 G
Tapa lateral	ASNH 506-605
Manguito de fijación	H 306
Anillos de fijación 2 por soporte	FRB 6/62

Fuente:(SKF, 2009, p.57)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.3.6 Selección del acople flexible

Se utiliza un acople flexible de rejilla y para la selección se considera los siguientes parámetros:

- Potencia: 0,746 KW
- Velocidad de giro: 3440 rpm
- Diámetro del eje: 24 mm

#### 3.3.6.1 Cálculo del torque nominal del sistema

En primera instancia se calcula el torque del sistema con la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P * 9550}{N} \quad (28)$$

Donde:

P: Potencia [KW]

$N$ : Velocidad de giro [rpm]

Al reemplazar los datos en la ecuación (28) se tiene:

$$T = \frac{(0,746 \text{ KW}) * 9550}{3440 \text{ rpm}}$$
$$T = 2,07 \text{ Nm}$$

### 3.3.6.2 *Factor de servicio*

Según el catálogo SKF (Anexo D) el factor de servicio para una aplicación de banco de pruebas es:

$$f_s = 1$$

### 3.3.6.3 *Selección del acople flexible de rejilla*

Se calcula el torque del sistema y en base a este dato se selecciona un acople en el catálogo SKF cuyo torque sea mayor al calculado (ver anexo E).

$$C = f_s * T$$
$$C = 1 * 2,07 \text{ Nm}$$
$$C = 2,07$$

Entonces se seleccionó un acople flexible de rejilla 1020 *TGH*

### 3.4 Construcción, montaje y pruebas de funcionamiento del banco de pruebas

Una vez realizado el diseño del banco de pruebas se procede con su construcción, para ello se detalla a continuación las máquinas, herramientas y procesos que se llevaron a cabo para la construcción de los distintos elementos que conforma el banco de pruebas. Posteriormente se realizará el montaje y pruebas de funcionamiento con el fin de verificar que el mismo cumpla con los requerimientos establecidos en el diseño.

#### 3.4.1 Construcción del banco de pruebas

A continuación, se detalla las máquinas y herramientas utilizadas para la construcción del banco de pruebas:

**Tabla 29-3:** Máquinas y herramientas utilizadas

Máquinas	Herramientas
Torno	Machuelos
Soldadora MIG	Flexómetro
Rectificadora	Cuchillas para torno
Fresadora universal	Amoladora
Taladro de pedestal	Juego de llaves
Limadora de precisión	Pistola de pintar
Cortadora laser	Calibrador o pie de rey
Cepilladora	Disco de corte
Cortadora con plasma	Mortajador
	Divisor
	Escuadra
	Broca

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2021

##### 3.4.1.1 Materiales de construcción de los elementos del banco de pruebas

A continuación, se presenta los materiales utilizados para la construcción de cada una de las partes que conforma el banco de pruebas.

**Tabla 30-3:** Materiales de construcción del banco de pruebas

Sistema	Elemento	Descripción	Cantidad	Material/Modelo
Sistema de alineación	Base de alineación y desalineación	Plancha de acero 400x300x19 mm	1	Acero estructural A36
		Plancha de acero 325x200x19 mm	1	Acero estructural A36
		Perno hexagonal ½” x 3 ½”	4	Acero inoxidable
		Perno hexagonal ½” x 1”	4	Acero inoxidable
		Perno hexagonal 3/8” x 1”	4	Acero inoxidable
		Perno hexagonal 7/16” x 3”	4	Acero inoxidable
		Cilindro base $\varnothing_{int} = 12 \text{ mm}$ y $\varnothing_{ext} = 20 \text{ mm}$	4	Acero al carbono
Sistema motor o conductor	Motor eléctrico	Motor eléctrico de 1Hp	1	Siemens
	Acople rígido	Eje de acero $\varnothing = 1 \frac{1}{4}$ ”	1	Acero estructural A36
	Eje corto	Eje de acero $\varnothing = 1$ ” y L=120 mm	1	Acero inoxidable AISI 304
Sistema rotor o conducido	Acople flexible	Acople flexible metálico tipo rejilla	1	SKF
	Eje largo	Eje de acero $\varnothing = 1 \frac{1}{4}$ ” y L=700 mm	1	Acero inoxidable AISI 304
	Discos de balanceo	Perfil redondo $\varnothing = 180 \text{ mm}$ y e=3/4”	2	Acero estructural A36
		Bocín $\varnothing_{int} = 25 \text{ mm}$ y $\varnothing_{ext} = 41 \text{ mm}$	2	Acero estructural A36
	Rodamiento de bolas a rótula	2206EKTN 9 30x62x20 mm	2	SKF

**Tabla 30-3 (Continuación):** Materiales de construcción del banco de pruebas

	Manguito de fijación	H 306 25x30x45 mm	2	SKF
Sistema de soporte y fijación	Chumacera bipartida	SNL 506-605 77x89x150 mm	2	SKF
	Soporte para chumacera	Plancha de acero e=19 mm	2	Acero estructural A36
	Anillos de fijación	FRB6/62 6x62 mm	4	SKF
	Obturador	$\varnothing_{int} = 25 \text{ mm}$ y $\varnothing_{ext} = 44,5 \text{ mm}$	4	Polietileno
Sistema de seguridad	Guarda de protección	Plancha de acrílico	2	Acrílico

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

#### 3.4.1.2 Operaciones y tiempos de construcción del banco de pruebas

A continuación, se indica las operaciones que se realiza para la construcción de cada uno de los elementos que conforma el banco de pruebas. También, se especifica el tiempo empleado para la construcción y armado de cada componente.

**Tabla 31-3:** Operaciones y tiempos de construcción del banco de pruebas.

Sistema	Componente	N°	Operación	Tiempo (min)	Unidades	Tiempo total (min)
Sistema de alineación	Base de alineación y desalineación	1	Toma de medidas	120	1	1750
		2	Corte	80		
		3	Limado	1200		
		4	Ranurado	240		
		5	Perforado	40		
		6	Pintado	40		
		7	Armado	30		
Sistema motor o conductor	Motor eléctrico	8	Fijación a la base de alineación	20	1	20
	Acople rígido	9	Toma de medidas	10	1	260
		10	Corte	10		
		11	Torneado	100		
		12	Fresado	140		

**Tabla 31-3 (Continuación):** Operaciones y tiempos de construcción del banco de pruebas

	Eje corto	13	Toma de medidas	10	1	260
		14	Corte	10		
		15	Torneado	120		
		16	Fresado chavetero	120		
Sistema rotor o conducido	Acople flexible	17	Toma de medidas	10	1	250
		18	Torneado	120		
		19	Fresado	120		
	Discos de balanceo	20	Toma de medidas	20	2	840
		21	Corte	10		
		22	Torneado	150		
		23	Fresado de agujeros	150		
		24	Machuelos	70		
		25	Pintado	20		
	Eje largo	26	Toma de medidas	20	1	510
		27	Corte	10		
		28	Torneado	360		
		29	Fresado chavetero	120		
		Rodamiento de bolas a rótula	30	Armando	5	2
	Manguito de fijación	31	Armado	5	2	10
Sistema de soporte y fijación	Chumacera bipartida	32	Armado	5	2	10
	Soporte para chumacera	33	Toma de medidas	15	2	490
		34	Corte	30		
		35	Cepillado	150		
		36	Soldado	15		
		37	Taladrado de agujeros	15		
		38	Pintado	20		
	Anillos de fijación	39	Armado	2	4	8

**Tabla 31-3 (Continuación):** Operaciones y tiempos de construcción del banco de pruebas

	Obturador	40	Toma de medidas	10	4	140
		41	Corte	10		
		42	Torneado	15		
Sistema de seguridad	Guardas de protección	43	Toma de medidas	20	2	220
		44	Corte	30		
		45	Armado	60		
					Tiempo total	4778

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2021

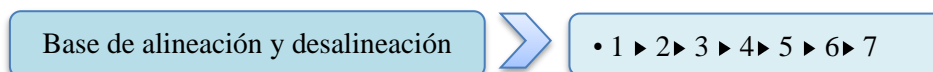
El tiempo empleado para la construcción del banco de pruebas es de 4778 minutos que equivale a 79 horas con 38 minutos. Teniendo en cuenta que la jornada de trabajo corresponde a 8 horas diarias, misma que es desarrolla únicamente en días laborables. Por lo mencionado anteriormente se tiene que el tiempo de construcción es 9 días, 7 horas y 38 minutos.

#### 3.4.1.3 *Flujograma de construcción*

A continuación, se presenta el flujograma de construcción de cada uno de los sistemas que compone el banco de pruebas con el fin de observar de forma ordenada y distribuida su proceso de construcción. Además, se muestra un esquema de su modelado en SolidWorks acompañado de su construcción final.

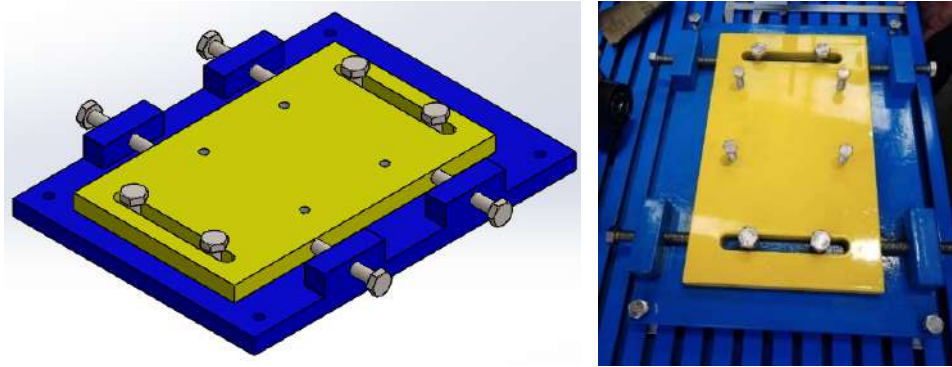
#### Sistema de alineación

El sistema de alineación está conformado por una base de alineación y desalineación, misma que ha sido construida de acuerdo a los procesos de operación mencionados en la tabla 31-3. La figura 36-3 muestra el orden con el que se ha llevado cada una de las operaciones.



**Figura 36-3.** Flujograma utilizado en la construcción del sistema de alineación

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

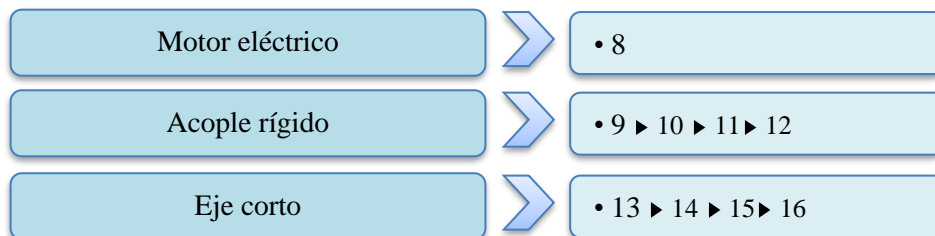


**Figura 37-3.** Modelado y construcción del sistema de alineación.

**Fuente:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

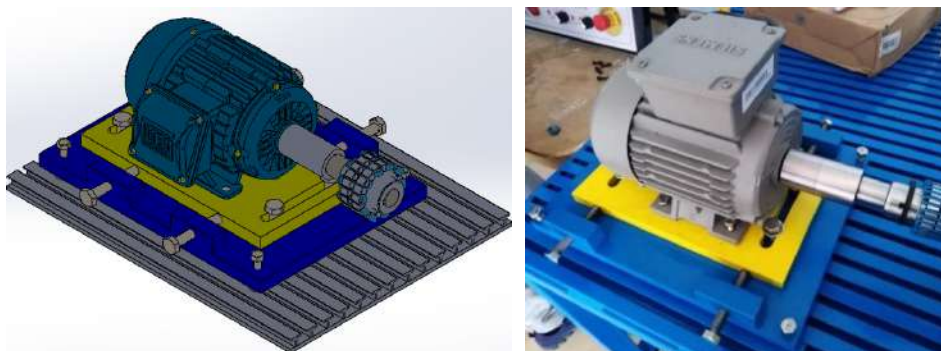
### Sistema motor o conductor

El sistema motor o conductor está conformado por: motor eléctrico, acople rígido y un eje corto, este sistema es el encargado de transmitir el torque y potencia al eje rotor. La construcción se ha realizado acorde a los procesos de operación mencionados en la tabla 31-3, en el caso del motor eléctrico o cualquier otro componente adquirido comercialmente solo se considera los tiempos de armado. La figura 38-3 muestra el orden con el que se ha llevado cada una de las operaciones.



**Figura 38-3.** Flujograma utilizado en la construcción del sistema motor o conductor

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020



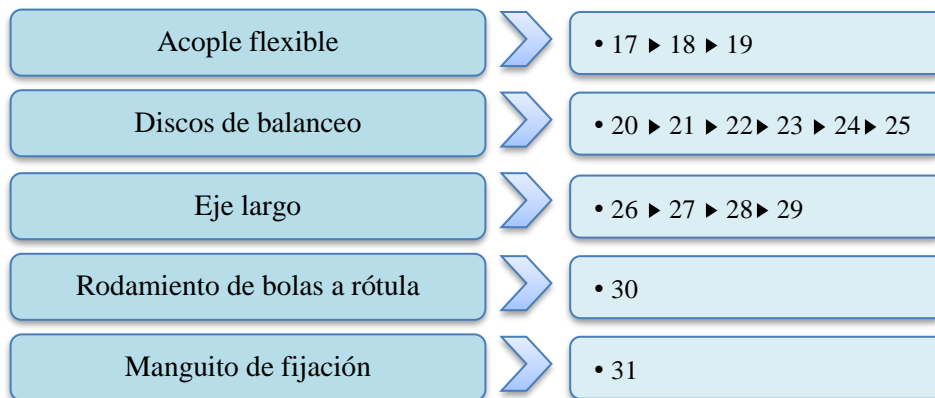
**Figura 39-3.** Modelado y construcción del sistema motor o conductor

**Fuente:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020



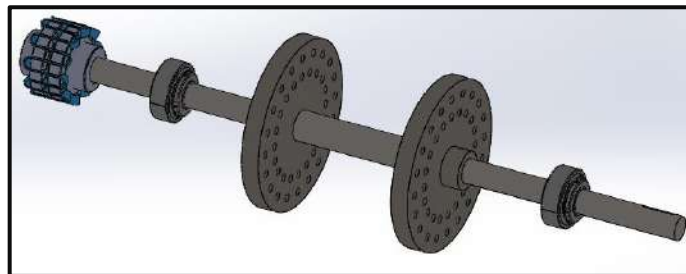
## Sistema rotor o conducido

El sistema rotor o conducido ha sido construido de acuerdo a los procesos de operación mencionados en la tabla 31-3, en el caso del acople flexible este fue adquirido comercialmente sin embargo éste necesita ser maquinado para adaptarse a las dimensiones geométricas del banco de pruebas. La figura 40-3 muestra el orden con el que se ha llevado cada una de las operaciones.



**Figura 40-3.** Flujograma utilizado en la construcción del sistema motor o conductor

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020



**Figura 41-3.** Sistema motor o conductor

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

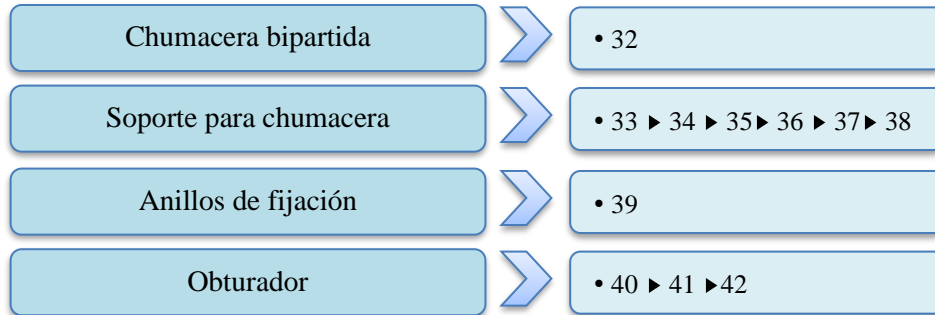


**Figura 42-3.** Construcción del sistema motor o conductor

Fuente: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

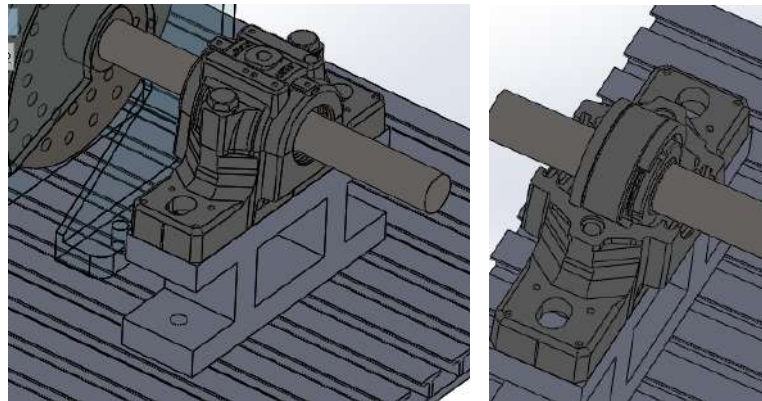
## Sistema de soporte y fijación

El sistema de soporte y fijación ha sido construido de acuerdo a los procesos de operación mencionados en la tabla 31-3. La figura 43-3 muestra los componentes que conforman dicho sistema y el orden con el que se ha llevado cada una de las operaciones.



**Figura 43-3.** Flujograma utilizado en la construcción del sistema soporte y fijación

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020



**Figura 44-3.** Sistema soporte y fijación

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020



**Figura 45-3.** Construcción del sistema soporte y fijación

**Fuente:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

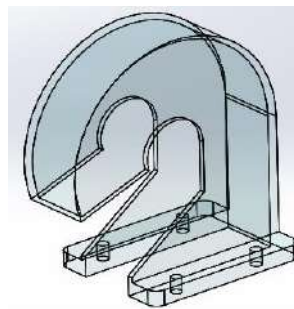
## Sistema de seguridad

El sistema de seguridad ha sido construido de acuerdo a los procesos de operación mencionados en la tabla 31-3. La figura 46-3 muestra el orden con el que se ha llevado cada una de las operaciones.



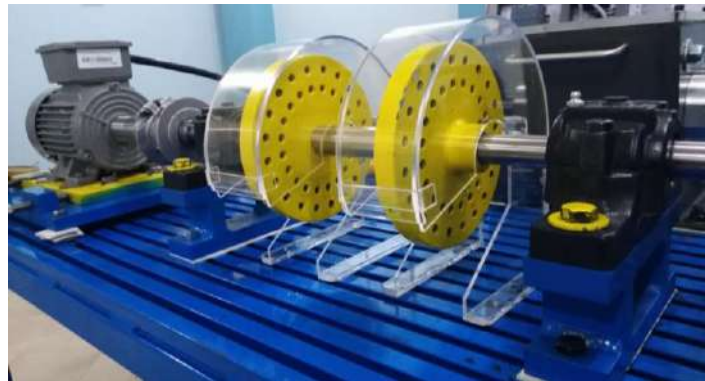
**Figura 46 -3.** Flujograma utilizado en la construcción sistema de seguridad

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020



**Figura 47-3.** Modelado sistema de seguridad

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020



**Figura 48-3.** Construcción sistema de seguridad

Fuente: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.4.2 Montaje del banco de pruebas

A continuación, se muestra las operaciones realizadas para el montaje de cada uno de los sistemas que conforma el banco de pruebas, conjuntamente se indica el tiempo que toma realizar cada una de las operaciones.

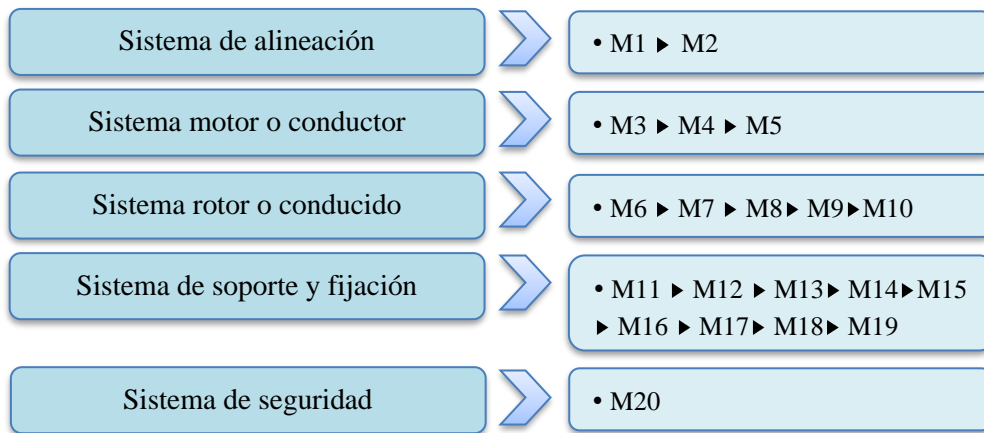
**Tabla 32-3:** Montaje del banco de pruebas

<b>Sistema</b>	<b>Operación</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Tiempo (min)</b>
Sistema de alineación	Montaje de la base de alineación	M1	10
	Ajuste de pernos	M2	10
Sistema motor o conductor	Montaje del motor eléctrico	M3	10
	Montaje del acople rígido	M4	5
	Montaje del eje corto	M5	5
Sistema rotor o conducido	Montaje del acople flexible	M6	10
	Montaje de discos de balanceo sobre el eje largo	M7	5
	Ajuste de tornillos prisioneros	M8	5
	Montaje del rodamiento y manguito de fijación sobre el eje largo	M9	10
	Engrasar el rodamiento	M10	10
Sistema de soporte y fijación	Montaje de los soportes para chumaceras	M11	5
	Montaje de chumaceras bipartida	M12	5
	Retirar la parte superior del soporte bipartido	M13	5
	Colocar los obturadores sobre el eje largo	M14	10
	Montaje del sistema rotor entre los dos soportes bipartidos	M15	10
	Colocación de los anillos de fijación a cada lado del rodamiento	M16	5
	Alinear cuidadosamente las bases de los soportes	M17	10
	Ajustar los tornillos de fijación de los soportes	M18	5
	Colocar la parte superior del soporte bipartido y ajustar	M19	5
Sistema de seguridad	Montaje de las guardas de acrílico	M20	10
Tiempo total			150

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

#### 3.4.2.1 Flujograma de montaje

A continuación, se presenta el flujograma de montaje del banco de pruebas con el fin de observar su proceso de forma ordenada y distribuida.



**Figura 49-3.** Flujograma utilizado para el montaje del banco de pruebas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

#### 3.4.2.2 *Tiempo total de construcción y montaje*

En la tabla 33-3 se muestra el tiempo total empleado para la construcción y montaje del banco de pruebas.

**Tabla 33-3:** Tiempo de montaje del banco de pruebas.

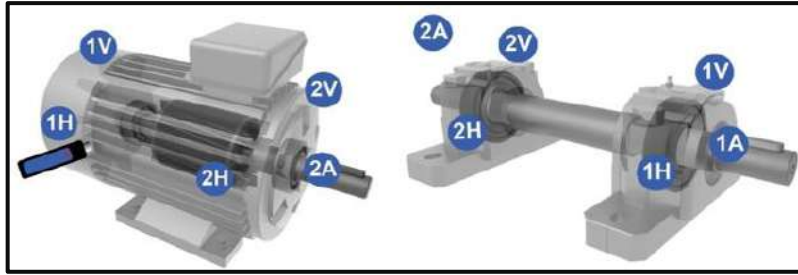
Proceso	Tiempo (min)
Etapas de construcción	4778
Etapas de montaje	150
Total	4928

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

El tiempo empleado para la construcción y montaje del banco de pruebas es de 4928 minutos que equivale a 82 horas con 8 minutos. Teniendo en cuenta que la jornada de trabajo corresponde a 8 horas diarias, misma que es desarrollada únicamente en días laborables. Por lo mencionado anteriormente tenemos que el tiempo de construcción y montaje es 10 días ,2 horas y 8 minutos.

#### 3.4.3 *Protocolo de pruebas*

Una vez finalizado el proceso de construcción y montaje se procede con la verificación de funcionamiento de los distintos sistemas que conforman el banco de pruebas. Para el presente se hacen pruebas con y sin alineamiento.



**Figura 50-3.** Puntos de medición banco de pruebas recomendado.

Fuente: (SKF, 2020, p. 5)

### 3.4.3.1 Prueba de funcionamiento sin alineamiento

#### Objetivo

- Observar los espectros de vibración que se produce durante el desalineamiento.

#### Personas a cargo

- Darío Javier Guananga Pujos
- Kleber Adrián Pilco García

#### Actividades

- Observar y verificar que todos los elementos montados se encuentren ajustados correctamente.
- Generar el desalineamiento utilizando la base del motor, tener en cuenta las tolerancias del acople utilizado.
- Conectar el tablero de control a una fuente de energía eléctrica y encender el equipo.
- Definir un valor de velocidad a la cual se desea que funciona el banco de pruebas para ello se ingresa un valor de frecuencia en el tablero de control.
- Medir el valor velocidad de rotación del eje utilizando un tacómetro.
- Tomar las medidas en los puntos señalados en la fig. 50-3 utilizando el colector de datos.
- Observar los espectros de vibración producto de la desalineación que se producen en los puntos medidos.

#### Entradas

- Energía eléctrica suministrada.
- Señal emitida por el variador de frecuencia a través del tablero de control.

#### Salidas

- Funcionamiento de los sistemas que conforman el equipo.
- Espectros generados por la desalineación.

#### Observaciones:

- Se debe ajustar bien los elementos montados de no hacerlo contribuyen al aumento de vibración.
- No trabajar a velocidades altas cuando se trabaja con desalineaciones elevadas, puede causar daños en el acople y resto del equipo.

### 3.4.3.2 Prueba de funcionamiento con alineamiento

#### Objetivo

- Observar los espectros de vibración que se produce con alineamiento.

#### Personas a cargo

- Darío Javier Guamanga Pujos
- Kleber Adrián Pilco García

#### Actividades

- Observar y verificar que todos los elementos montados se encuentren ajustados correctamente.
- Corregir la desalineación a través del uso de un equipo de alineación, en el presente se utilizó un alineador TKSA 11.
- Conectar el tablero de control a una fuente de energía eléctrica y encender el equipo.
- Definir un valor de velocidad a la cual se desea que funcione el banco de pruebas para ello se ingresa un valor de frecuencia en el tablero de control.
- Medir el valor velocidad de rotación del eje utilizando un tacómetro.
- Tomar las medidas en los puntos señalados en la fig.50-3 utilizando el colector de datos.
- Observar los espectros de vibración producto de la alineación que se producen en los puntos medidos.

#### Entradas

- Energía eléctrica suministrada.
- Señal emitida por el variador de frecuencia a través del tablero de control.

#### Salidas

- Funcionamiento de los sistemas que conforman el equipo.
- Espectros generados por la alineación.

#### Observaciones:

- El equipo una vez alineado puede trabajar a elevadas velocidades lo que permite obtener espectros de vibración a mayores frecuencias.

- La temperatura y ruido que genera el banco alineado es menor a cuando estaba desalineado.

### **3.5 Manual de operación y mantenimiento del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamiento en acoples flexibles**

#### **3.5.1 *Manual de operación***

Según García (2003), un manual de operación consta de las especificaciones de puesta en marcha, operaciones y medidas de seguridad que se debe cumplir para garantizar un adecuado uso y funcionamiento de la máquina. El banco de pruebas está diseñado para realizar el análisis y diagnóstico de principales problemas mecánicos causados por el desalineamiento en acople flexibles que se simula en el mismo banco.

##### *3.5.1.1 Características generales del banco de pruebas*

- El banco de pruebas está en la capacidad de simular procesos mecánicos en forma individual como en conjunto, en donde se establecen áreas de medición, diagnóstico y funcionamiento con diferentes niveles de dificultad y desalineamientos.
- Para realizar el análisis y medición se utiliza un colector de espectros de vibración que permite recolectar cualquier defecto que se simula en el banco de pruebas.
- Esta diseñado y construido para un funcionamiento didáctico, pero simula eventos reales que se presentan en procesos industriales.
- Por su diseño permite la posibilidad de acoplar y montar otros elementos para formar un banco de pruebas más completo, que permite simular procesos más complejos como transmisión por bandas, engranajes, etc.

El banco de pruebas básicamente consta de tres partes principales que se detallan a continuación:

- Unidad de control: consta de la parte eléctrica, del control de la velocidad del motor eléctrico, accesorios y botoneras tanto de marcha y parada.
- Unidad motriz: consta del motor eléctrico, eje, acople flexible de rejilla, rodamientos y discos de desbalanceo
- Unidad de simulación (elementos de prueba): se refiere a todos los puntos de medición donde se coloca el colector de espectros de vibración como la chumacera en sus tres puntos de medición.



**Tabla 34-3:** Características del banco de pruebas.

<b>Banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles</b>		
Características generales	Alto	1,5 m
	Ancho	1,3 m
	Largo	1,5 m
	Peso	350 kg
	Material	Mesa, soporte de chumacera, mesa de desalineación
Eje		Acero inoxidable
Características técnicas	Motor	1 hp
	Velocidad	3440 rpm
	Voltaje	220 V

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.5.1.2 Características específicas del banco de pruebas

El banco de pruebas requiere del cumplimiento de ciertos parámetros para su correcto funcionamiento, se debe:

- Leer minuciosamente el manual de operación y mantenimiento para que el banco de pruebas no presente ningún tipo de problemas.
- Ubicar el banco de pruebas sobre una superficie totalmente plana y lisa, para evitar un desnivel en la mesa universal de la máquina.
- Colocar el banco de pruebas en un lugar que cuente con las dimensiones mínimas de 3 m de alto, 3m de ancho y 4 m de largo.
- El estudiante o usuarios deben utilizar el equipo de protección sugerido que es; mandil, gafas de seguridad y lo más importante colocar las guardas de acrílico en los elementos móviles como discos de desbalanceo y poleas antes de la puesta en marcha del banco.
- Verificar que los soportes de las chumaceras, el acople flexible y los discos de desbalanceo se encuentren en su estado y posición óptima para comenzar con el ensayo.
- Verificar que el banco de pruebas esté libre de artículos extraños para evitar posibles alteraciones en su normal funcionamiento.
- El banco de pruebas debe operar en un ambiente protegido de factores externos como polvo y viento.
- Desalinear la posición del motor al modificar las perillas de la mesa de desalineación.

- Verificar que el banco de pruebas se encuentre conectado al suministro eléctrico.
- Encender el interruptor y esperar unos segundos para que el sistema de control se energice.
- Escoger la opción deseada de velocidad de la unidad motriz.
- Colocar el colector de datos o espectros de vibración en los tres puntos de la chumacera.
- Colocar el alineador de ejes en la unión del eje con el acople flexible de rejilla.
- Alinear con la ayuda de la mesa de desalineación o al colocar chapas calibradas en las bases del motor, esto según los datos que provee el alineador.
- En caso de episodios no deseados o de peligro presionar el botón de pare o emergencia.
- Una vez culminada la práctica de laboratorio apagar la unidad de control y asegurarse de dejar el banco de pruebas completamente limpio.

### 3.5.1.3 Simulación de desalineamiento con el banco de pruebas

**Tabla 35-3:** Parámetros para la práctica de desalineamiento

Simulación de desalineación con el banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles.		
Elementos para la desalineación en acoples flexibles	Cantidad	Mediante la mesa de alineación se modifica las perillas para provocar el desalineamiento entre el acople y el eje del motor. Este ensayo está destinado a la identificación y análisis de problemas de desalineamiento
1. Motor	1	
2. Mesa de alineación	1	
3. Disco de desbalanceo	2	
4. Soporte de chumacera	2	
5. Acople flexible de rejilla	1	
6. Chumacera bipartida	2	

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.5.1.4 Alineación de ejes con el alineador SKF TKSA 11

**Tabla 36-3:** Alineación de los ejes del banco de pruebas

Alineación de ejes con el alineador SKS TKSA 11		
Elementos para la alineación de ejes	Cantidad	Mediante el uso de la mesa de alineación y la cantidad de Shims que indique la aplicación del alineador se procede a realizar la práctica de alineamiento. Esta práctica es la principal y más importante para el óptimo desarrollo de las demás, ya que los elementos como acople, chumaceras, deben estar correctamente alineados. Para el correcto procedimiento de alineación ver Anexo F.
1. Alineador SKF TKSA 11	1	
2. Aplicación TKSA 11 instalada en el celular.	1	
3. Juego de Shims o chapas calibradas	1	

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.5.2 Manual de mantenimiento

Es necesario programar actividades que se llevarán a cabo de forma periódica para que el banco de pruebas funcione en forma óptima, en la tabla 37-3 se lista las principales actividades a realizar para el mantenimiento preventivo de los elementos del banco de pruebas.

**Tabla 37-3:** Actividades recomendadas para el mantenimiento preventivo del banco de pruebas

<b>Plan de mantenimiento preventivo del banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles</b>				
<b>Actividad</b>	<b>Recurso</b>	<b>Tiempo</b>	<b>Insumos y herramientas</b>	<b>Frecuencia</b>
Inspección visual del banco en general	1 operador	10 min.	Franela	Diario
Limpieza de estructura	1 operador	25 min.	Franela y brocha	Diario
Inspección y ajuste de elementos de sujeción en la mesa de desalineación	1 operador	20 min.	Juego de llaves	Mensual
Inspección y ajuste de elementos de sujeción en los apoyos de la chumacera	1 operador	20 min.	Juego de llaves	Semanal
Inspección y ajuste en los prisioneros de acople y disco de desbalanceo	1 operador	10 min.	Juego de llaves hexagonales	Semanal
Inspección y ajuste de manguitos de sujeción de rodamientos	1 operador	10 min.	Martillo de goma y destornillador plano	Mensual
Lubricación de rodamientos	1 operador	15 min.	Grasa y grasero	Mensual
Revisar y ajustar el motor	1 electricista	10 min.	Juego de llaves	Anual
Verificar y limpieza del sistema eléctrico	1 operador	30 min.	Inspección visual, brocha	Mensual
Comprobación de corrosión y polvo en estructura	1 operador	15 min.	Brocha, pintura anticorrosiva	Anual

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3.6 Análisis de costos del banco de pruebas

Para evaluar los gastos generados en la construcción del banco de pruebas se realiza un análisis de costos directos e indirectos como se muestra a continuación:

#### 3.6.1 Costos directos

Para el presente trabajo se considera como costos directos a los materiales utilizados en la construcción de los distintos elementos que conforman el banco de pruebas, elementos mecánicos, equipos y herramientas utilizadas, mano de obra y transporte.

##### 3.6.1.1 Materiales

**Tabla 38-3:** Costos de materiales y elementos mecánicos

Cantidad	Descripción	Especificación	Costo unitario (\$)	Costo total (\$)
1	Plancha de acero 400x300x19 mm	Acero estructural A36	80	80
1	Plancha de acero 325x200x19 mm	Acero estructural A36	42	42
4	Perno hexagonal ½" x 3 ½"	Acero inoxidable	4	16
4	Perno hexagonal ½" x 1"	Acero inoxidable	3	12
4	Perno hexagonal 3/8" x 1"	Acero inoxidable	2,5	10
4	Perno hexagonal 7/16" x 3"	Acero inoxidable	3	12
2	Perfil redondo Ø=180 mm y e=3/4"	Acero estructural A36	35	70
2	Bocín Ø <sub>int</sub> = 25 mm y Ø <sub>ext</sub> = 41 mm	Acero estructural A36	5	10
2	Plancha de acero e=19 mm	Acero estructural A36	15	30
1	Eje de acero Ø= 1-1/4" y L=700 mm	Acero inoxidable AISI 304	42	32
1	Eje de acero Ø= 1" y L=120 mm	Acero inoxidable AISI 304	12	12

**Tabla 38-3 (Continuación):** Costos de materiales y elementos mecánicos

1	Eje de acero Ø= 1 ¼"	Acero estructural A36	20	20
2	Plancha de acrílico	Acrílico	30	60
2	Chumaceras bipartidas SNL 506-605	Normalizado	255	510
2	Rodamiento de bolas a rotula 2206 EKTN 9	Normalizado	46,52	93,04
4	Anillos de posicionamiento FRB6/62	Normalizado	10,8	43,20
2	Manguito H306	Normalizado	47,95	95,90
4	Obturadores	Polietileno	5	20
4	Cilindros base	Acero al carbono	5	20
1	Pintura	Azul y amarilla	20	20
1	Tiñer		2	2
1	Endurecedor		3	3
2	Grasa azul multiusos		5,25	10,50
1	Llave mixta 14 mm	Cromo-vanadio	1,20	1,20
1	Llave mixta 16 mm	Cromo-vanadio	1,30	1,30
1	Llave mixta 17 mm	Cromo-vanadio	1,40	1,40
1	Llave mixta 19 mm	Cromo-vanadio	3,50	3,50
1	Combo de caucho		3,50	3,50
1	Plancha de caucho		30	30
			<b>Total</b>	<b>1264,54</b>

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

### 3.6.1.2 Costo de máquinas y herramientas

**Tabla 39-3:** Costo de máquinas y herramientas utilizadas

Máquinas	Hora	Costo hora/USD	Valor total
Torno	18	7	126
Soldadora MIG	1	4	4
Rectificadora	2	1,5	3
Fresadora universal	17	7	119
Taladro de pedestal	1	1,5	1,5
Limadora de precisión	20	2	40

**Tabla 39-3 (Continuación):** Costo de máquinas y herramientas utilizadas

Cortadora con plasma	2	10	20
Cortadora laser	1	10	10
Cepilladora	3	2	6
Machuelos	3	1,5	4,5
Pistola de pintar	2	2	4
Flexómetro	3	0,5	1,5
Pie de rey	3	0,5	1,5
		Total	341

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

### 3.6.1.3 *Mano de obra*

**Tabla 40-3:** Costos de mano de obra

Cantidad	Descripción	Días-hombre	USD/día	Costo total (\$)
1	Maestro mecánico	10	30	300
			Total	300

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

### 3.6.1.4 *Costo total directo*

**Tabla 41-3:** Costos total directo

Descripción	Costo
Materiales y elementos mecánicos	1264,54
Máquinas y herramientas	341
Mano de obra	300
Transporte	20
Total	1925,54

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

### 3.6.2 *Costos indirectos*

Consideramos como costos indirectos a los costos ingenieriles como el diseño y selección de los elementos mecánicos e investigación que se realice a lo largo del diseño y construcción del equipo.

**Tabla 42-3:** Costos indirectos

<b>Descripción</b>	<b>Costo total USD (\$)</b>
Ingenieriles	200
Utilidad	0
Total	200

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2021

### **3.6.3** *Costo total*

Como se puede apreciar en la tabla 43-3 el costo total del banco de pruebas es:

**Tabla 43-3:** Costo total

<b>Descripción</b>	<b>Costo total USD (\$)</b>
Costos directos	1925,54
Costos indirectos	200
Total	2125,54

**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2021



## CAPÍTULO IV

### 4 RESULTADOS

#### 4.1 Pruebas de funcionamiento

Una vez finalizada la construcción y montaje del banco de pruebas se procede a realizar las pruebas de funcionamiento con y sin alineamiento.

##### 4.1.1 *Objetivo*

Informar sobre los resultados obtenidos antes y después de la alineación realizada en el banco de pruebas, para su posterior análisis comparativo de espectros de vibración.

##### 4.1.2 *Alcance*

- Especificaciones del equipo de medición.
- Alineación
- Toma de vibraciones
- Conclusiones
- Recomendaciones

##### 4.1.3 *Especificaciones del equipo de medición*

- Equipo: SKF QuickCollect sensor
- Modelo: CMDT 390-K-SL
- Rango de temperatura de funcionamiento:  $-20$  a  $+60$  °C
- Velocidad global: 10 Hz a 1 kHz hasta 55 mm / s RMS
- Temperatura: Sensor de infrarrojos (IR) integrado. Capaz de medir fuera del rango de temperatura de funcionamiento, hasta 100 ° C durante períodos cortos (SKF, 2020, p.4).

##### 4.1.4 *Alineación*

La alineación fue realizada tomando en cuenta el manual de operación y funcionamiento del alineador de ejes SKF TKSA 11.



# Informe Alineación de Ejes SKF

**Id. de máquina**

práctica 16

**Fecha**

9/2/21 14:53

**Empresa**

ESPOCH

**Operador**

Pilco K\_Guananga D

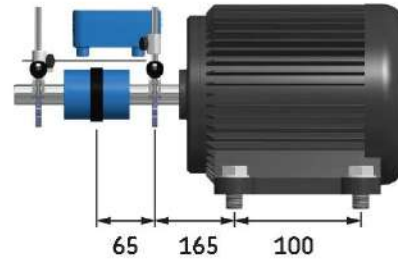
**Notas**

**Tolerancias**

Velocidad (rpm)	Error angular (mm/100)	Desplazamiento (mm)
3000-4000	0,06	0,05

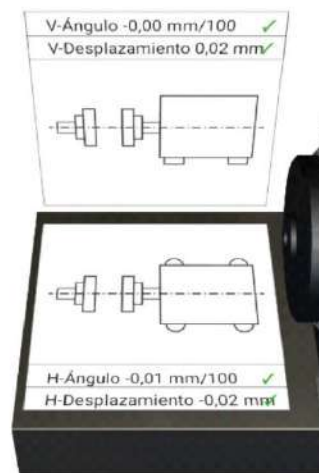
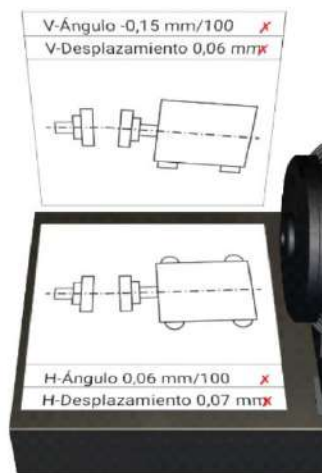
**Número de serie**

19420146



## Resultado

Estado previo al servicio	Vertical	Horizontal	Estado posterior al servicio	Vertical	Horizontal
Ángulo (mm/100)	-0,15 x	0,06 x	Ángulo (mm/100)	-0,00 ✓	-0,01 ✓
Desplazamiento	0,06 x	0,07 x	Desplazamiento	0,02 ✓	-0,02 ✓
Patas delanteras	-0,28	0,22	Patas delanteras	0,01	-0,04
Patas traseras	-0,43	0,28	Patas traseras	0,01	-0,05



**Firma**

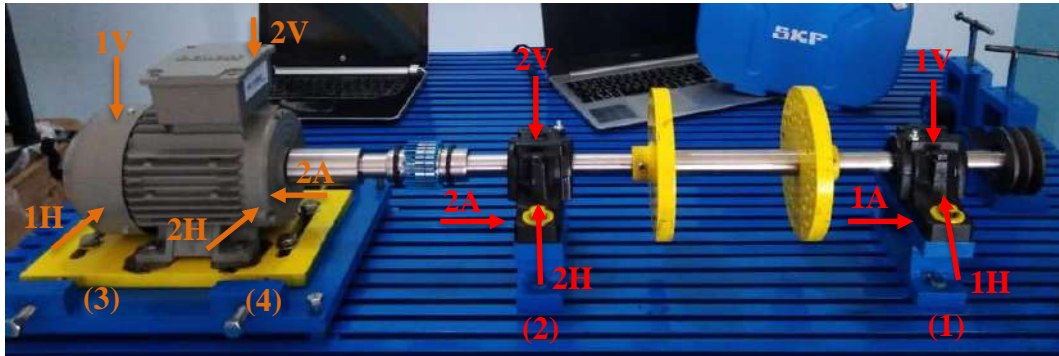
SKF TKSA 11

**Figura 1-4.** Informe de alineación de ejes SKF

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

#### 4.1.5 Toma de vibraciones

Para la toma y recolección de datos se lo realiza en cuatro puntos del sistema: (1) chumacera lado libre, (2) chumacera lado del acople, (3) motor lado libre, (4) motor lado del acople. La figura 2-4 indica los puntos de medición para la toma de medidas, teniendo en cuenta las siguientes direcciones: Vertical o radial (V), Horizontal o tangencial (H) y Axial (A).



**Figura 2-4.** Puntos y direcciones de medición del banco de pruebas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

##### 4.1.5.1 Condiciones de operación

Para la práctica se ha considerado trabajar con 3 velocidades, mismas que son ingresadas a través de un tablero de control utilizando datos de frecuencia. Esta velocidad teórica disminuye debido a la carga a la cual está conectada, por tal razón se ha redondeado los valores de frecuencia para compensar dicha pérdida.

- Velocidad teórica: Calculada en base a la ecuación

$$f = \frac{3n}{172}$$

Donde:

$n$ : Velocidad que experimenta el rotor a la frecuencia  $f$  [rpm]

- Velocidad experimental: Calculada con la ayuda tacómetro.

**Tabla 1-4:** Valores de frecuencia y velocidad

N°	Frecuencia (Hz)	Frecuencia aproximada (Hz)	Velocidad teórica (RPM)	Velocidad experimental (RPM)			Velocidad experimental promedio (RPM)
1	26,16	27	1500	1490	1510	1515	1505
2	34,88	35	2000	1997	2005	2002	2001,33
3	43,6	44	2500	2520	2495	2502	2505,67

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

Los datos obtenidos se analizarán tomando en cuenta las recomendaciones de la norma ISO 2372 “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”.

La comparación de espectros de vibración se realiza a través de la carta ilustrada de diagnóstico de vibración más conocida como carta de Charlotte.

**Tabla 2-4:** Rango de severidad vibratoria para máquinas normales.

Rangos de velocidad rms de severidad de vibración mm/seg	Severidad de las vibraciones para distintas clases de máquinas			
	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.19	A	A	A	A
0.45				
0.71	B	B	B	A
1.12				
1.8	C	C	C	B
2.8				
4.5	D	D	D	C
7.1				
11.2	D	D	D	D
18				
28	D	D	D	D
45				

Las letras A, B, C y D representan los grados de calidad de vibración de la máquina, que van desde: Buena (A), Satisfactoria (B), Insatisfactoria (C), inaceptables (D).

Clase I. Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 Kilovatios

Clase II. Máquinas de tamaño mediano (es decir, motores eléctricos de 15 a 75 kilovatios y motores de 300 kilovatios sobre bases rígidamente montadas).

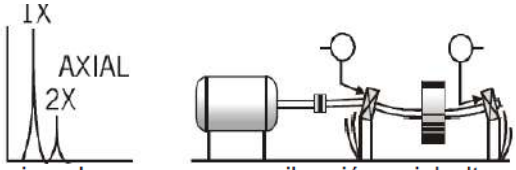
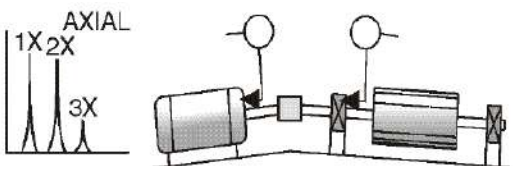
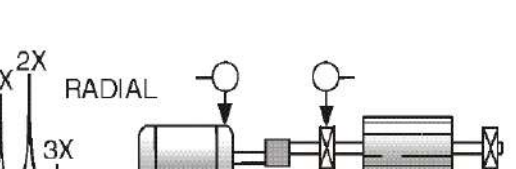
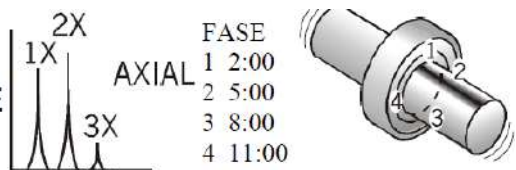
Clase III. Grandes motores primarios con potencia sobre los 300 kilovatios montados sobre cimientos rígidos y pesados.

Clase IV. Motores primarios grandes con potencia sobre los 300 kilovatios montados en estructuras ligeras y relativamente blandas.

Fuente: (ASME, 2014)

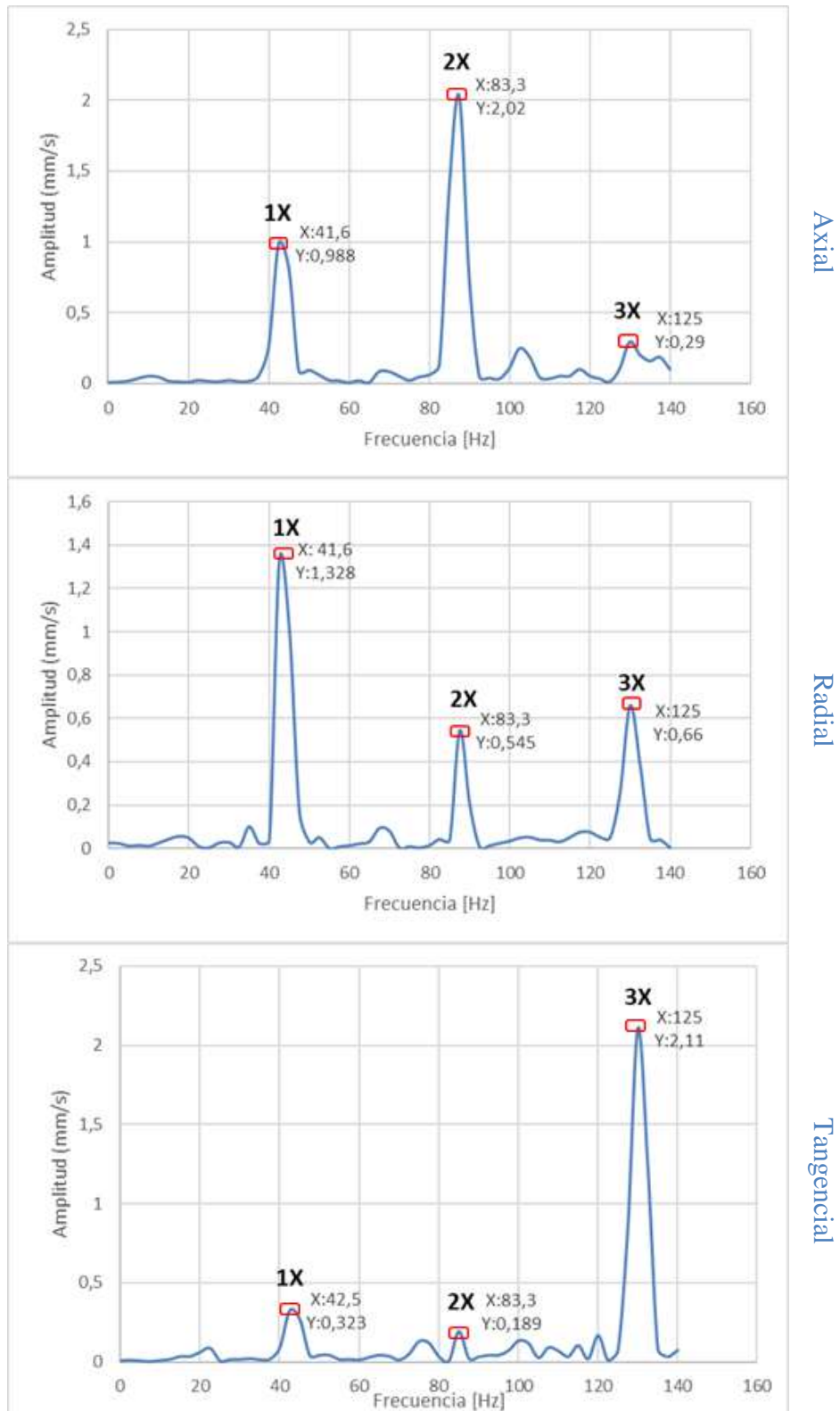
4.1.5.2 *Análisis comparativo de los espectros de vibraciones*

**Tabla 3-4:** Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones

<p><b>EJES FLEXIONADOS</b></p>	 <p>Los problemas relacionados ejes flexionados causan una vibración axial alta con diferencias de fase axial con tendencia hacia los 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante por lo general ocurre en 1X si la flexión está cerca del centro del eje, pero en 2X en caso de que la flexión esté cerca del acoplamiento. (Asegúrese de compensar las fases axiales en caso de que se haya invertido la dirección del sensor). Utilice indicadores de carátula para confirmar la flexión del eje.</p>										
<p><b>DESALINEACIÓN</b> A. DESALINEACIÓN ANGULAR</p>	 <p>La Desalineación Angular se caracteriza por una vibración axial alta, 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Tendrá una vibración axial alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM. A diferencia de la Holgura Mecánica del Tipo 3, estas armónicas múltiples no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.</p>										
<p>B. DESALINEACIÓN PARALELA</p>	 <p>La Desalineación Paralela tiene características de vibración similares a la Desalineación Angular pero presenta una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la Desalineación Angular o Radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X - 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica. El tipo de acoplamiento y el material con frecuencia influyen enormemente en el espectro total cuando la desalineación es severa. Generalmente no presenta piso de ruido elevado.</p>										
<p>C. RODAMIENTO DESALINEADO INCLINADO EN EL EJE</p>	 <table border="1" data-bbox="957 1680 1069 1836"> <thead> <tr> <th>FASE</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>2:00</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>5:00</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>8:00</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>11:00</td> </tr> </tbody> </table> <p>El Rodamiento Inclinado generará una vibración axial considerable. Causará un Movimiento Torcido con un cambio de fase de aprox. 180° entre la parte superior e inferior, izquierda y derecha de la caja que soporta el rodamiento. El tratar de alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no solucionará el problema. Por lo general se debe retirar el rodamiento e instalarse correctamente.</p>	FASE		1	2:00	2	5:00	3	8:00	4	11:00
FASE											
1	2:00										
2	5:00										
3	8:00										
4	11:00										

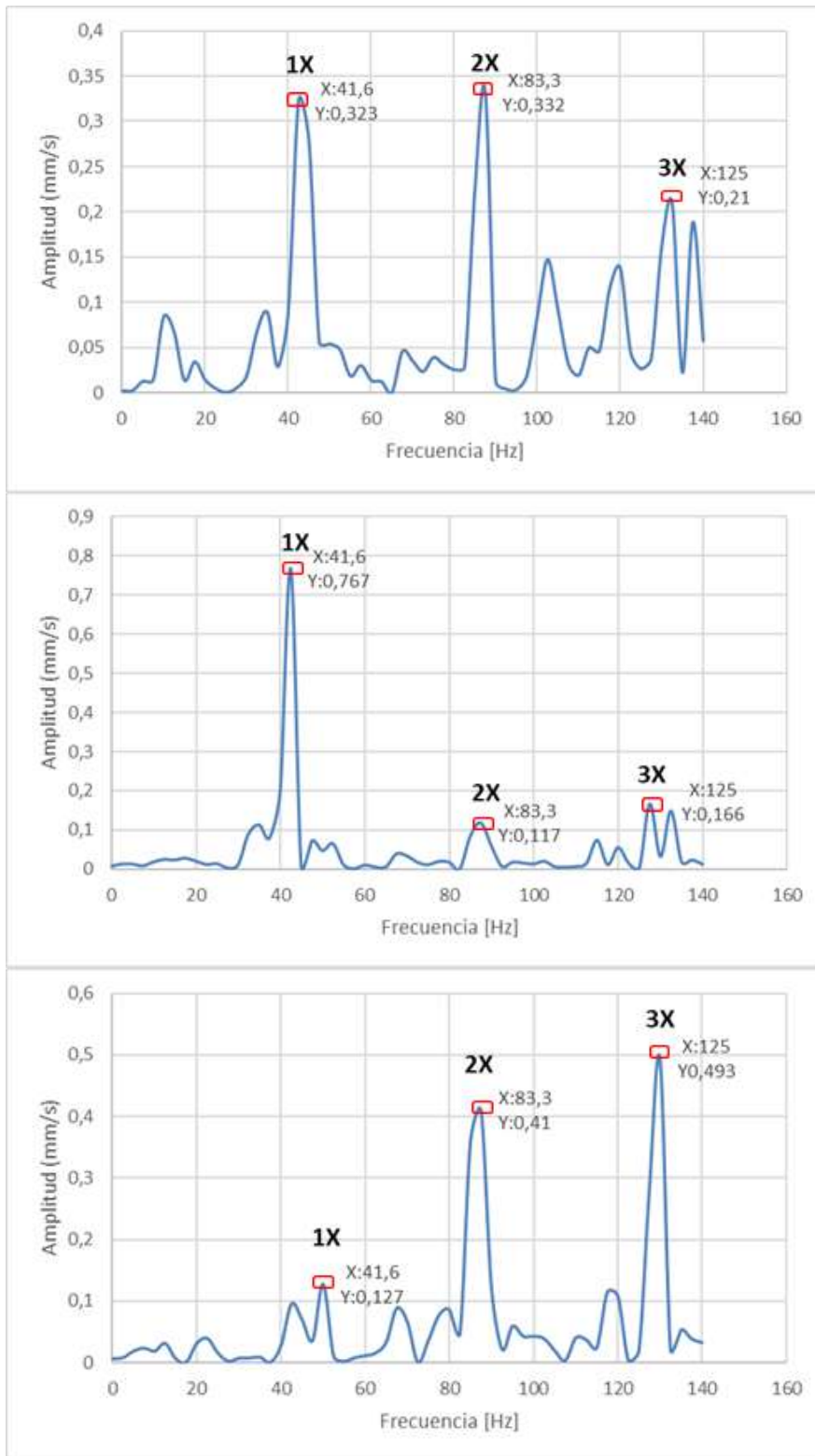
Fuente: (Technical Associates of Charlotte, 1996, p.1)

4.1.5.3 Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en las chumaceras lado libre



**Gráfico 1-4.** Chumacera lado libre desalineado a 2500 rpm  
Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021





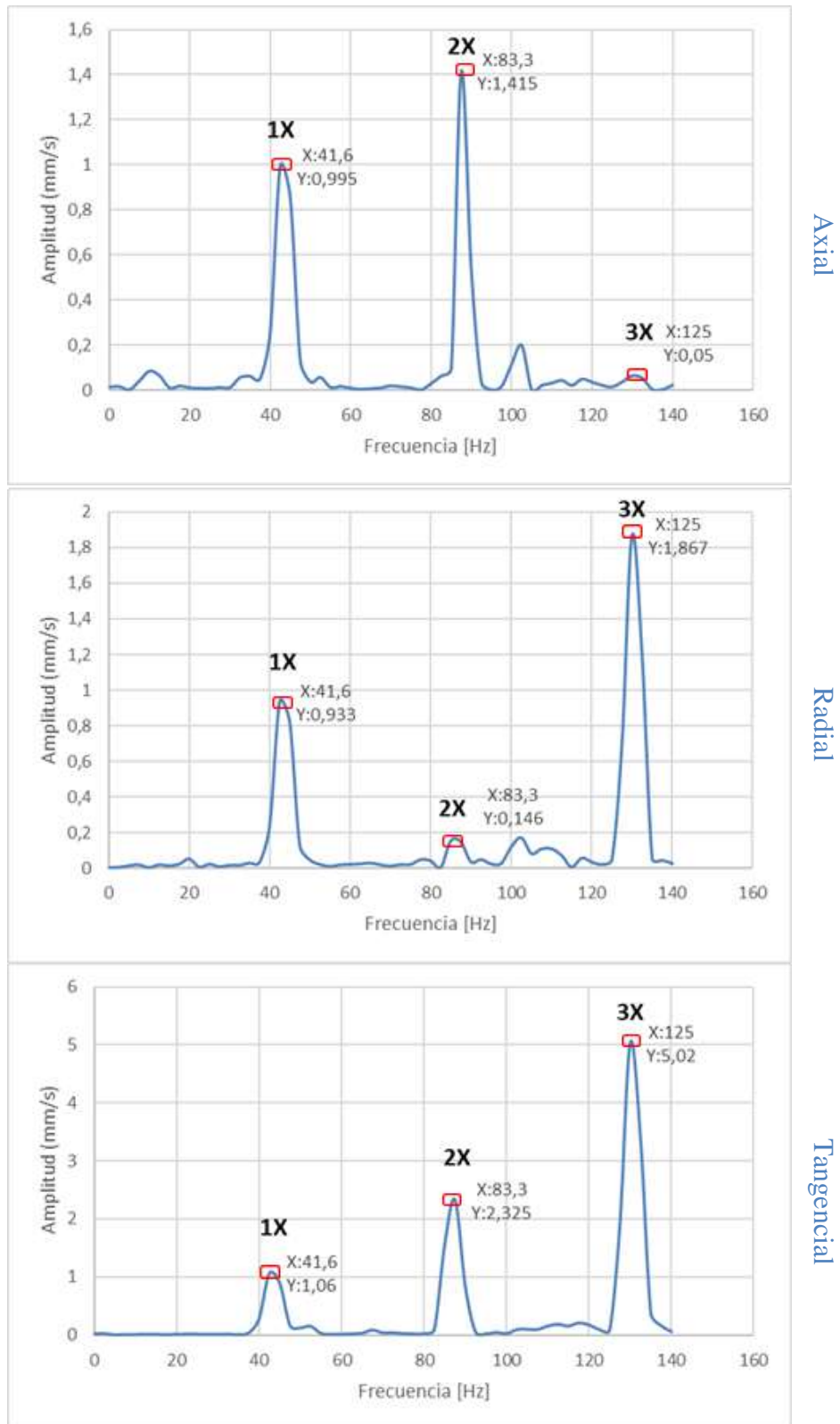
**Gráfico 2-4.** Chumacera lado libre alineado a 2500 rpm  
 Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

Observaciones:

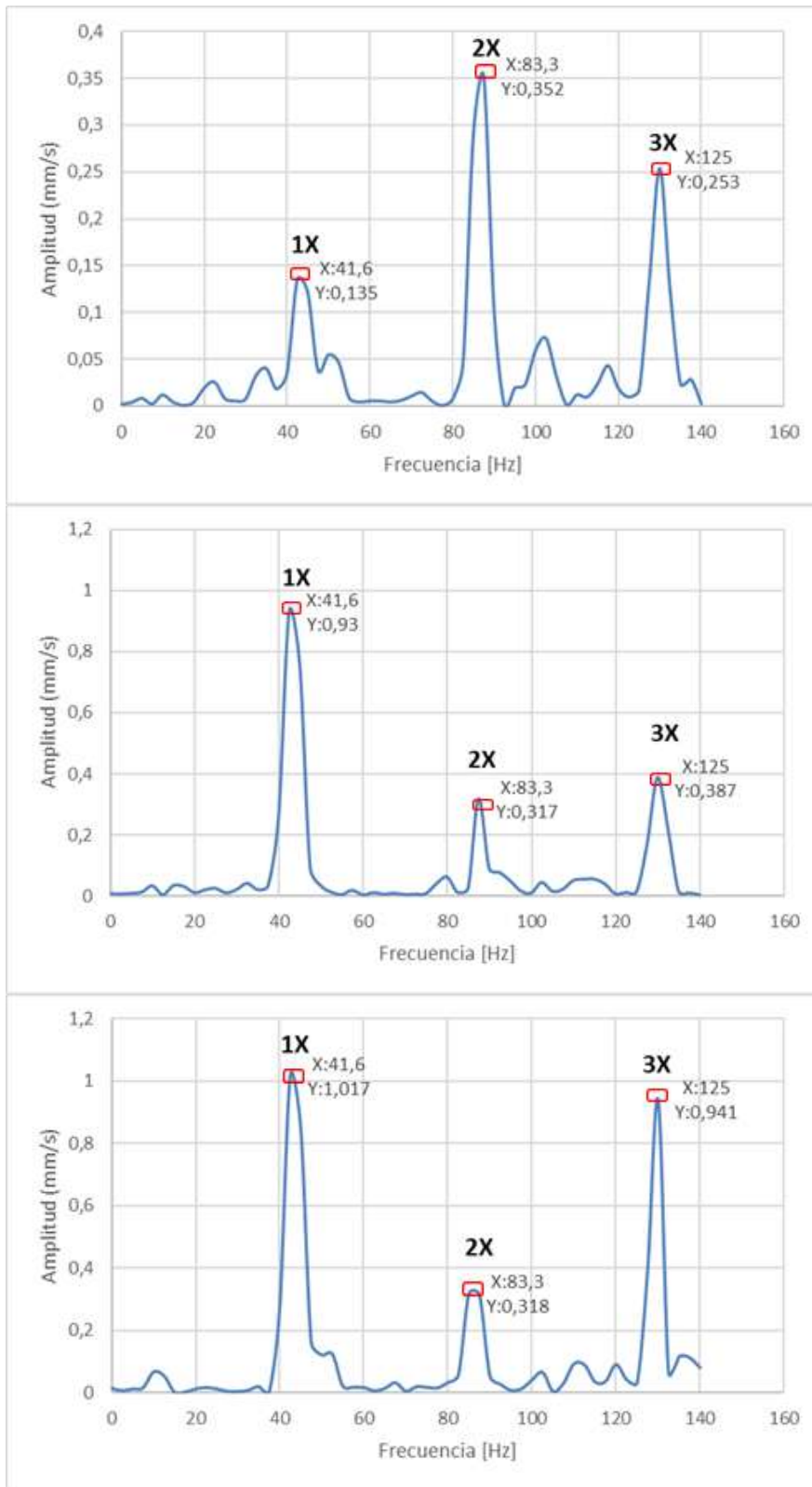
- Al comparar los espectros de vibración obtenidos en el ensayo, en la chumacera del lado libre con los espectros de la carta de Charlotte de la tabla 3-4, se puede observar la presencia de una desalineación paralela en la posición axial, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X y el pico 3X disminuye severamente. La diferencia de altura entre el pico 1x y 2x dependerá del tipo de acople que se utilice en nuestro caso corresponde a un acople flexible tipo de rejilla.
- En la posición radial se puede observar la presencia de un desalineamiento angular debido a que el pico 1X es mayor al pico 2X, igualmente el pico 3X domina a 2X, de acuerdo a la carta la carta de Charlotte esto está relacionado con problemas en el acoplamiento.
- En la posición tangencial se puede observar la presencia de un desalineamiento angular debido a que el pico 1X es ligeramente mayor al pico 2X, mientras que el pico 3X domina tanto a 1X como 2X, esto según la carta la carta de Charlotte está relacionado con problemas en el acoplamiento.
- Se ha identificado varias fuentes de problemas tanto en las chumaceras como en el acople, mismos que serán corregidos en la alineación. Como se puede observar los nuevos espectros obtenidos en el gráfico 2-4, se observa que los picos de vibración en cada frecuencia mantienen la misma forma que las del gráfico 1-4, pero disminuyen considerablemente en amplitud de tal forma que los nuevos valores están dentro de los rangos permisibles de acuerdo a la norma ISO 2372 lo que evidencia que al realizar la alineación se corrigen los problemas y anomalías que pueda generar la vibración.



4.1.5.4 *Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en las chumaceras lado del acople*



**Gráfico 3-4.** Chumacera lado del acople desalineado a 2500 rpm.  
 Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

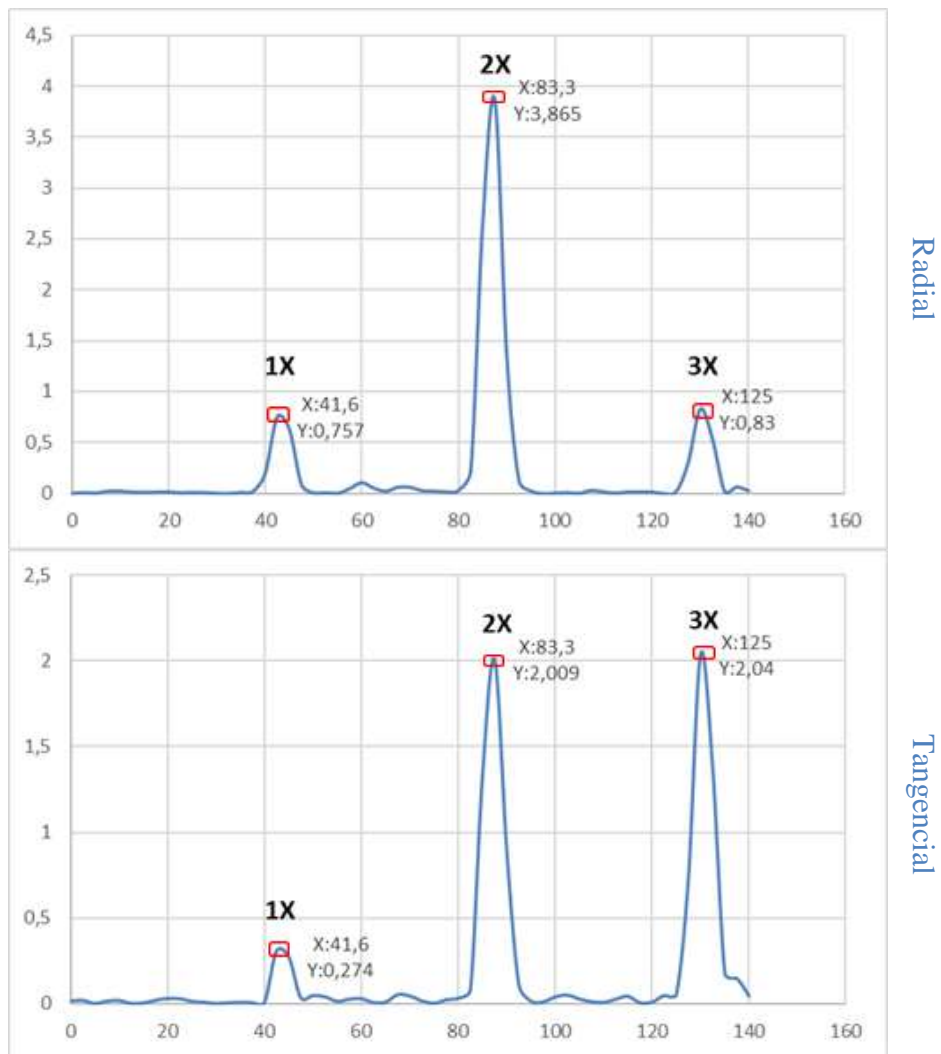


**Gráfico 4-4.** Chumacera lado del acople alineado a 2500 rpm.  
 Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

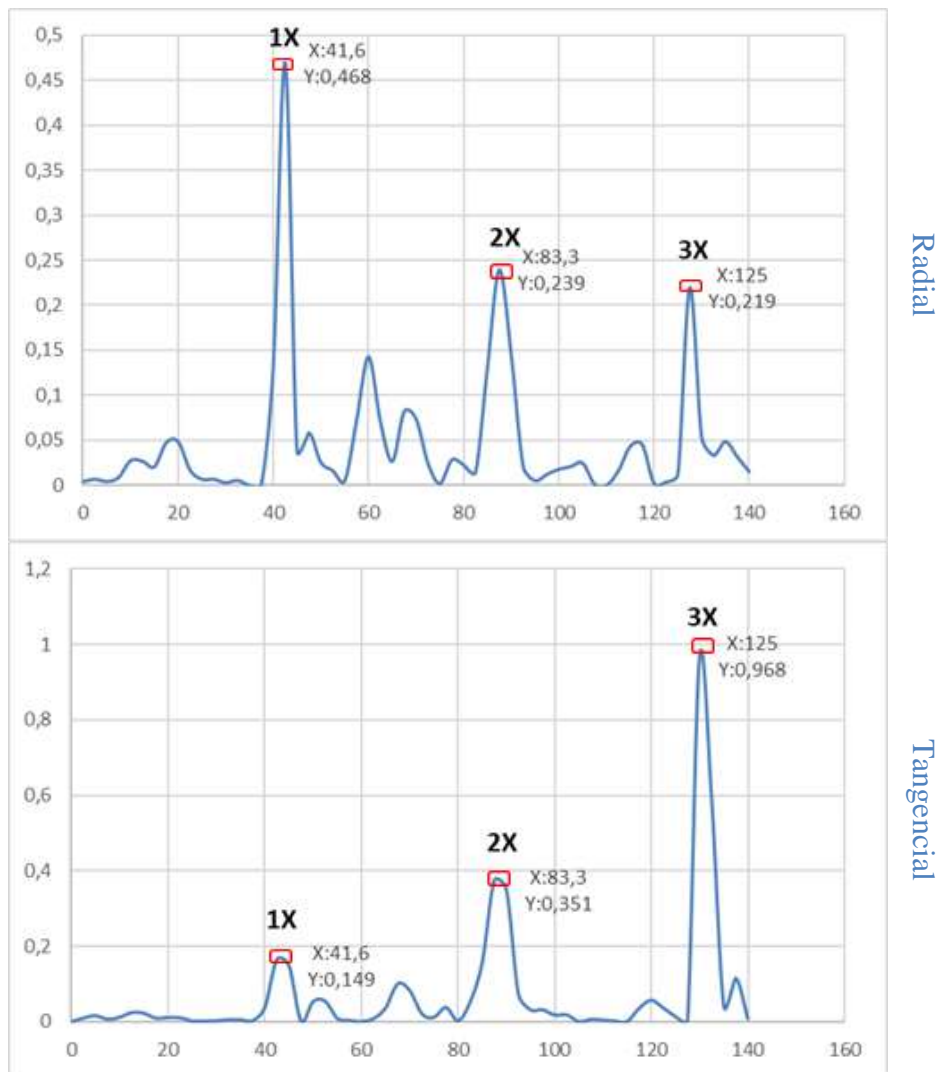
Observaciones:

- Al comparar los espectros de vibración obtenidos en el ensayo en la chumacera lado del acople con los espectros de la carta de Charlotte de la tabla 3-4, se puede observar la presencia de una desalineación paralela en la posición axial, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X y el pico 3X disminuye severamente.
- En la posición radial se puede observar problemas relativos a un eje flexionado al presentarse una vibración dominante en el pico 1X de acuerdo a la carta de Charlotte esto se debe a una flexión cerca del centro del eje, esto ocurre debido a que se utilizó rodamientos de bolas a rótula mismos que permiten deformación en los apoyos de la chumacera.
- En la posición tangencial se puede observar la presencia de una desalineación paralela, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X, la altura relativa entre el pico 1X y 2X dependerá del tipo de acople.
- Se ha identificado varias fuentes de problemas tanto en las chumaceras como en el acople mismos que serán corregidos en la alineación. Como se puede los nuevos espectros obtenidos en el gráfico 4-4, se observa que los picos de vibración en cada frecuencia disminuyen considerablemente en amplitud de tal forma que los nuevos valores están dentro de los rangos permisibles de acuerdo a la norma ISO 2372 lo que evidencia que al realizar la alineación se corrigen todos los problemas y anomalías.

4.1.5.5 *Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en el motor lado libre*



**Gráfico 5-4.** Motor lado libre desalineado a 2500 rpm.  
**Realizado por:** Guananga, D.; Pilco, K. 2021



**Gráfico 6-4.** Motor lado libre alineado a 2500 rpm.

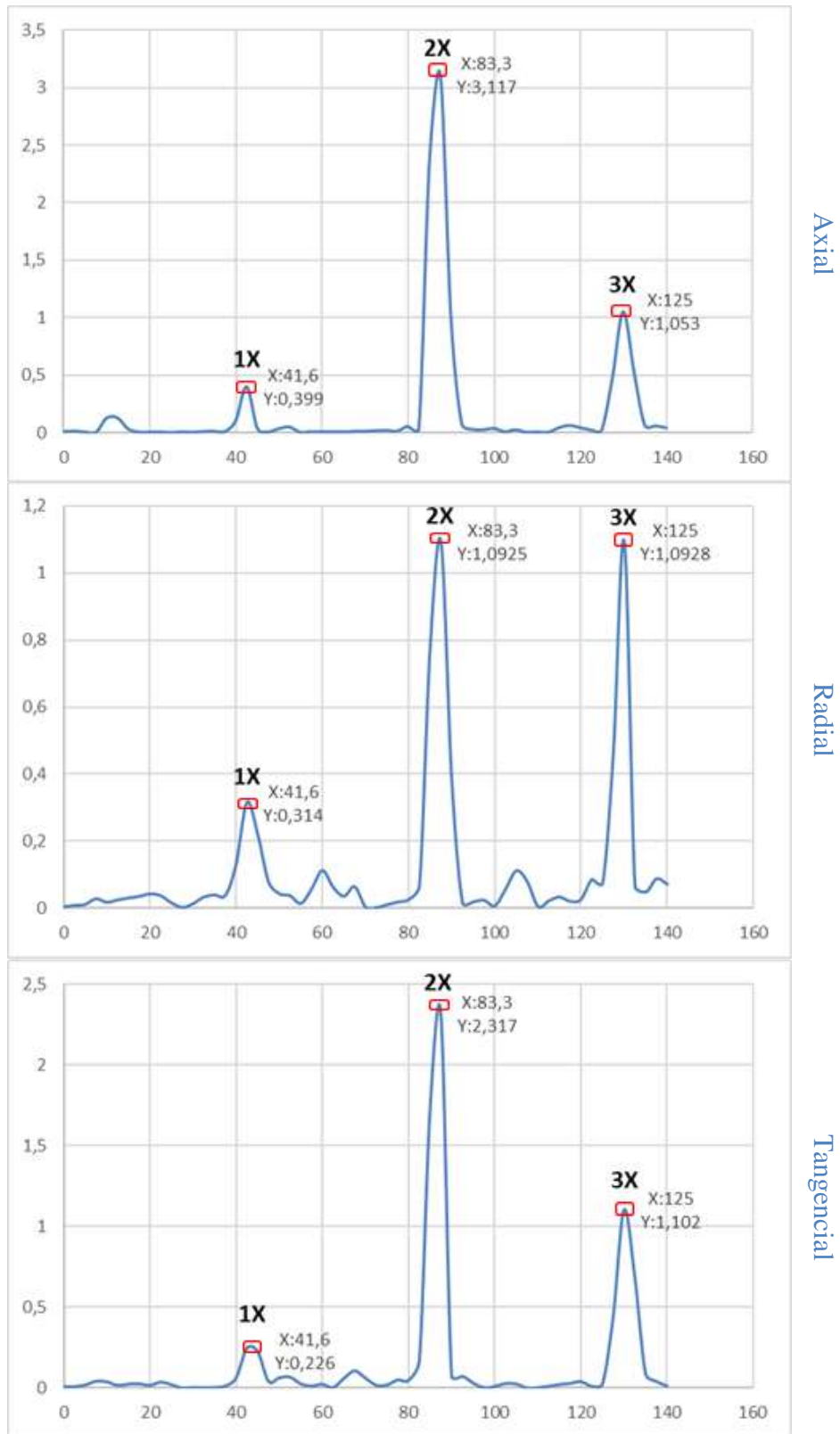
Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

**Observaciones:**

- En el motor lado libre al comparar los espectros de vibración que se obtuvo en el ensayo con los espectros que brinda la carta de Charlotte de la tabla 3-4, se puede observar la presencia de una desalineación paralela en la posición radial, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X y el pico 3X disminuye severamente, la altura relativa entre el pico 1X y 2X dependerá del tipo de acople.
- En la posición tangencial se puede observar la presencia de una desalineación paralela, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X.
- Se ha identificado varias fuentes de problemas en el acople que serán corregidos en la alineación; se puede observar los nuevos espectros obtenidos en el gráfico 6-4, en el cual se observa que los picos de vibración en cada frecuencia disminuyen considerablemente en amplitud de tal forma que los nuevos valores están dentro de los rangos permisibles

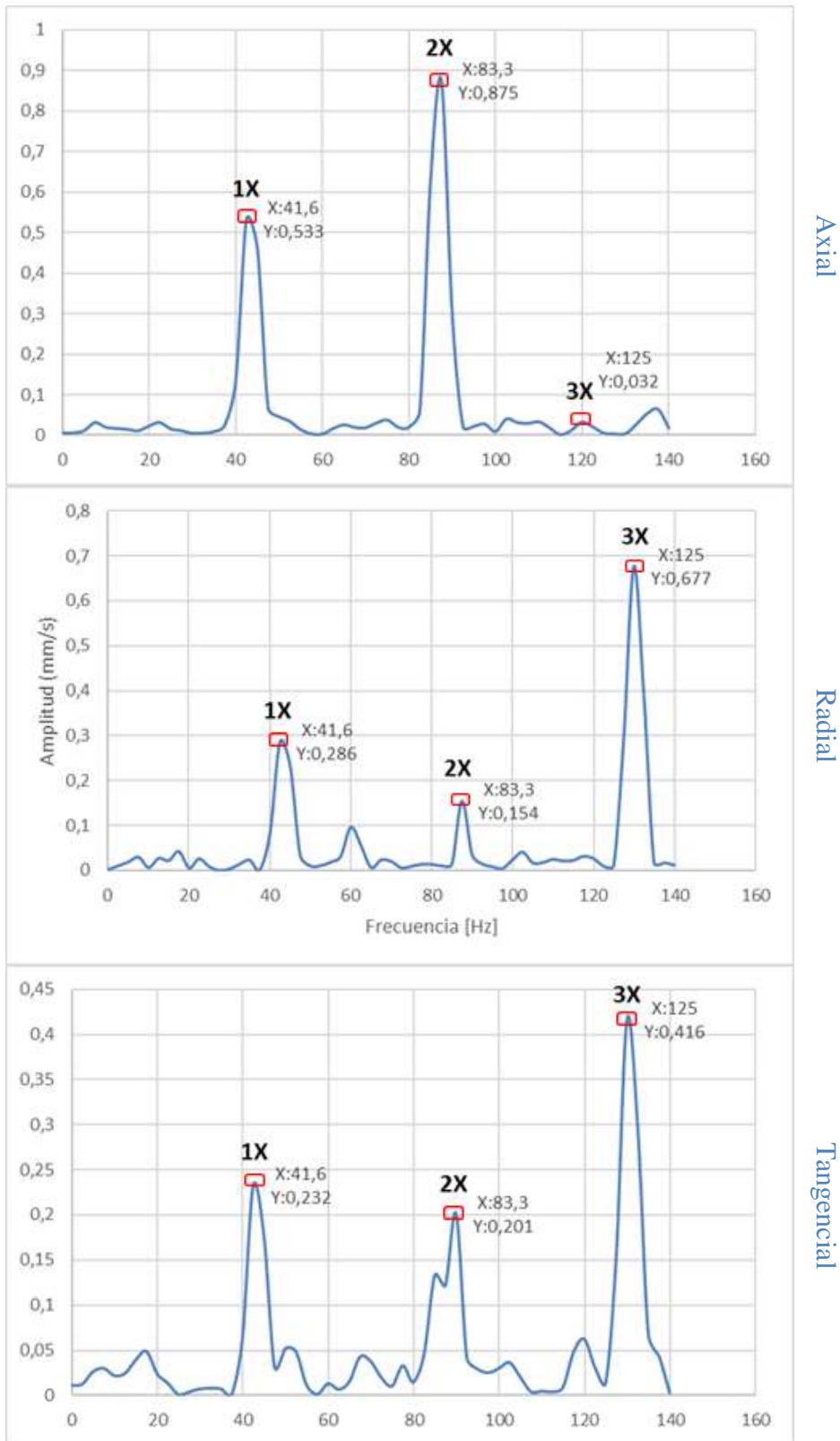
de acuerdo a la norma ISO 2372 lo que evidencia que al realizar la alineación se corrigen todos los problemas y anomalías.

4.1.5.6 Análisis comparativo de los espectros de vibraciones en el motor lado del acople



**Gráfico 7-4.** Motor lado acople desalineado a 2500 rpm.

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021



**Gráfico 8-4.** Motor lado acople alineado a 2500 rpm.  
 Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021



Observaciones:

- En el motor lado del acople al comparar los espectros de vibración que se obtuvo en el ensayo con los espectros que brinda la carta de Charlotte de la tabla 3-4, se puede observar la presencia de una desalineación paralela en la posición axial, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X y el pico 3X disminuye severamente, la altura relativa entre el pico 1X y 2X dependerá del tipo de acople.
- En la posición radial se puede observar la presencia de una desalineación paralela, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X.
- En la posición tangencial se puede observar la presencia de una desalineación paralela, al presentarse el pico 2X mayor que el pico 1X.
- Se ha identificado varias fuentes de problemas en el acople que serán corregidos en la alineación. Como se puede observar los nuevos espectros obtenidos en el gráfico 8-4 los picos de vibración en cada frecuencia disminuyen considerablemente en amplitud de tal forma que los nuevos valores caen dentro de los rangos permisibles de acuerdo a la norma ISO 2372 lo que evidencia que al realizar la alineación se corrigen todos los problemas y anomalías.

4.1.5.7 *Ensayos a diferentes velocidades con y sin alineamiento en chumacera y motor.*

**Tabla 4-4:** Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento.

1500 RPM					
Posición de monitoreo	Desalineado		Alineado		Condición de cambio (%)
	Velocidad (mm/s)	Severidad de vibración	Velocidad (mm/s)	Severidad de vibración	
1V	1,623	B	0,633	A	61,00
1H	2,752	C	1,73	B	37,14
1A	2,302	C	1,135	B	50,70
2V	1,756	B	1,027	B	41,51
2H	3,296	C	1,063	B	67,75
2A	1,043	B	0,945	B	9,40
Motor					
1V	1,707	B	0,725	B	57,53
1H	2,667	C	1,191	B	55,34
2V	1,4	B	0,787	B	43,79
2H	1,249	B	1,039	B	16,81
2A	0,973	B	0,521	A	46,45

**Tabla 4-4 (Continuación):** Valores generales de velocidad antes y después del alineamiento

2000 RPM					
1V	1,618	B	1,318	B	18,54
1H	2,518	C	1,124	B	55,36
1A	2,13	C	1,386	B	34,93
2V	2,476	C	1,232	B	50,24
2H	4,229	C	1,858	C	56,07
2A	1,803	C	0,906	B	49,75
Motor					
1V	2,156	C	1,229	B	43,00
1H	3,796	C	1,212	B	68,07
2V	2,381	C	0,848	B	64,38
2H	1,06	B	0,702	B	33,77
2A	2,36	C	0,588	A	75,08
2500 RPM					
1V	2,118	C	1,03	B	48,63
1H	5,919	D	0,933	B	15,76
1A	2,941	C	1,85	C	62,90
2V	2,252	C	1,201	B	53,33
2H	6,011	D	1,62	B	26,95
2A	2,299	C	1,117	B	48,59
Motor					
1V	4,416	C	1,63	B	36,911
1H	3,871	C	1,477	B	38,156
2V	1,742	B	0,877	B	50,344
2H	3,426	C	0,633	A	18,476
2A	3,513	C	1,266	B	36,038

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

**Tabla 5-4:** Valores de temperatura.

1500 RPM			
Posición de monitoreo	Desalineado	Alineado	Condición de cambio
	Temperatura (°C)	Temperatura(°C)	(%)
1V	39,6	28	29,29
1H	39,4	33	16,24
1A	28,3	25	11,66
2V	34,2	32,1	6,14
2H	35,5	30,3	14,65

**Tabla 5-4 (Continuación):** Valores de temperatura.

2A	28	25,2	10,00
Motor			
1V	23,1	20,3	12,12
1H	21,7	18,9	12,90
2V	25,7	21,7	15,56
2H	26,2	23,6	9,92
2A	25,5	22,5	11,76
2000 RPM			
1V	45	36,4	19,11
1H	48,1	41,2	14,35
1A	31,1	25,5	18,01
2V	39,7	36,9	7,05
2H	40,6	37,2	8,37
2A	29,1	26,8	7,90
Motor			
1V	22,3	20,9	6,28
1H	21,5	20,3	5,58
2V	26,2	25,2	3,82
2H	26	23,8	8,46
2A	26,4	23,2	12,12
2500 RPM			
1V	51,7	39,7	23,21
1H	55,1	43	21,96
1A	33,1	25,9	21,75
2V	46,6	40,1	13,95
2H	46,6	38,4	17,60
2A	30,2	29,4	2,65
Motor			
1V	22,3	21,6	3,14
1H	21,5	19,9	7,44
2V	26,5	24,2	8,68
2H	27,1	25,7	5,17
2A	28,6	25,4	11,19

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

## CONCLUSIONES

- Durante la revisión del estado del arte de fallas en sistemas mecánicos debido a desalineamiento en acoples flexibles se pudo identificar los principales problemas causados por la desalineación, su espectro de vibración característico y como esta se ve influenciado dependiendo de la velocidad a la cual se encuentre operando el equipo.
- Mediante la utilización de la Función de despliegue de la calidad QFD nos permitió identificar los principales requerimientos desde el punto de vista del usuario como son: fácil alineación y toma de datos, permita realizar múltiples configuraciones. De igual forma se identificó las principales características técnicas que debe cumplir el banco de pruebas desde un punto de vista técnico las cuales son: una estructura base adecuada, selección correcta de elementos mecánicos, sistema de toma de datos.
- Para asegurar una construcción óptima y segura del banco de pruebas se realizó flujogramas de construcción en la cual se especifica los materiales y operaciones de construcción que debe tener cada una de las partes que conforma el banco de pruebas. Mismo que tuvo una duración de 9 días laborables, 7 horas y 38 minutos. Para el montaje de igual manera se realizó un flujograma de montaje en el que se indica las operaciones a seguir el cual tuvo una duración de 2h y 30 min.
- Como se puede observar en la tabla 4-4 en base a la norma ISO 2372 la severidad de las vibraciones aumenta conforme incrementa la velocidad de rotación llegando a calidades de vibración insatisfactoria e inaceptable. Una vez realizada la alineación la calidad de vibración mejora considerablemente en la mayoría de puntos; obteniendo una calidad buena y satisfactoria. Estas condiciones de cambio van des un máximo de 75,08% hasta un mínimo de 9,40%.
- Al igual que la severidad de la vibración la temperatura también se ve afectada conforme incrementa la velocidad de rotación, estos cambios son mayores en los puntos medidos en las chumaceras; esta temperatura disminuye una vez realizado la alineación. Estas condiciones de cambio van des un máximo de 29,29% hasta un mínimo de 2,65%.
- De acuerdo a la tabla 4-4 analizando los valores de velocidad RMS a 1500, 2000 y 2500 rpm en el punto 1 (chumacera lado libre del acople), las posiciones tangenciales son los puntos donde se registra un elevado valor de severidad, siguiéndole la posición axial y finalmente la posición radial. En el punto 2 (chumacera lado del acople) se registra algo similar una

severidad mayor en la posición tangencial seguida por la posición radial y finalmente la posición axial, sin embargo, a 2500 rpm presenta un ligero cambio se registra una severidad mayor en la posición tangencial seguida por la posición axial y finalmente la posición radial. En el punto 3 (motor lado libre) la severidad registrada cambia dependiendo de la velocidad, a 1500 y 2000 rpm las posiciones tangenciales son los puntos donde se registra un elevado valor de severidad, siguiéndole la posición radial, sin embargo, a 2500 rpm es, al contrario. En el punto 4 (motor lado del acople) cada velocidad de operación registra un punto diferente de concentración de severidad de vibración. Concluyendo que los puntos de concentración de vibraciones pueden cambiar conforme aumenta la velocidad de operación.

- Conforme aumenta la velocidad de rotación las amplitudes de los espectros son más grandes de tal forma que los valores globales de velocidad RMS son mayores a 2500 rpm con un valor de velocidad RMS de 5,92 mm/s, siguiéndole a 2000 rpm con un valor de 3,79 mm/s y finalmente a 1500 rpm con un valor de 3,29 mm/s.
- Los espectros de vibración analizados nos muestran el estado en el que se encuentra el equipo, en el presente se identificó espectros con problemas de desalineación angular, paralela y eje doblado.
- Para garantizar el uso correcto y manipulación del banco de pruebas se elaboró una guía de laboratorio denominada “Diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración”, en la cual se indica cada uno de los pasos a seguir mismos que servirán para la correcta obtención, análisis y procesamiento de datos. Además, se incluyen las normas a utilizar (ISO 2372, Carta ilustrada de diagnóstico de vibraciones) y una guía para la correcta manipulación de los instrumentos utilizados (alineador de ejes TKSA 11 y Colector de datos CMDT 390).

## **RECOMENDACIONES**

- Debido a que los espectros de vibración se ven influenciado enormemente dependiendo del tipo de acople y material, se recomienda realizar el mismo ensayo utilizando otros tipos de acoples flexibles para identificar como varían sus espectros de vibración, temperatura y ruido a diferentes velocidades de operación.
- Actualmente se puede realizar toma de medidas de velocidad, aceleración y temperatura para el análisis de vibración, sin embargo, en un futuro se puede implementar otras técnicas para el análisis de vibraciones como análisis de forma de onda, orbitas o técnicas complementarias como termografías. Logrando así tener una perspectiva más amplia de los análisis de vibración que se pueden realizar en equipos rotatorios.
- Cuando el equipo se encuentra desalineado se recomienda no realizar el ensayo a altas velocidades ya que genera una alta vibración pudiendo generar daños irreversibles en los elementos del banco de pruebas. Una vez alineado el equipo se puede realizar el ensayo a altas velocidades para observar de mejor manera el espectro de vibración.

## GLOSARIO

**Análisis de vibraciones:** El análisis de vibraciones se refiere al proceso de medir los niveles de vibración y las frecuencias de la maquinaria industrial y utilizar esa información para determinar la "salud" de la máquina y sus componentes (VibrAlign,sf)

**Desalineación angular:** Se produce cuando la línea central de los dos ejes motriz y conducido forman un ángulo entre sí (Fernandez, 2020).

**Desalineación paralela:** En una desalineación paralela la línea central del eje de las dos máquinas es paralela entre sí y tiene un desplazamiento (Ezzat Moustafa, 2017, p.17).

**Desalineación mixta:** Es la más común de las situaciones, la línea central del eje de las dos máquinas tiene la desalineación paralela y angular de los dos tipos anteriores (DMC, 2019).

**Espectro de vibración:** Un espectro de vibraciones FFT (Transformada rápida de Fourier) es una herramienta increíblemente útil para el análisis de vibraciones de maquinaria. Si existe un problema de maquinaria, los espectros de FFT brindan información para ayudar a determinar la fuente y la causa del problema y, con la tendencia, cuánto tiempo hasta que el problema se vuelve crítico (Mais, 2002, p.3).

**Severidad de vibración:** Un procedimiento común para monitorear el desequilibrio de las máquinas rotativas es medir la velocidad de vibración (severidad de la vibración). Es una medida del contenido energético de la vibración emitida. Las razones del desequilibrio pueden ser, por ejemplo, tornillos sueltos, componentes doblados, cojinetes desgastados con demasiado espacio libre o suciedad en los ventiladores. A menudo, varios de estos efectos se incrementan entre sí (Weber, 2002, p.8).

**Velocidad RMS:** El valor RMS es la medida de amplitud más relevante, porque toma en cuenta el historial de tiempo de la onda y da un valor de amplitud que está directamente relacionado con el contenido de energía y, por lo tanto, las capacidades destructivas de la vibración (ASME, 2014).

## BIBLIOGRAFÍA

**ASME.** *Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo* [en línea]. ASME International, 2014. [Consulta: 10 diciembre 2020]. Disponible en: <http://cursos.asmevirtual.org/index.php/cursos/temario/8>.

**BAVISKAR, Jay.** *¿Qué son los acoplamientos? | Tipos de acoplamientos y su aplicación* [en línea]. 2018. [Consulta: 10 diciembre 2020]. Disponible en: <https://mechstuff.com/what-are-different-types-of-couplings/>.

**BUDYNAS, Richard G; & NISBETT, Keith J.** *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8 va ed. Ciudad de México-México: McGRAW-HILL, 2008. ISBN 9780874216561, pp. 275-1038.

**DIPAC.** *Ejes acero inoxidable* [en línea]. 2006. [Consulta: 15 diciembre 2020]. Disponible en: <http://www.dipacmanta.com/ejes/acero-inoxidable-aisi>.

**DMC.** *Ejes de alineación* [en línea]. 2019. [Consulta: 9 diciembre 2020]. Disponible en: <https://www.dmc.pt/es/alinhamento-de-veios/>.

**DYNAMOX.** *Desalineación del eje y su contribución a fallas mecánicas* [en línea]. 2018. [Consulta: 10 diciembre 2020]. Disponible en: <https://dynamox.net/es/desalineacion-del-eje-fallas-mecanicas/>.

**EDIBON.** *Diagnóstico de Máquinas* [en línea]. Madrid-España, 2020. [Consulta: 20 diciembre 2020]. Disponible en: [https://www.edibon.com/EQUIPOS/MDU/MDU\\_ES.pdf?fbclid=IwAR37omFniWCDxDrRWSFj--AXMeLmiZ0NNb3YCfcPnggeyWTNXCjvJomoe90](https://www.edibon.com/EQUIPOS/MDU/MDU_ES.pdf?fbclid=IwAR37omFniWCDxDrRWSFj--AXMeLmiZ0NNb3YCfcPnggeyWTNXCjvJomoe90).

**ELY, Mark & VIETSCH, Karl.** *La importancia de la alineación del eje* [en línea]. 2011. [Consulta: 9 diciembre 2020]. Disponible en: <https://www.flowcontrolnetwork.com/maintenance-safety/article/15555626/the-importance-of-shaft-alignment>.

**EZZAT MOUSTAFA, Essam Bahgat.** *Mechanical fault diagnosis part 2* [en línea]. 2017. [Consulta: 14 noviembre 2020]. Disponible en: [https://www.kau.edu.sa/Files/0057850/Subjects/mechanical fault diagnosis part 2.pdf](https://www.kau.edu.sa/Files/0057850/Subjects/mechanical%20fault%20diagnosis%20part%202.pdf).



**FAIRES, V. M.** *Diseño de elementos de máquinas*. 4ta ed. Barcelona-España: Montaner y Simón SA, 1995, pp. 383-384.

**FERNANDEZ, Alfonso.** *Desalineación* [en línea]. 2020. [Consulta: 9 diciembre 2020]. Disponible en: <https://power-mi.com/es/content/desalineación>.

**GARCÍA HERNANDEZ, Juan Carlos.** Diseño de Tutor para Análisis de Vibraciones Mecánicas [en línea] (Trabajo de titulación). (Pregrado) Universidad de los Andes, Bogota, Colombia. 2003. pp. 16-17. [Consulta: 10 enero 2021]. Disponible en: <https://repositorio.uniandes.edu.co/bitstream/handle/1992/21101/u246043.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

**GONZÁLEZ, Héctor; et al.** "Diseño de un banco de pruebas de desalineamiento y desbalanceo mecánico". *Scientia Et Technica* [en línea], 2005, (Colombia) 2(28), pp. 101-106. [Consulta: 18 diciembre 2020]. ISSN 0122-1701. Disponible en: <https://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/6827>.

**GUNT HAMBURG.** *Sistema de diagnóstico de máquinas, unidad básica*. [en línea]. 2020. [Consulta: 20 diciembre 2020]. Disponible en: [https://www.gunt.de/index.php?option=com\\_gunt&task=gunt.list.category&product\\_id=1022&lang=es&Itemid=150&fbclid=IwAR09WffBu6tvTWyqJHqDF1cWuWQShOmM4hh1DbR1n0twPOp2vXzLSjUVRJU](https://www.gunt.de/index.php?option=com_gunt&task=gunt.list.category&product_id=1022&lang=es&Itemid=150&fbclid=IwAR09WffBu6tvTWyqJHqDF1cWuWQShOmM4hh1DbR1n0twPOp2vXzLSjUVRJU).

**LUDECA.** *A Practical Guide to Shaft Alignment* [en línea]. Prüftechnik, 2002. [Consulta: 15 noviembre 2020]. Disponible en: [https://www.plantservices.com/assets/knowledge\\_centers/ludeca/assets/A\\_Practical\\_Guide\\_to\\_Shaft\\_Alignment.pdf](https://www.plantservices.com/assets/knowledge_centers/ludeca/assets/A_Practical_Guide_to_Shaft_Alignment.pdf).

**MAIS, Jason.** *Spectrum Analysis* [en línea]. SKF, 2002. [Consulta: 20 febrero 2021]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968024acef-CM5118-EN-Spectrum-Analysis\\_tcm\\_12-113997.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968024acef-CM5118-EN-Spectrum-Analysis_tcm_12-113997.pdf).

**MECH4STUDY.** *Tipos de acoplamientos* [en línea]. 2018. [Consulta: 8 diciembre 2020]. Disponible en: <https://www.mech4study.com/2018/10/what-is-coupling-what-are-main-types-of-couplings.html>.

**MORENO RODRÍGUEZ, Diana Xiomara, & MARTÍNEZ MUÑOZ, Juan Sebastián.** Diseño y desarrollo de un sistema de control para una máquina de balanceo utilizando análisis de vibraciones [en línea] (Trabajo de titulación). (Pregrado) Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, Colombia. 2015. pp. 11-14. [Consulta: 18 enero 2021]. Disponible en: <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/5492/6203M843.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

**MOTT, Robert L.** *Diseño de elementos de máquinas*. 4ta ed. Atlacomulco-México: Pearson Education, 2006. ISBN 970-26-0812-0, pp. 513-517.

**OLARTE, William; et al.** "Análisis de vibraciones: Una herramienta clave en el mantenimiento predictivo". *Scientia Et Technica* [en línea], 2010, (Colombia) 16(45), pp. 219-222. [Consulta: 12 diciembre 2020]. ISSN 0122-1701. Disponible en: <https://www.redalyc.org/pdf/849/84917249040.pdf>.

**PAREDES LÓPEZ, Pedro Manuel.** Modelado, simulación e implementación de módulo de ensayos vibracionales para detección de fallas en maquinaria rotativa para instrucción universitaria [en línea] (Trabajo de titulación). (Pregrado) Universidad César Vallejo, Trujillo, Peru. 2018. pp. 44-45. [Consulta: 28 diciembre 2020]. Disponible en: <http://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/35224>.

**PIOTROWSKI, John.** *Shaft Alignment Handbook*. 3rd ed. New York-USA: CRC Press, 2006. ISBN 1-57444-721-1, pp. 343-347.

**RIBA ROMEVA, Carles.** *Diseño concurrente* [en línea]. Barcelona-España: Edicions UPC, 2002. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36754/9788498800746.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

**SÁNCHEZ, Heller; et al.** "Metodología para el balanceo de rotores empleando un analizador de vibraciones". *Revista UIS Ingenierías* [en línea], 2017, (Colombia) 17(2), pp. 291-308. [Consulta: 10 enero 2021]. ISSN 16574583. Disponible en: <https://www.redalyc.org/jatsRepo/5537/553756965026/html/index.html>.

**SIEMENS.** *El portafolio de motores eléctricos más amplio del mundos* [en línea]. SIEMENS Services, 2019. [Consulta: 10 diciembre 2020]. Disponible en:

<https://cutt.ly/PortafolioMotoresSiemens>.

**SKF.** *Soportes de pie SNL* [en línea]. 2009. [Consulta: 20 diciembre 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d196801106cb-6112\\_ES\\_tcm\\_42-494474.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d196801106cb-6112_ES_tcm_42-494474.pdf).

**SKF.** *SKF Couplings* [en línea]. 2018. [Consulta: 10 diciembre 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub20/Images/0901d196806fd7be-SKF-Couplings---15822\\_2-EN\\_tcm\\_20-317965.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub20/Images/0901d196806fd7be-SKF-Couplings---15822_2-EN_tcm_20-317965.pdf).

**SKF.** *Instrucciones de uso de TKSA 11* [en línea]. 2019a. [Consulta: 1 febrero 2021]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803dd4fb-MP5433\\_tcm\\_12-248116.pdf#cid-248116](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803dd4fb-MP5433_tcm_12-248116.pdf#cid-248116).

**SKF.** *Rodamientos* [en línea]. 2019b. [Consulta: 20 diciembre 2020]. Disponible en: [https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d1968097689a-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_42-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d1968097689a-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_42-121486.pdf).

**SKF.** *SKF QuickCollect sensor* [en línea]. 2020. [Consulta: 5 febrero 2021]. Disponible en: [https://servicesandsolutions.promo.skf.com/acton/attachment/26359/f-709d72d7-3d7a-46a6-8871-c30052d0a591/1/-/-/-/17198\\_3 EN - SKF QuickCollect sensor\\_Low.pdf?cm\\_mmc=Act-On Software\\_-\\_Landing Page\\_-\\_SKF QuickCollect and Enlight ProCollect\\_-\\_Download the](https://servicesandsolutions.promo.skf.com/acton/attachment/26359/f-709d72d7-3d7a-46a6-8871-c30052d0a591/1/-/-/-/17198_3 EN - SKF QuickCollect sensor_Low.pdf?cm_mmc=Act-On Software_-_Landing Page_-_SKF QuickCollect and Enlight ProCollect_-_Download the).

**TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE.** *Lista Ilustrada De Diagnóstico De Vibraciones* [en línea]. 1996. [Consulta: 15 febrero 2021]. Disponible en: <https://www.technicalassociates.net/spanish-wall-chart.html>.

**TORRES CUEVA, Ariel Alexis.** Estudio del desalineamiento entre máquinas acopladas y análisis de su respuesta vibratoria [en línea] (Trabajo de titulación). (Pregrado) Universidad del Bío-Bío, Concepción, Chile. 2013. pp. 18-21. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: [http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/415/1/Torres\\_Cuevas\\_Ariel\\_Alexis.pdf](http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/415/1/Torres_Cuevas_Ariel_Alexis.pdf).

**UNE.** *Tipos de acoplamientos de transmisión de potencia rígidos vs flexibles* [en línea]. sf. [Consulta: 6 enero 2021]. Disponible en: <https://eganagroup.com/une/tipos-de-acoplamientos-de-transmision-de-potencia/>.

**VIBRALIGN.** *Análisis de vibraciones* [en línea]. sf. [Consulta: 25 febrero 2021]. Disponible en:

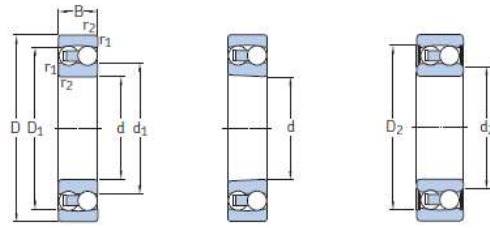
<https://vibralign.com/resources/concepts/vibration-analysis/>.

**WEBER, Manfred.** *Vibration severity meter VM12* [en línea]. 2002. [Consulta: 20 febrero 2021].

Disponible en: <https://www.mmf.de/manual/vm12mane.pdf>.

# ANEXO A: CATÁLOGO DE RODAMIENTOS DE BOLAS A RÓTULA SKF

## 4.1 Rodamientos de bolas a rótula d 25 – 45 mm



Agujero cilíndrico

Agujero cónico

Sellado

4.1



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
25	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	▶ 1205 ETN9	▶ 1205 EKTN9
	52	18	14,3	4	0,21	-	9 000	0,16	▶ 2205 E-2RS1TN9	▶ 2205 E-2RS1KTN9
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	▶ 2205 ETN9	▶ 2205 EKTN9
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	▶ 1305 ETN9	▶ 1305 EKTN9
	62	24	19	5,4	0,28	-	7 500	0,34	▶ 2305 E-2RS1TN9	▶ 2305 E-2RS1KTN9
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	▶ 2305 ETN9	▶ 2305 EKTN9
30	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,22	▶ 1206 ETN9	▶ 1206 EKTN9
	62	20	15,6	4,65	0,24	-	7 500	0,26	▶ 2206 E-2RS1TN9	▶ 2206 E-2RS1KTN9
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,26	▶ 2206 ETN9	▶ 2206 EKTN9
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,39	▶ 1306 ETN9	▶ 1306 EKTN9
	72	27	22,5	6,8	0,36	-	6 700	0,51	▶ 2306 E-2RS1TN9	▶ 2306 E-2RS1KTN9
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,5	▶ 2306	▶ 2306 K
35	72	17	19	6	0,31	20 000	13 000	0,32	▶ 1207 ETN9	▶ 1207 EKTN9
	72	23	19	6	0,31	-	6 300	0,41	▶ 2207 E-2RS1TN9	▶ 2207 E-2RS1KTN9
	72	23	30,2	8,8	0,455	18 000	12 000	0,4	▶ 2207 ETN9	▶ 2207 EKTN9
	80	21	26,5	8,5	0,43	16 000	11 000	0,51	▶ 1307 ETN9	▶ 1307 EKTN9
	80	31	26,5	8,5	0,43	-	5 600	0,7	▶ 2307 E-2RS1TN9	▶ 2307 E-2RS1KTN9
	80	31	39,7	11,2	0,59	16 000	12 000	0,68	▶ 2307 ETN9	▶ 2307 EKTN9
40	80	18	19,9	6,95	0,36	18 000	11 000	0,42	▶ 1208 ETN9	▶ 1208 EKTN9
	80	23	19,9	6,95	0,36	-	5 600	0,5	▶ 2208 E-2RS1TN9	▶ 2208 E-2RS1KTN9
	80	23	31,9	10	0,51	16 000	11 000	0,51	▶ 2208 ETN9	▶ 2208 EKTN9
	90	23	33,8	11,2	0,57	14 000	9 500	0,68	▶ 1308 ETN9	▶ 1308 EKTN9
	90	33	33,8	11,2	0,57	-	5 000	0,96	▶ 2308 E-2RS1TN9	▶ 2308 E-2RS1KTN9
	90	33	54	16	0,82	14 000	10 000	0,93	▶ 2308 ETN9	▶ 2308 EKTN9
45	85	19	22,9	7,8	0,4	17 000	11 000	0,47	▶ 1209 ETN9	▶ 1209 EKTN9
	85	23	22,9	7,8	0,4	-	5 300	0,53	▶ 2209 E-2RS1TN9	▶ 2209 E-2RS1KTN9
	85	23	32,5	10,6	0,54	15 000	10 000	0,55	▶ 2209 ETN9	▶ 2209 EKTN9

## DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	23.8 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	6.7 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.35 kN
Velocidad de referencia		22000 r/min
Velocidad límite		15000 r/min
Desalineación angular admisible	α	2.5 °
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.045
Factor de cálculo	e	0.33
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	2
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	1.9
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	3

## ANEXO B: FACTOR DE CONTAMINACIÓN DEL RODAMIENTO

Tabla 6

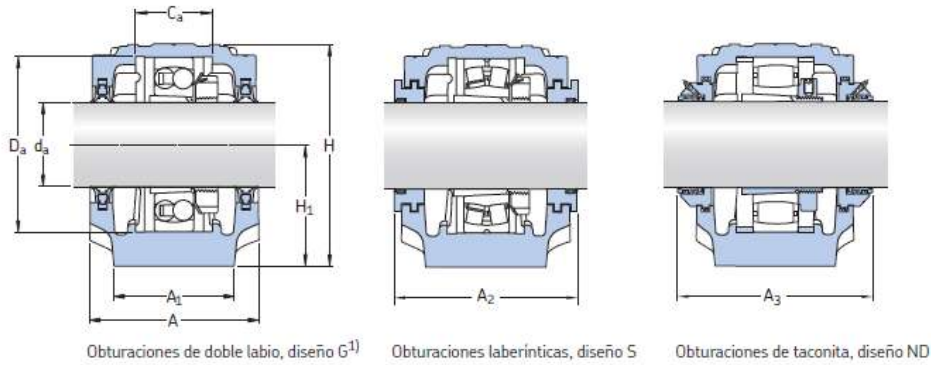
Valores orientativos para el factor  $\eta_c$  para distintos niveles de contaminación

Condiciones	Factor $\eta_c$ <sup>1)</sup> para rodamientos con diámetro d <sub>m</sub> < 100                      d <sub>m</sub> ≥ 100 mm	
	<b>Limpieza extrema</b> • Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1
<b>Gran limpieza</b> • Aceite lubricante con filtración muy fina • Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Limpieza normal</b> • Aceite lubricante con filtración fina • Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Contaminación ligera</b> • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Contaminación severa</b> • Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy severa</b> • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de $\eta_c$ están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

<sup>1)</sup> La escala para  $\eta_c$  se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluye la contaminación por agua u otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en entornos altamente contaminados ( $\eta_c = 0$ ), la vida útil del rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida nominal.

## ANEXO C: CATÁLOGO DE SOPORTES DE CHUMACERAS BIPARTIDAS SKF

Soportes de pie SNL para rodamientos sobre un manguito de fijación, ejes métricos  
 $d_a$  20 – 35 mm

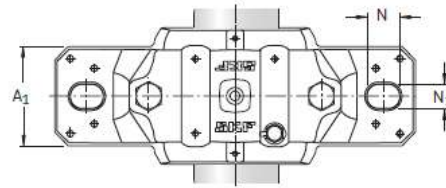
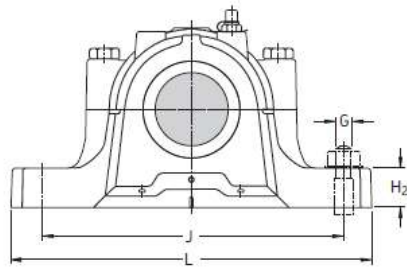


Obturaciones de doble labio, diseño G<sup>1</sup>

Obturaciones laberínticas, diseño S

Obturaciones de taconita, diseño ND

Eje $d_a$	Soporte Dimensiones											Masa kg	Designaciones Soporte	Obturaciones	Tapa lateral
	A	A <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G					
mm	mm											kg	-		
20	67	46	74	40	19	130	165	20	15	12	1,45	SNL 505 SNL 505 SNL 505 SNL 505 SNL 505	TSN 505 G TSN 505 A TSN 505 C TSN 505 S TSN 505 ND	ASNH 505 ASNH 505 ASNH 505 ASNH 505 ASNH 505	
	77	52	89	50	22	150	185	20	15	12	2,00	SNL 506-605 SNL 506-605 SNL 506-605 SNL 506-605 SNL 506-605	TSN 605 G TSN 605 A TSN 605 C TSN 605 S TSN 605 ND	ASNH 506-605 ASNH 506-605 ASNH 506-605 ASNH 506-605 ASNH 506-605	
25	77	52	89	50	22	150	185	20	15	12	2,00	SNL 506-605 SNL 506-605 SNL 506-605 SNL 506-605 SNL 506-605	TSN 506 G TSN 506 A TSN 506 C TSN 506 S TSN 506 ND	ASNH 506-605 ASNH 506-605 ASNH 506-605 ASNH 506-605 ASNH 506-605	
	82	52	93	50	22	150	185	20	15	12	2,20	SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606	TSN 606 G TSN 606 A TSN 606 C TSN 606 S TSN 606 ND	ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606	
30	82	52	93	50	22	150	185	20	15	12	2,20	SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606 SNL 507-606	TSN 507 L TSN 507 A TSN 507 C TSN 507 S TSN 507 ND	ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606 ASNH 507-606	
	85	60	108	60	25	170	205	20	15	12	2,90	SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607 SNL 508-607	TSN 607 G TSN 607 A TSN 607 C TSN 607 S TSN 607 ND	ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607 ASNH 508-607	



C

Eje d <sub>a</sub>	Asiento del rodamiento C <sub>a</sub> D <sub>a</sub>		Anchura entre obturaciones A <sub>2</sub> A <sub>3</sub>		Rodamientos apropiados y componentes asociados Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula			Manguito de fijación 2 por soporte	Anillos de fijación 2 por soporte	Rodamiento de bolas a rótula Rodamiento de rodillos a rótula Rodamiento de rodillos a rótula obturado Rodamiento de rodillos toroidales CARB			Manguito de fijación de fijación	Anillos de fijación 2 por soporte
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			mm	mm	mm		
20	25	52	80	125	<b>1205 EKTN9</b>	H 205	FRB 5/52	<b>2205 EKTN9</b> <b>22205 EK</b> <b>C 2205 KTN9</b>	H 305 H 305 H 305 E	FRB 3.5/52 FRB 3.5/52 FRB 3.5/52				
	32	62	89	135	<b>1305 EKTN9</b>	H 305	FRB 7.5/62	- - -	- - -	- - -				
25	32	62	89	135	<b>1206 EKTN9</b>	H 206	FRB 8/62	<b>2206 EKTN9</b> <b>22206 EK</b> <b>C 2206 KTN9</b>	H 306 H 306 H 306 E	FRB 6/62 FRB 6/62 FRB 6/62				
	34	72	94	140	<b>1306 EKTN9</b> <b>21306 CCK</b>	H 306 H 306	FRB 7.5/72 FRB 7.5/72	<b>2306 K</b> - -	H 2306 - -	FRB 3.5/72 - -				
30	34	72	94	145	<b>1207 EKTN9</b>	H 207	FRB 8.5/72	<b>2207 EKTN9</b> <b>22207 EK</b> <b>C 2207 KTN9</b>	H 307 H 307 H 307 E	FRB 5.5/72 FRB 5.5/72 FRB 5.5/72				
	39	80	97	145	<b>1307 EKTN9</b> <b>21307 CCK</b>	H 307 H 307	FRB 9/80 FRB 9/80	<b>2307 EKTN9</b> - -	H 2307 - -	FRB 4/80 - -				



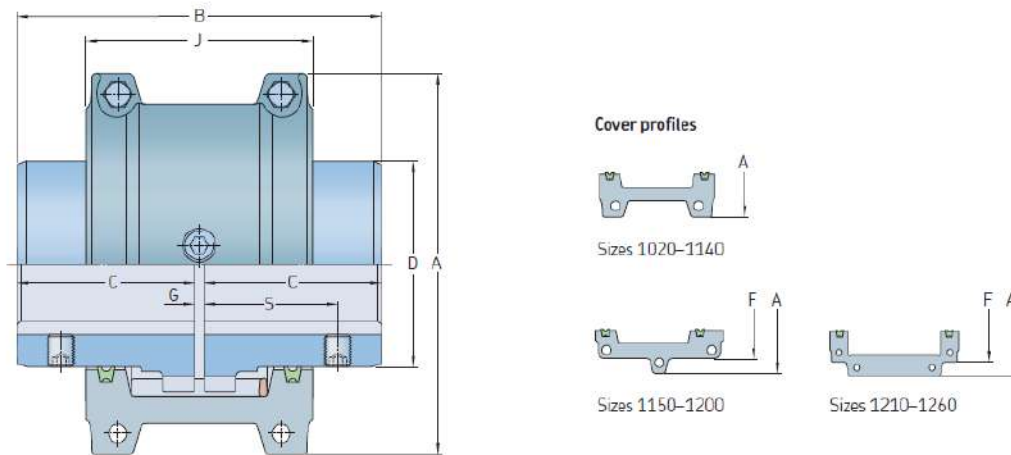
## ANEXO D: FACTOR DE SERVICIO DE ACOPLER SKF

Table 9

Service factors for chain, gear and grid couplings by application			
Application	Electric motor with standard torque	Application	Electric motor with standard torque
<b>Aerator</b>	2,0	<b>Man lifts</b>	Not approved
<b>Agitators</b>		<b>Mills (rotary type)</b>	
Vertical and horizontal	1,0	Ball or pebble	2,0
Screw, propeller, paddle	1,5	Rod or tube	2,0
<b>Barge haul pulley</b>		<b>Metal forming machines</b>	
<b>Blowers</b>		Dryer and cooler	1,75
Centrifugal	1,0	Continuous caster	1,75
Lobe or vane	1,25	Draw bench carriage and main drive	2,0
<b>Car dumpers</b>	2,5	Extruder	2,0
<b>Car pullers</b>	1,5	Forming machine and forming mills	2,0
<b>Classifier or classifier</b>	1,0	Silencers	1,0
<b>Clay working machines</b>		Wire drawing or flattening	1,75
Brick press	1,75	Wire winder	1,5
Pug mill	1,75	Coilers and uncoilers	1,5
Briquette machine	1,75	<b>Mixers (see agitators)</b>	
<b>Compressors</b>		Concrete	1,75
Centrifugal	1,0	Muller	1,5
Rotary, lobe or vane	1,25	<b>Press, printing</b>	1,5
Rotary, screw	1,0	<b>Pug mill</b>	1,75
Reciprocating		<b>Pulverizers</b>	
Direct connected	Contact SKF	Hammermill and hog	1,75
Without flywheel	Contact SKF	Roller	1,5
With flywheel and gear between compressor and prime mover		<b>Pumps</b>	
1 cylinder, single acting	3,0	Boiler feed	1,5
1 cylinder, double acting	3,0	Centrifugal	
2 cylinders, single acting	3,0	Constant speed	1,0
2 cylinders, double acting	3,0	Frequent speed changes under load	1,25
3 cylinders, single acting	3,0	Descaling, with accumulators	1,25
3 cylinders, double acting	2,0	Gear, rotary, or vane	1,25
4 or more cylinders, single acting	1,75	Reciprocating, plunger, piston	
4 or more cylinders, double acting	1,75	1 cylinder, single or double acting	3,0
<b>Feeder</b>			
Apron, belt, disc, screw	1,0		
Reciprocating	2,5		

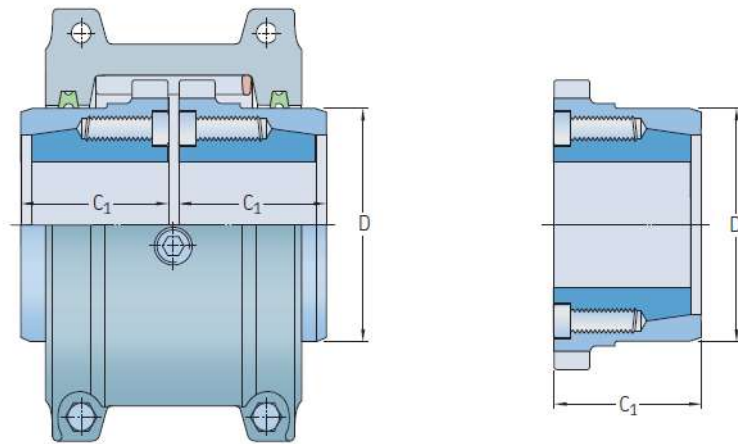
## ANEXO E: CATÁLOGO DE ACOPLER FLEXIBLES DE REJILLA SKF

Horizontal split cover



Size	Power per 100 r/min	Rated torque	Speed	Bore diameter	Dimensions						Gap			Lubricant weight	Coupling weight without bore		
					A	B	C	D	J	F	S	G	Normal			Max.	
	kW	Nm	r/min	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	
1020TGH	0,54	52	4 500	13	28	101,6	98,2	47,5	39,7	66	-	39,1	1,5	3	4,5	0,027	1,9

## Grid couplings with taper bushing option



Size	Taper bushing designation	Bushing torque capacity <sup>1)</sup>	Bore diameter range <sup>1)</sup>		Reduced hub length	Hub length reduction	Hub diameter
			Min.	Max.	$C_1$		$D$
-	-	Nm	mm		mm	mm	mm
1020	Not available	-	-	-	-	-	-
1030	PHFTB1108	147	13	25	45	2,5	49,2
1040	PHFTB1108	147	13	25	45	5,8	57,2

**ANEXO F: GUÍA DE LABORATORIO**

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL CHIMBORAZO  
VICERRECTORADO ACADÉMICO  
DIRECCIÓN DE DESARROLLO ACADÉMICO**



**FACULTAD: MECÁNICA**

**CARRERA: MECÁNICA**

**GUÍA DE PRACTICAS DE LABORATORIO  
DE DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

**CODIGO DE LA ASIGNATURA**

**LUGAR DONDE SE REALIZA LA PRÁCTICA:**

## **PRÁCTICA No. 01**

### **DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS MECÁNICOS POR DESALINEAMIENTOS EN ACOPLER FLEXIBLES MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESPECTROS DE VIBRACIÓN**

**FECHA:**       aaaa-mm-dd   (debe coincidir con la planificación de la asignatura)

#### **1.     OBJETIVO:**

##### **GENERAL**

Diagnosticar fallas en sistemas mecánicos por desalineamiento en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración.

##### **ESPECÍFICOS**

- Familiarizar al estudiante con temas relacionados a la vibración producida por la desalineación y alineación de ejes.
- Reconocer las partes del banco de pruebas e identificar la función que desempeñan cada una de las mismas.
- Aprender a alinear ejes de forma correcta.
- Comparar espectros de vibración que se producen con desalineamiento y posteriormente con alineamiento.
- Diagnosticar las fallas a través de la comparación de espectros de vibración obtenidos en el ensayo con tablas de diagnóstico de vibraciones (Carta de Charlotte).

#### **2.     INTRODUCCIÓN**

La desalineación es una de las principales fuentes de vibración que puede provocar daños graves e irreversibles en la máquina. Un análisis comparativo de espectros de vibración ayudara a detectar las fallas existentes en el equipo y corregirlas de manera inmediata ayudando a salvaguardar la vida útil de los equipos.

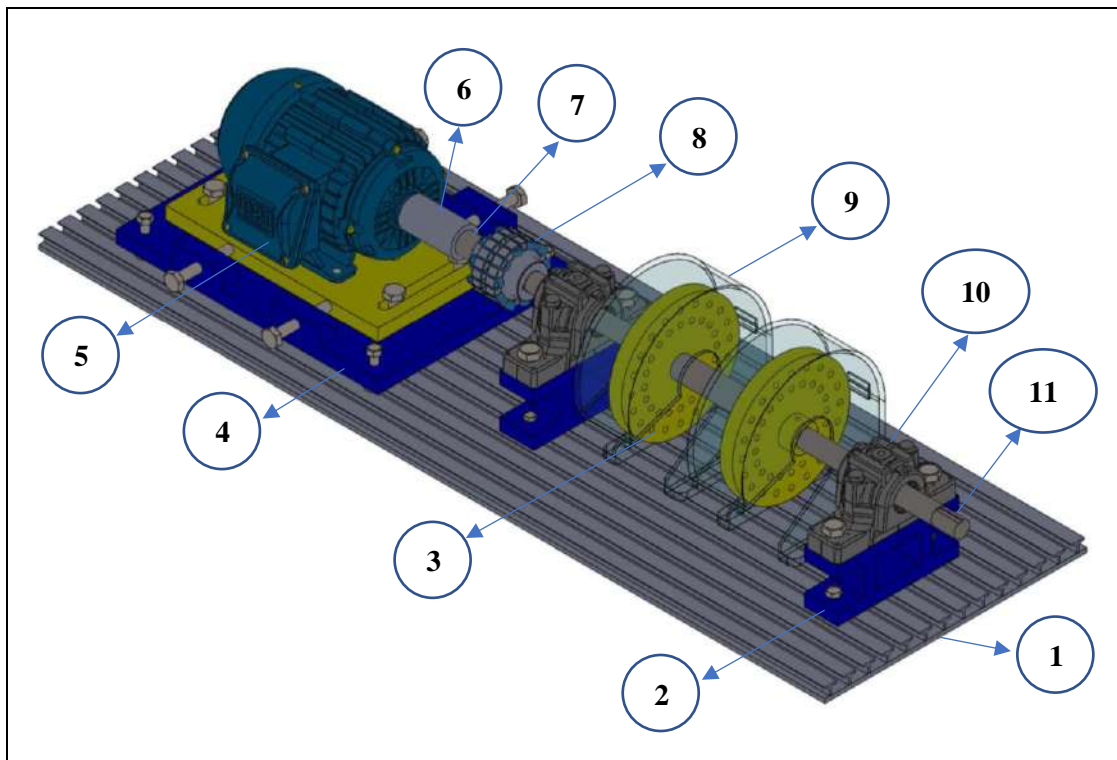
##### **Banco de pruebas:**

El banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas mecánicos por desalineamientos en acoples flexibles mediante análisis comparativo de espectros de vibración, basa su fuente de

potencia en un motor trifásico de 1Hp. Unido al motor existe un eje corto al cual se le transmitirá el movimiento; este eje esta unido al motor por medio de un acople rígido; al extremo del eje corto se une un eje largo a través de un acople flexible tipo rejilla; solidario al eje largo, se tiene dos discos que deberán estar completamente balanceados, estos discos llevan una serie de orificios los cuales estarán roscados para poder adicionar o quitar masa por medio de unos tornillos opresores con el fin de poder desbalancear la máquina; estos discos van unidos al eje por medio de tornillos tipo prisionero (González, Cardona y Monroy, 2005, p. 101).

El motor se encuentra sobre una base misma que permite generar la desalineación entre ejes, el sistema estará soportado sobre una base ranurada de desplazamiento en forma de T invertida para desplazar los soportes según el caso a medir.

**Tabla 1:** Partes del banco de pruebas



Nº Pieza	Unidad	Componente
1	1	Estructura base ranurada
2	2	Soporte para chumacera bipartida
3	2	Discos de balanceo
4	1	Base de motor
5	1	Motor eléctrico
6	1	Acople rígido
7	1	Eje corto
8	1	Acople flexible tipo rejilla

**Tabla 1:** Partes del banco de pruebas (Continuación)

9	2	Guardas de protección
10	2	Conjunto chumacera bipartida y rodamiento
11	1	Eje largo

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

### 3. PROCEDIMIENTO:

Para el desarrollo de la práctica se indica el siguiente procedimiento:

1. Reconocer el equipo e instrumentos necesarios para la práctica.
2. Observar y verificar que todos los elementos montados se encuentren ajustados correctamente.

**Tabla 2:** Capacidad de desalineación del acople

Acople flexible de tipo rejilla	Instalación recomendada		Operando		Distancia normal (G) +-10% mm
	Paralelo (P) mm	Angular 1/16° X-Y	Paralelo (P) mm	Angular 1/16° X-Y	
1020	0,15	0,06	0,30	0,24	3

Fuente: (SKF, 2018)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

3. Generar el desalineamiento utilizando la base de motor, tener en cuenta la capacidad de desalineación del acople utilizado.
4. Conectar el tablero de control “Variador de frecuencia SINAMICS V20” a una fuente de energía eléctrica y encender el equipo.
5. Definir un valor de velocidad a la cual se desea que funcione el banco de pruebas; para ello ingresamos un valor de frecuencia en el tablero de control (Ver ecuación 1).
6. Medir y verificar el valor de velocidad de rotación del eje utilizando un tacómetro.
7. Tomar las medidas en los puntos señalados en la fig.1 utilizando el colector de datos.
8. Observar y guardar los espectros de vibración producto de la desalineación que se producen en los puntos medidos. Se deberá registrar valores de temperatura, velocidad RMS con su respectivo espectro de vibración.

9. Si desea analizar el espectro de vibración a otra velocidad pare el motor y repita nuevamente los pasos del 5 al 8.
10. Una vez tomada las medidas en todos los puntos apagar el equipo.
11. Corregir la desalineación a través del uso de un equipo de alineación, en el presente se utilizará un alineador TKSA 11 (Ver tabla 3).
12. Una vez alineado el equipo repetir nuevamente los pasos del 4 al 10.
13. Analizar e interpretar los datos registrados.

Nota: Cuando el equipo esta desalineado se recomienda no trabajar a altas velocidades ya que la vibración puede ser muy elevada causando daño en el acople y demás componentes del banco de pruebas. Una vez realizada la alineación el equipo puede trabajar a altas velocidades normalmente.

## **4. ACTIVIDADES POR DESARROLLAR**

### **4.1 Observaciones y recomendaciones de instrumentos y equipos**

#### **EPP: Equipos de protección personal**

1. Mandil
2. Guantes
3. Zapatos de seguridad

#### **Equipos y herramientas:**

Equipos:

- Banco de pruebas
- Tablero de control “Variador de frecuencia SINAMICS V20”
- Alineador de ejes SKF TKSA 11
- Colector de datos SKF QuickCollect CMDT 390-K-SL
- Tacómetro

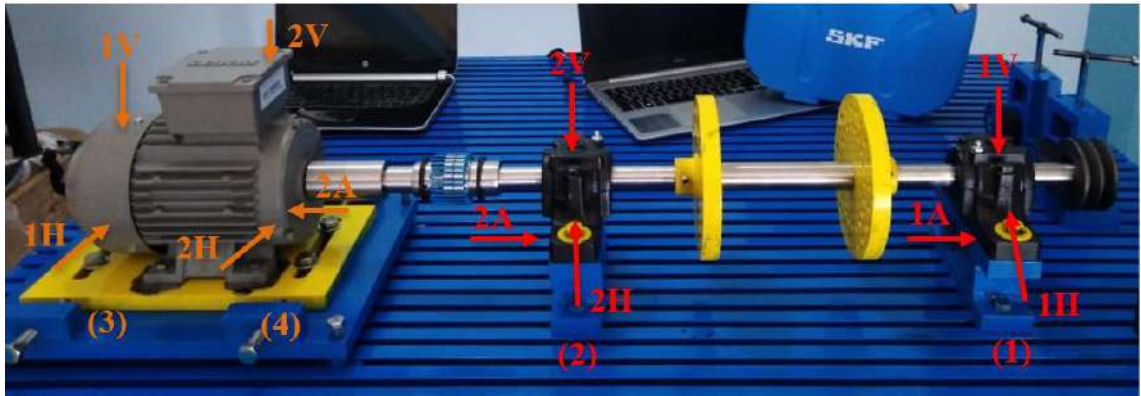
Herramientas:

- Juego de llaves combinadas
- Juego de hexagonales
- Juego de chapas calibradas calibradas

### **4.2 Manejo de instrumentos y equipos**

#### 4.2.1. Manejo del banco de pruebas

Para la toma y recolección de datos se lo realiza en cuatro puntos del sistema: (1) chumacera lado libre, (2) chumacera lado del acople, (3) motor lado libre, (4) motor lado del acople. La figura 1 indica los puntos de medición para la toma de medidas, teniendo en cuenta las siguientes direcciones: Vertical o radial (V), Horizontal o tangencial (H) y Axial (A).



**Figura 1.** Puntos y direcciones de medición del banco de pruebas

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

La práctica se la puede realizar a una o a las velocidades que se desee el operario, mismas son ingresadas a través de un tablero de control “Variador de frecuencia SINAMICS V20” utilizando datos de frecuencia. Esta velocidad teórica disminuye debido a la carga a la cual está conectada, por tal razón se recomienda redondear los valores de frecuencia para compensar dicha pérdida.

- Velocidad teórica: Calculada en base a la ecuación

$$f = \frac{3n}{172} \quad (1)$$

Donde:

$n$ : Velocidad que experimenta el rotor a la frecuencia  $f$  [rpm]

- Velocidad experimental: Medida con ayuda del tacómetro

#### 4.2.2. Manejo del alineador de ejes SKF TKSA 11



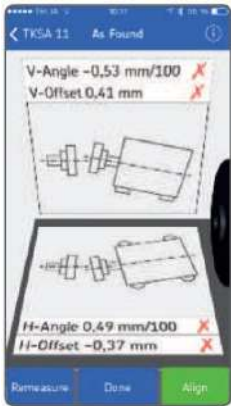
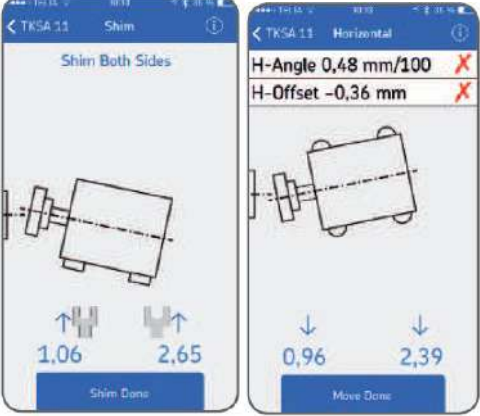
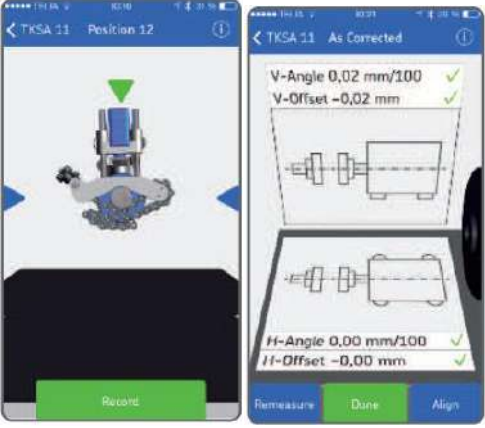
**Tabla 3:** Manual de operación del alineador de ejes TKSA 11

<p>1. Monte el soporte en V en el lado fijo del equipo por lo general es el equipo conducido, ejemplo el eje largo.</p>	
<p>2. Enganche la cadena en el anclaje del soporte en V desde el interior (para diámetros &lt;40mm caso contrario desde el exterior) y ajuste la cadena firmemente con la perilla de sujeción</p>	
<p>3. Acoplar el otro soporte en V en el eje móvil del equipo por lo general el eje conductor, ejemplo eje corto.</p>	
<p>4. Coloque la barra más corta entre los ejes del soporte del eje, ajuste la posición sobre las varillas, en la posición más baja</p>	
<p>5. Monte la unidad de medición sobre las varillas del lado móvil</p>	
<p>6. Ajuste la distancia entre los sensores de proximidad y la barra de referencia aproximadamente a 3 mm. Utilizar otra barra como referencia.</p>	

**Tabla 3:** Manual de operación del alineador de ejes TKSA 11 (Continuación)

<p>7. Descargue e instale en su celular la aplicación “SKF TKSA 11”</p> <p>8. Encienda el bluetooth y abra la aplicación en su teléfono; diríjase al menú configuración e ingrese la información requerida como: compañía, logotipo y vincule el teléfono con el alineador.</p>	
<p>9. Haga clic en el signo “+” para iniciar una nueva alineación e ingrese los valores solicitados. La tolerancia dependerá de la velocidad de la placa del motor.</p> <p>10. Verificar que la distancia entre el sensor de proximidad inductivo y la barra de referencia se encuentre dentro del rango 3 (+0,5; -0,5) mm, caso contrario corregir inmediatamente.</p>	
<p>11. A continuación, se realizará la toma de medidas en tres posiciones (9,12,3), haciendo analogía a las manecillas del reloj. La pantalla del móvil lo guiará de forma didáctica.</p> <p>12. Gire los ejes hasta el triángulo de bordes verdes y registrar la medida en las tres posiciones antes mencionadas.</p>	

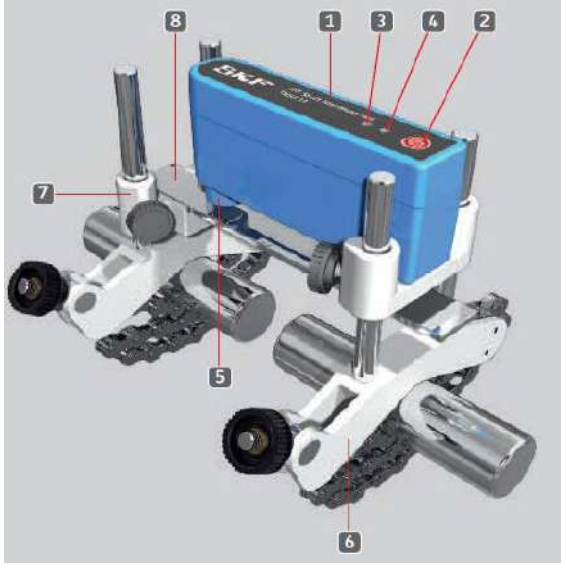
**Tabla 3:** Manual de operación del alineador de ejes TKSA 11 (Continuación)

<p>13. Una vez registrados las tres posiciones se indicará los resultados de desalineación existente en el equipo. Aparecerán tres botones: Remeasure (repetir la medición), Done (Aceptar los resultados y generar el informe) y Alinear.</p>	
<p>14. Para corregir la desalineación presionar el botón alinear, a continuación, se desplegará una ventana indicando el valor de chapas calibradas que debe colocar en las patas del motor para corregir la desalineación. De igual forma le indicara el desplazamiento que se debe realizar en la posición horizontal.</p>	
<p>15. Verificar la alineación nuevamente tomando las medidas igual al paso 11. 16. Una vez verificado que el equipo ha sido alineado presionar el botón done y genere su informe de alineación caso contrario repita el proceso.</p>	

Fuente: (SKF, 2019a: pp.93-110)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

**Tabla 4:** Partes del alineador de ejes SKF TKSA 11

Partes	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Unidad de medición</li> <li>2. Botón ON/OFF</li> <li>3. LED de color azul</li> <li>4. LED de estado rojo/verde</li> <li>5. Dos sensores de proximidad inductivos</li> <li>6. Soportes en V con cadena de bloqueo</li> <li>7. Soporte de la barra magnética</li> <li>8. Barra de referencia</li> </ol>	


Fuente: (SKF, 2019a: p.93)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

#### 4.2.3. Manejo del colector de datos SKF QuickCollect CMDT 390-K-SL

A continuación, se indican los pasos principales para la correcta manipulación del colector de datos si necesita de mayor información revisar la hoja técnica del equipo.

**Tabla 5:** Partes del colector de datos SKF QuickCollect CMDT 390-K-SL

Partes	
<ol style="list-style-type: none"> <li>5 Botón de encendido: enciende y apaga el sensor.</li> <li>6 LED de batería: (verde, rojo) indica el estado de carga de la batería</li> <li>7 LED de comunicación: (verde, rojo) indica si el sensor está conectado a una aplicación. También indica cuándo hay actualizaciones de firmware en curso.</li> <li>8 LED de verificación de uso general: (verde, rojo, ámbar) indica condiciones de error</li> </ol>	

Fuente: (SKF, 2020, p.5)

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2020

Procedimiento:

1. Descargue e instale en el celular la aplicación “SKF PULSE”

2. Encender y vincular el colector de datos a través del bluetooth mediante la aplicación antes instalada.
3. Posicionar el colector de datos en los puntos indicados en la fig. 1 para la toma de medidas
4. Guarde y registre los valores obtenidos para su posterior análisis

#### 4.2.4 Toma y recolección de datos

A partir de la tabla propuesta, recolectar los datos solicitados

**Tabla 6:** Valores de frecuencia y velocidad

N°	Frecuencia (Hz)	Frecuencia aproximada (Hz)	Velocidad teórica (RPM)	Velocidad experimental (RPM)			Velocidad experimental promedio (RPM)
1							
2							
3							

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

**Tabla 7:** Valores generales de velocidad RMS antes y después del alineamiento

Velocidad ..... RPM					
Posición de monitoreo	Desalineado		Alineado		Condición de cambio
	Velocidad (mm/s)	Severidad de vibración	Velocidad (mm/s)	Severidad de vibración	(%)
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
Motor					
1V					
1H					
2V					
2H					
2A					

**Tabla 7:** Valores generales de velocidad RMS antes y después del alineamiento  
(Continuación)

Velocidad ..... RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
Motor					
1V					
1H					
2V					
2H					
2A					
Velocidad ..... RPM					
1V					
1H					
1A					
2V					
2H					
2A					
Motor					
1V					
1H					
2V					
2H					
2A					

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

**Tabla 8:** Valores de temperatura

Velocidad ..... RPM			
Posición de monitoreo	Desalineado	Alineado	Condición de cambio
	Temperatura (°C)	Temperatura(°C)	(%)
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			

**Tabla 8:** Valores de temperatura (Continuación)

Motor			
1V			
1H			
2V			
2H			
2A			
Velocidad ..... RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			
Motor			
1V			
1H			
2V			
2H			
2A			
Velocidad ..... RPM			
1V			
1H			
1A			
2V			
2H			
2A			
Motor			
1V			
1H			
2V			
2H			
2A			

Realizado por: Guananga, D.; Pilco, K. 2021

#### 4.3 Análisis y procesamiento de datos

Los datos obtenidos se analizarán tomando en cuenta las recomendaciones de la norma ISO 2372 “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”.

La comparación de espectros de vibración se realiza a través de la carta ilustrada de diagnóstico de vibración más conocida como carta de Charlotte.

**Tabla 9:** Rango de severidad vibratoria para máquinas normales

Rangos de velocidad rms de severidad de vibración	Severidad de las vibraciones para distintas clases de máquinas			
	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.19	A	A	A	A
0.45				
0.71	B	B	B	B
1.12				
1.8	C	C	C	C
2.8				
4.5	D	D	D	D
7.1				
11.2				
18				
28				
45				

Las letras A, B, C y D representan los grados de calidad de vibración de la máquina, que van desde: Buena (A), Satisfactoria (B), Insatisfactoria (C), inaceptables (D).

Clase I. Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 Kilovatios

Clase II. Máquinas de tamaño mediano (es decir, motores eléctricos de 15 a 75 kilovatios y motores de 300 kilovatios sobre bases rígidamente montadas).

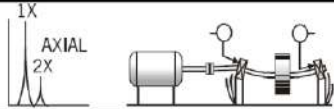
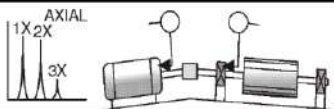
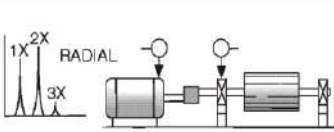
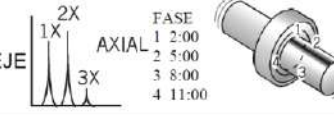
Clase III. Grandes motores primarios con potencia sobre los 300 kilovatios montados sobre cimientos rígidos y pesados.

Clase IV. Motores primarios grandes con potencia sobre los 300 kilovatios montados en estructuras ligeras y relativamente blandas.

Fuente: (ASME, 2014)



**Tabla 10:** Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones

<p><b>EJES FLEXIONADOS</b></p>		<p>Los problemas relacionados ejes flexionados causan una vibración axial alta con diferencias de fase axial con tendencia hacia los 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante por lo general ocurre en 1X si la flexión está cerca del centro del eje, pero en 2X en caso de que la flexión esté cerca del acoplamiento. (Asegúrese de compensar las fases axiales en caso de que se haya invertido la dirección del sensor). Utilice indicadores de carátula para confirmar la flexión del eje.</p>
<p><b>DESALINEACIÓN</b> A. DESALINEACIÓN ANGULAR</p>		<p>La Desalineación Angular se caracteriza por una vibración axial alta, 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Tendrá una vibración axial alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM. A diferencia de la Holgura Mecánica del Tipo 3, estas armónicas múltiples no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.</p>
<p>B. DESALINEACIÓN PARALELA</p>		<p>La Desalineación Paralela tiene características de vibración similares a la Desalineación Angular pero presenta una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la Desalineación Angular o Radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X - 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica. El tipo de acoplamiento y el material con frecuencia influyen enormemente en el espectro total cuando la desalineación es severa. Generalmente no presenta piso de ruido elevado.</p>
<p>C. RODAMIENTO DESALINEADO INCLINADO EN EL EJE</p>		<p>El Rodamiento Inclinado generará una vibración axial considerable. Causará un Movimiento Torcido con un cambio de fase de aprox. 180° entre la parte superior e inferior, izquierda y derecha de la caja que soporta el rodamiento. El tratar de alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no solucionará el problema. Por lo general se debe retirar el rodamiento e instalarse correctamente.</p>

Fuente:(Technical Associates of Charlotte, 1996, p. 1)

Una vez recolectado los datos, analice y grafique el espectro de vibración donde se pueda evidenciar mejor la forma del espectro, por lo general es aquel que se encuentra a mayor velocidad de rotación del eje.

**4.3.1 Analice y responda**

**¿Considera que la velocidad de operación influye en el espectro y la temperatura registrados?**

.....

.....

.....

.....

.....

.....

**¿Como influye la alineación de ejes en la obtención de los espectros de vibración?**

**¿Disminuyo la severidad de vibración en los puntos registrados?**

.....

.....

.....

.....

.....

.....

**¿Aparte de la desalineación de ejes que otros factores considera que contribuyen a la generación de vibraciones?**

.....

.....

.....

.....

.....

.....

**¿Qué problemas pudo diagnosticar en el análisis de espectros de vibración?**

.....

.....

.....

.....

.....

**5. CONCLUSIONES**

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

**6. RECOMENDACIONES**

.....

.....

.....

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

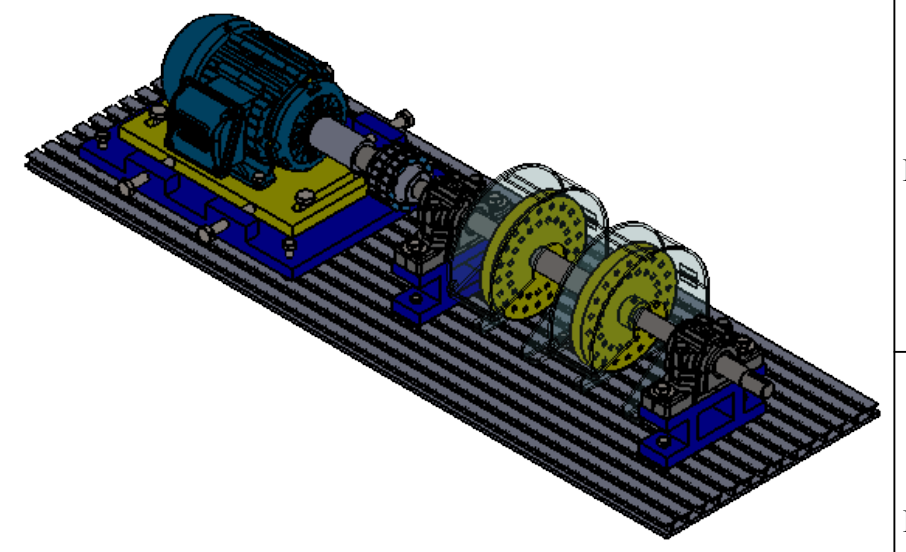
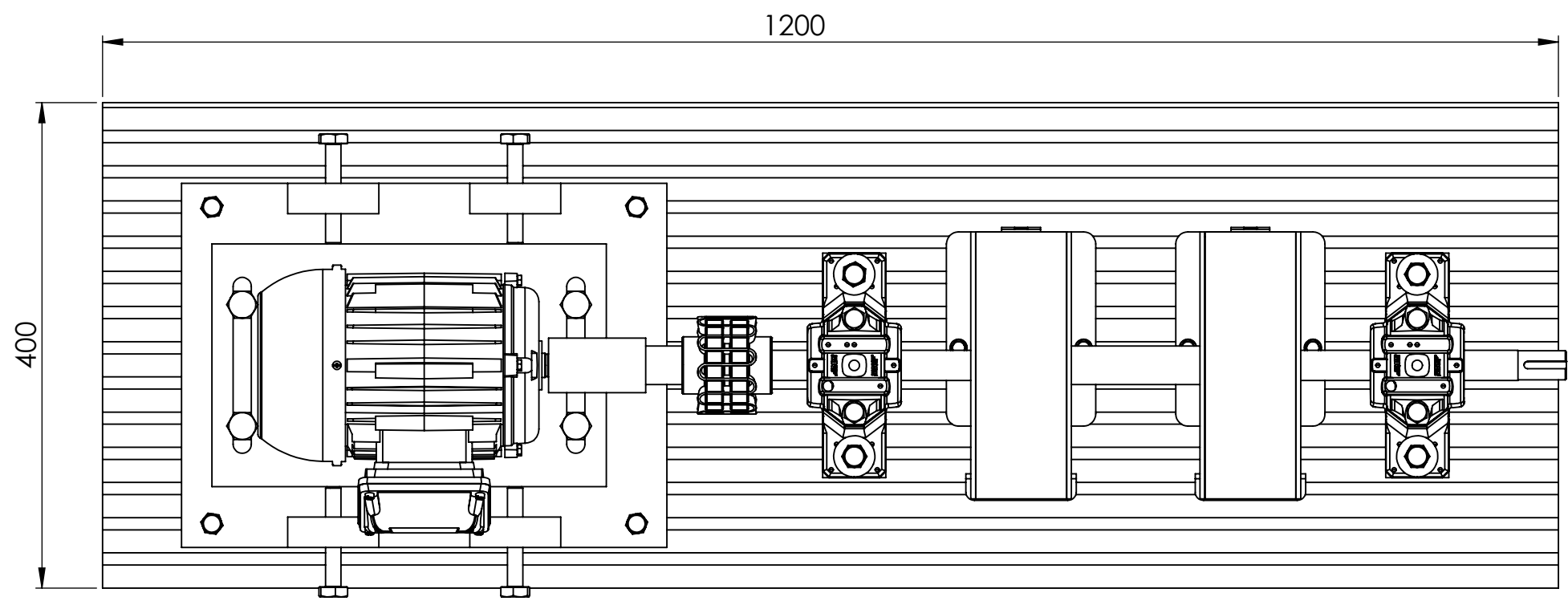
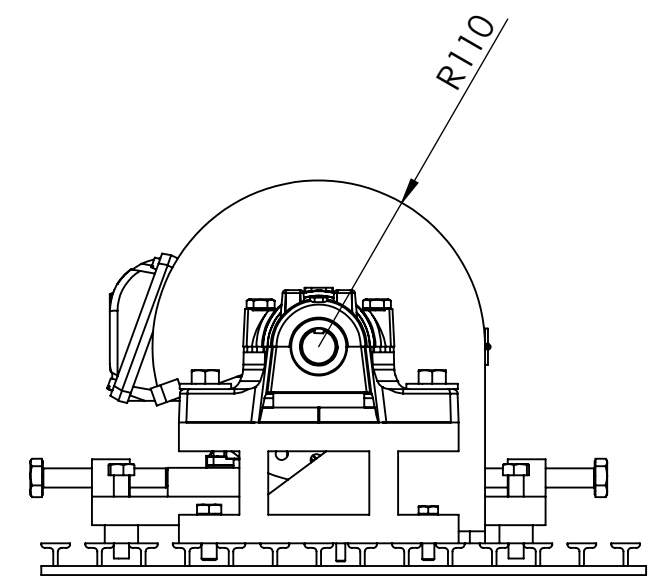
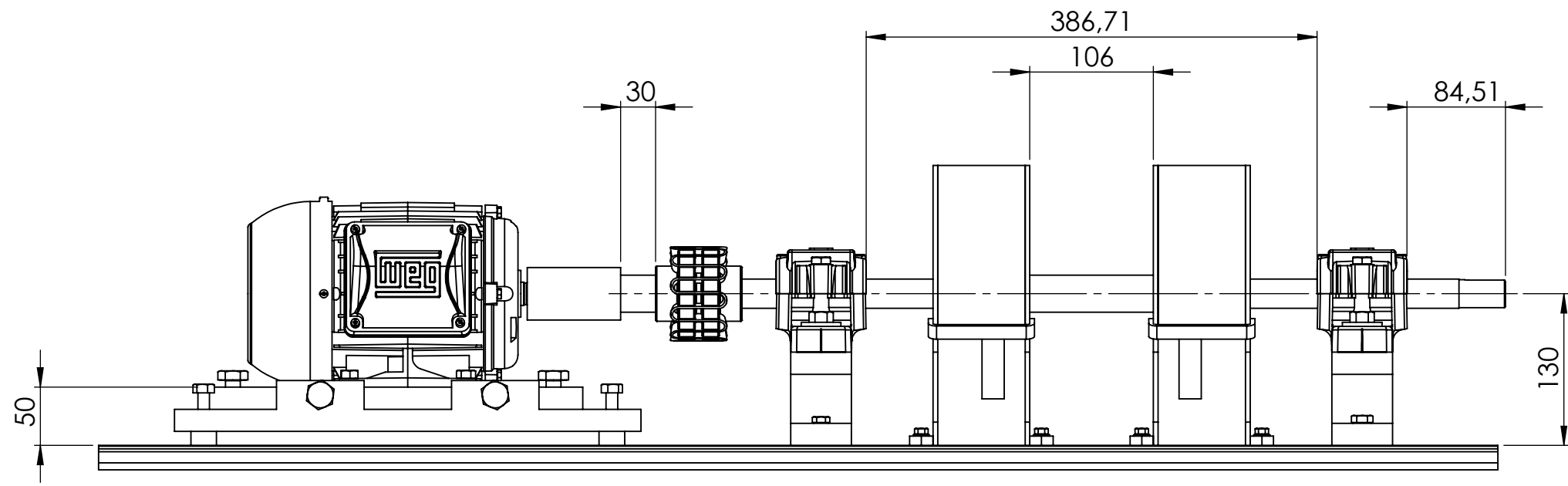
**Elaborado por:**

-----  
**NOMBRE Y FIRMA DEL/LOS PROFESORES DE  
LA ASIGNATURA**

**Revisado por:**

-----  
**NOMBRE Y FIRMA DEL DIRECTOR DE CARRERA/  
COORDINADOR ACADÉMICO DE SEDE**

ANEXO G: PLANOS

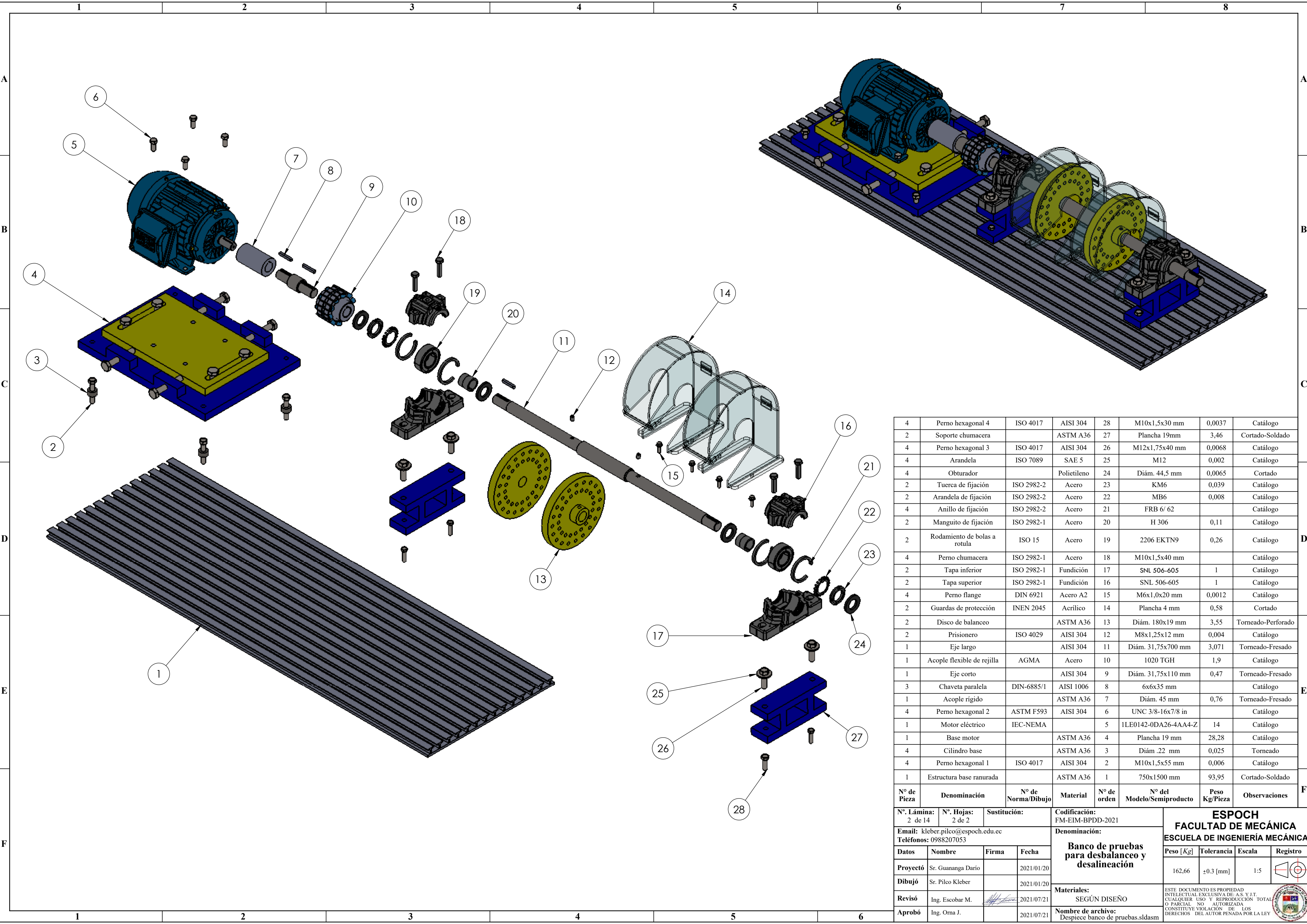


Escala 1:10

MIGUEL ANGEL ESCOBAR GUACHAMBALA Digitally signed by MIGUEL ANGEL ESCOBAR GUACHAMBALA

N°. Lámina: 1 de 14		N°. Hojas: 1 de 2		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>							
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Banco de pruebas para desbalanceo y desalineación</b>						Peso [Kg]	Tolerancia	Escala	Registro
Datos	Nombre	Firma	Fecha					162,66	±0.3 [mm]	1:5					
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20					ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY							
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20												
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21												
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21					Nombre de archivo: Banco de pruebas.sldasm							





Nº de Pieza	Denominación	Nº de Norma/Dibujo	Material	Nº de orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/Pieza	Observaciones
4	Perno hexagonal 4	ISO 4017	AISI 304	28	M10x1,5x30 mm	0,0037	Catálogo
2	Soporte chumacera		ASTM A36	27	Plancha 19mm	3,46	Cortado-Soldado
4	Perno hexagonal 3	ISO 4017	AISI 304	26	M12x1,75x40 mm	0,0068	Catálogo
4	Arandela	ISO 7089	SAE 5	25	M12	0,002	Catálogo
4	Obturador		Polietileno	24	Diám. 44,5 mm	0,0065	Cortado
2	Tuerca de fijación	ISO 2982-2	Acero	23	KM6	0,039	Catálogo
2	Arandela de fijación	ISO 2982-2	Acero	22	MB6	0,008	Catálogo
4	Anillo de fijación	ISO 2982-2	Acero	21	FRB 6/ 62		Catálogo
2	Manguito de fijación	ISO 2982-1	Acero	20	H 306	0,11	Catálogo
2	Rodamiento de bolas a rotula	ISO 15	Acero	19	2206 EKTN9	0,26	Catálogo
4	Perno chumacera	ISO 2982-1	Acero	18	M10x1,5x40 mm		Catálogo
2	Tapa inferior	ISO 2982-1	Fundición	17	SNL 506-605	1	Catálogo
2	Tapa superior	ISO 2982-1	Fundición	16	SNL 506-605	1	Catálogo
4	Perno flange	DIN 6921	Acero A2	15	M6x1,0x20 mm	0,0012	Catálogo
2	Guardas de protección	INEN 2045	Acrílico	14	Plancha 4 mm	0,58	Cortado
2	Disco de balanceo		ASTM A36	13	Diám. 180x19 mm	3,55	Torneado-Perforado
2	Prisionero	ISO 4029	AISI 304	12	M8x1,25x12 mm	0,004	Catálogo
1	Eje largo		AISI 304	11	Diám. 31,75x700 mm	3,071	Torneado-Fresado
1	Acople flexible de rejilla	AGMA	Acero	10	1020 TGH	1,9	Catálogo
1	Eje corto		AISI 304	9	Diám. 31,75x110 mm	0,47	Torneado-Fresado
3	Chaveta paralela	DIN-6885/1	AISI 1006	8	6x6x35 mm		Catálogo
1	Acople rígido		ASTM A36	7	Diám. 45 mm	0,76	Torneado-Fresado
4	Perno hexagonal 2	ASTM F593	AISI 304	6	UNC 3/8-16x7/8 in		Catálogo
1	Motor eléctrico	IEC-NEMA		5	1LE0142-0DA26-4AA4-Z	14	Catálogo
1	Base motor		ASTM A36	4	Plancha 19 mm	28,28	Catálogo
4	Cilindro base		ASTM A36	3	Diám. 22 mm	0,025	Torneado
4	Perno hexagonal 1	ISO 4017	AISI 304	2	M10x1,5x55 mm	0,006	Catálogo
1	Estructura base ranurada		ASTM A36	1	750x1500 mm	93,95	Cortado-Soldado
Nº de Pieza	Denominación	Nº de Norma/Dibujo	Material	Nº de orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/Pieza	Observaciones

Nº. Lámina: 2 de 14		Nº. Hojas: 2 de 2		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021																					
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec				Denominación: <b>ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>																							
Teléfonos: 0988207053				<table border="1"> <tr> <th>Datos</th> <th>Nombre</th> <th>Firma</th> <th>Fecha</th> </tr> <tr> <td>Proyectó</td> <td>Sr. Guananga Darío</td> <td></td> <td>2021/01/20</td> </tr> <tr> <td>Dibujó</td> <td>Sr. Pilco Kleber</td> <td></td> <td>2021/01/20</td> </tr> <tr> <td>Revisó</td> <td>Ing. Escobar M.</td> <td><i>[Firma]</i></td> <td>2021/07/21</td> </tr> <tr> <td>Aprobó</td> <td>Ing. Orma J.</td> <td></td> <td>2021/07/21</td> </tr> </table>				Datos	Nombre	Firma	Fecha	Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20	Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20	Revisó	Ing. Escobar M.	<i>[Firma]</i>	2021/07/21	Aprobó	Ing. Orma J.		2021/07/21
Datos	Nombre	Firma	Fecha																								
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20																								
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20																								
Revisó	Ing. Escobar M.	<i>[Firma]</i>	2021/07/21																								
Aprobó	Ing. Orma J.		2021/07/21																								
<b>Banco de pruebas para desbalanceo y desalineación</b>				<table border="1"> <tr> <th>Peso [Kg]</th> <th>Tolerancia</th> <th>Escala</th> <th>Registro</th> </tr> <tr> <td>162,66</td> <td>±0.3 [mm]</td> <td>1:5</td> <td></td> </tr> </table>				Peso [Kg]	Tolerancia	Escala	Registro	162,66	±0.3 [mm]	1:5													
Peso [Kg]	Tolerancia	Escala	Registro																								
162,66	±0.3 [mm]	1:5																									
Materiales: SEGÚN DISEÑO				ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY																							

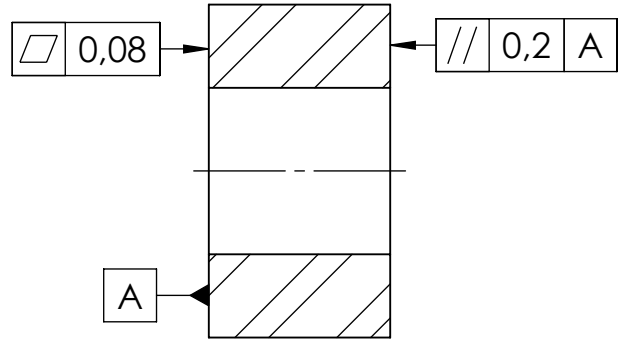
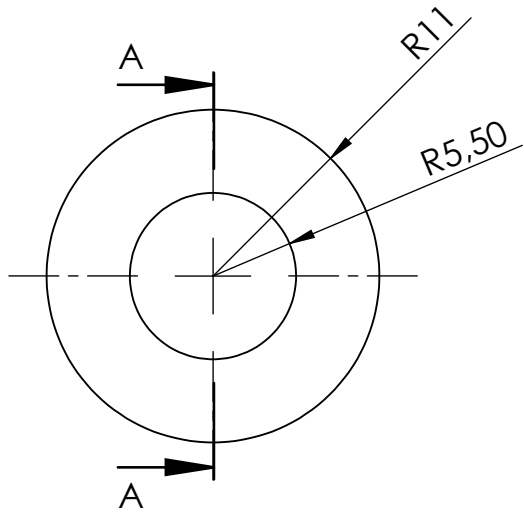
1

2

3

4

A

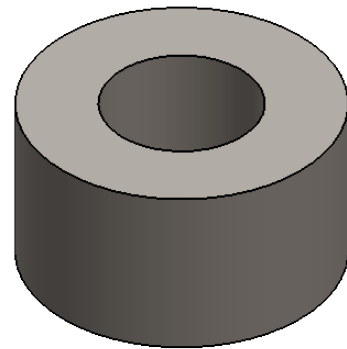
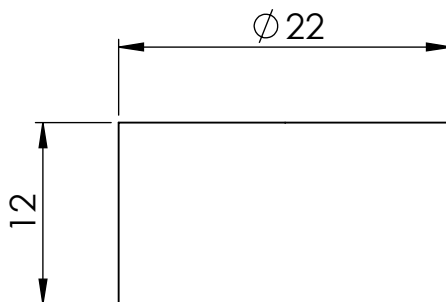


SECTION A-A

B

C

D



E

**Notas generales:**

- Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.
- Calidad susuperficial N7 en todas las superficies salvo se indique lo contrario.
- Escala 2:1 a menos que se indique lo contrario.

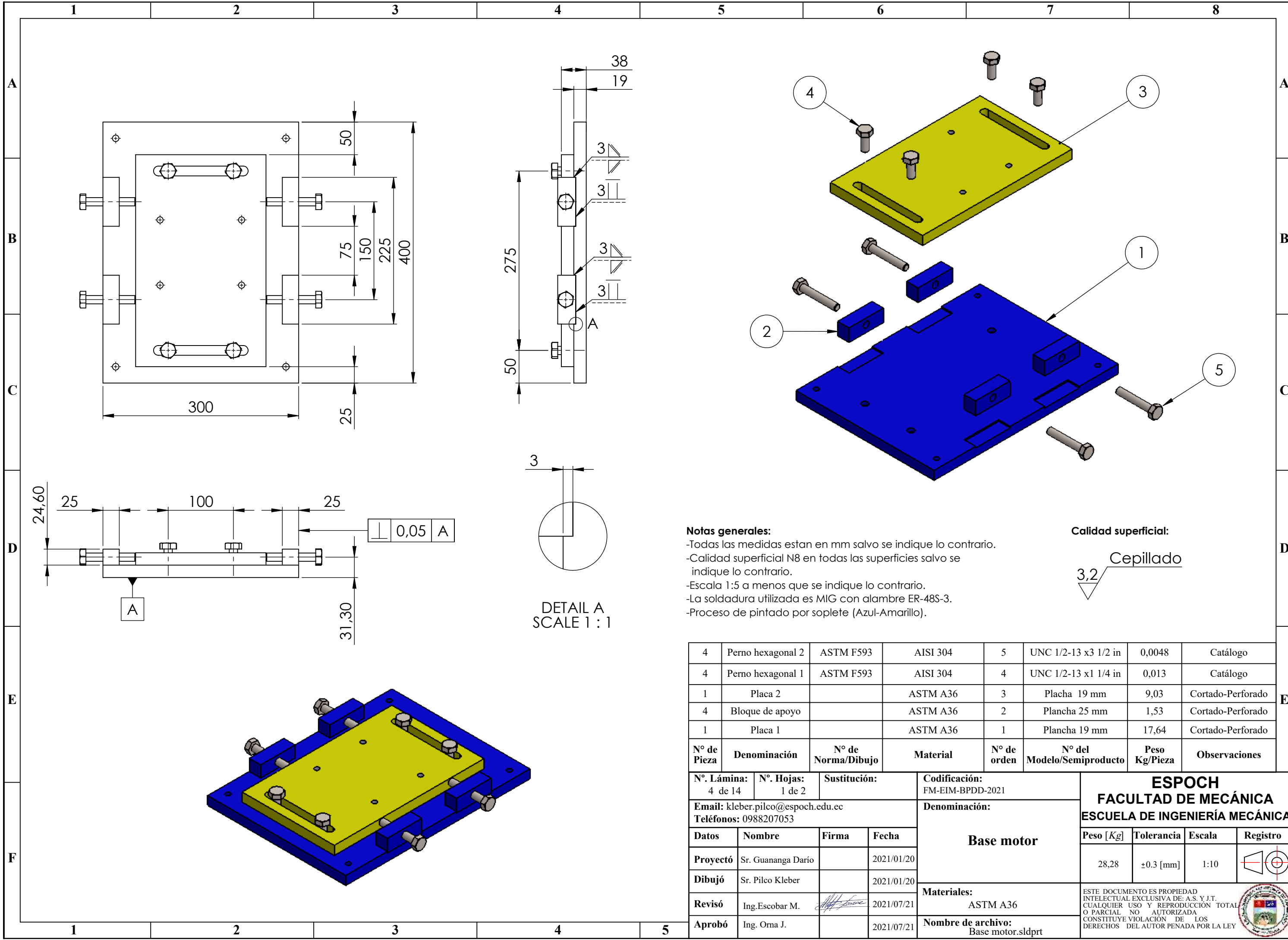
**Acabado superficial:**

Torneado

1,6



N°. Lámina: 3 de 14		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>							
Email: kleber.pilco@epoch.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Cilindro base</b>						Peso [Kg]		Tolerancia	
<b>Datos</b>		<b>Nombre</b>		<b>Firma</b>		<b>Fecha</b>		0,025		±0.3 [mm]		2:1			
<b>Proyectó</b>		Sr. Guananga Darío				2021/01/20		<b>Materiales:</b> ASTM A36		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY					
<b>Dibujó</b>		Sr. Pilco Kleber				2021/01/20									
<b>Revisó</b>		Ing. Escobar M.				2021/07/21		<b>Nombre de archivo:</b> Planos_Cilindro base							
<b>Aprobó</b>		Ing. Orna J.				2021/07/21									



**Notas generales:**

- Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.
- Calidad superficial N8 en todas las superficies salvo se indique lo contrario.
- Escala 1:5 a menos que se indique lo contrario.
- La soldadura utilizada es MIG con alambre ER-48S-3.
- Proceso de pintado por soplete (Azul-Amarillo).

**Calidad superficial:**

3,2  $\sqrt{\text{Cepillado}}$

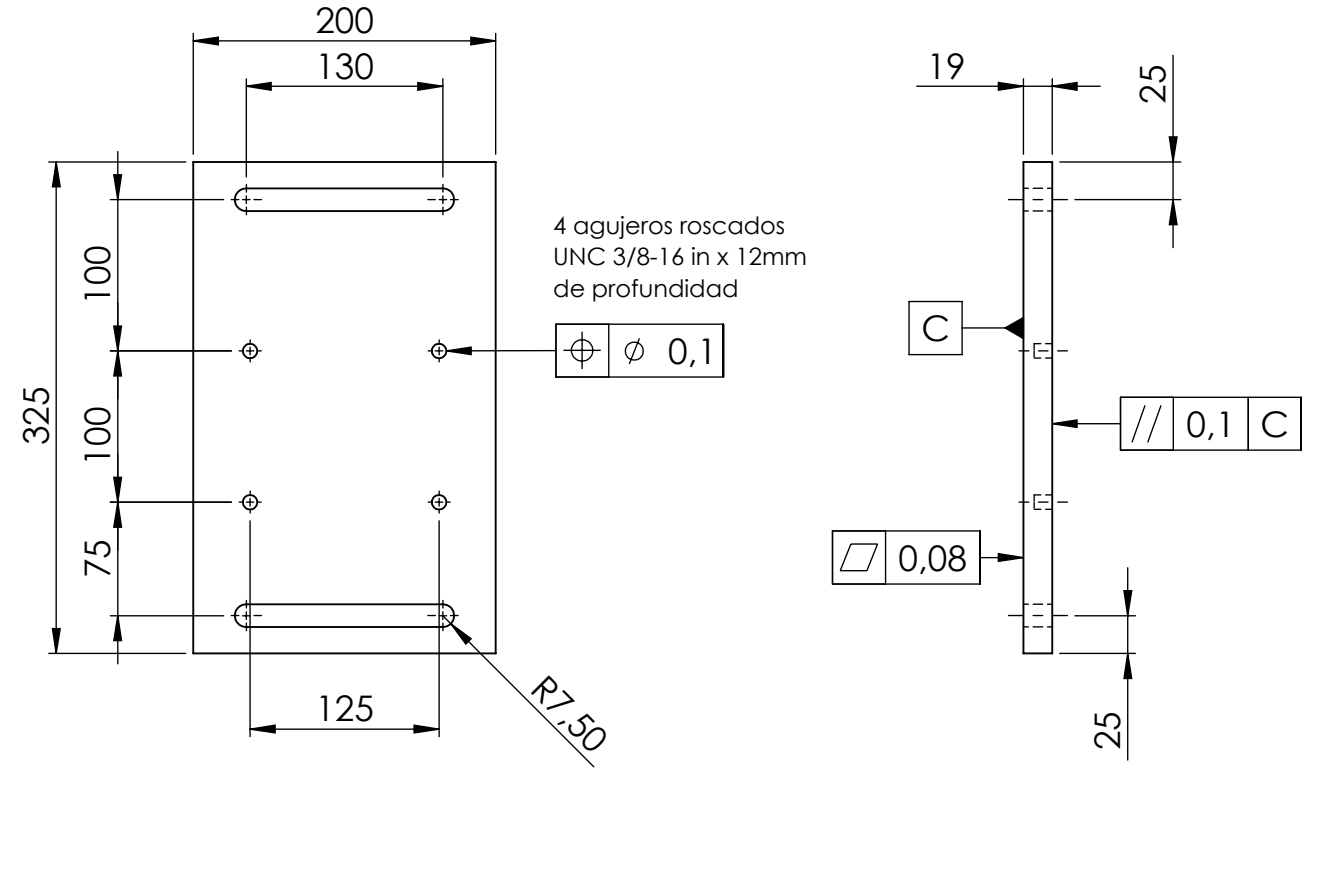
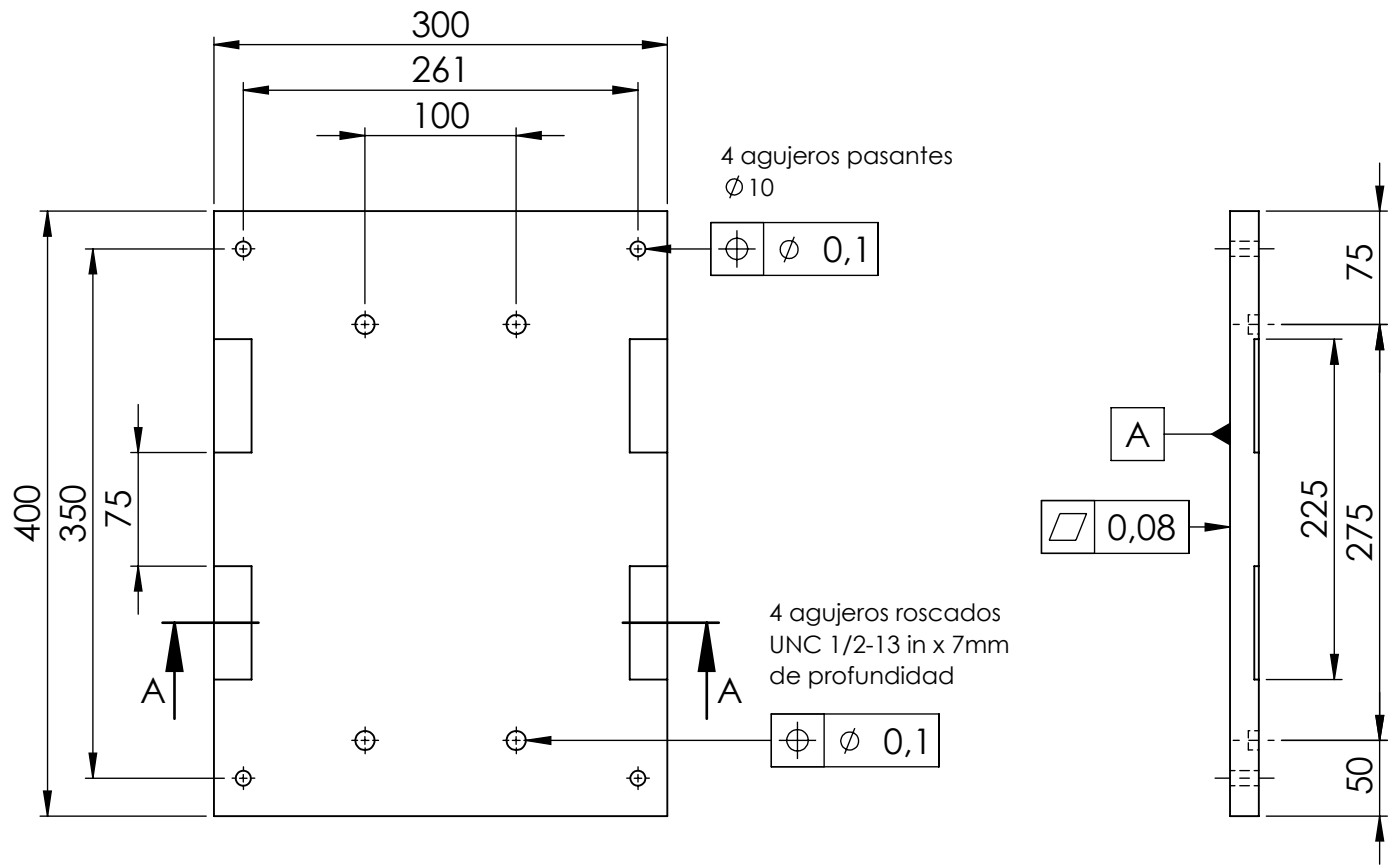
N° de Pieza	Denominación	N° de Norma/Dibujo	Material	N° de orden	N° del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/Pieza	Observaciones
4	Perno hexagonal 2	ASTM F593	AISI 304	5	UNC 1/2-13 x3 1/2 in	0,0048	Catálogo
4	Perno hexagonal 1	ASTM F593	AISI 304	4	UNC 1/2-13 x1 1/4 in	0,013	Catálogo
1	Placa 2		ASTM A36	3	Placha 19 mm	9,03	Cortado-Perforado
4	Bloque de apoyo		ASTM A36	2	Plancha 25 mm	1,53	Cortado-Perforado
1	Placa 1		ASTM A36	1	Plancha 19 mm	17,64	Cortado-Perforado

N°. Lámina: 4 de 14		N°. Hojas: 1 de 2		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Base motor</b>					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	<b>Materiales:</b> ASTM A36  <b>Nombre de archivo:</b> Base motor.sldprt				ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y I.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20								
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20								
Revisó	Ing. Escobar M.	<i>[Signature]</i>	2021/07/21								
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21								

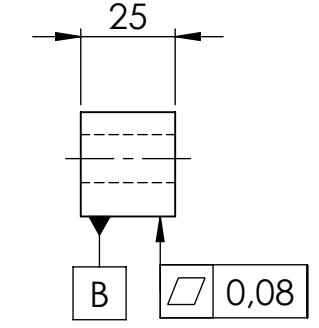
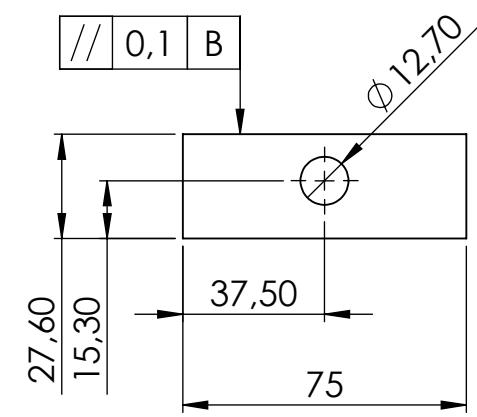
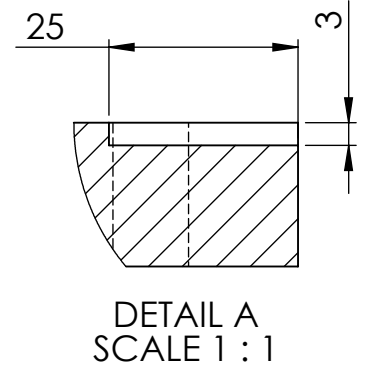
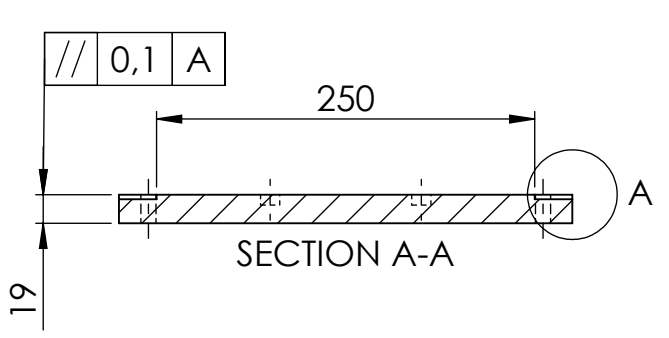


**Placa 1**

**Placa 2**



**Bloque de apoyo**



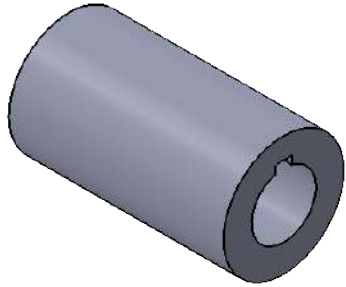
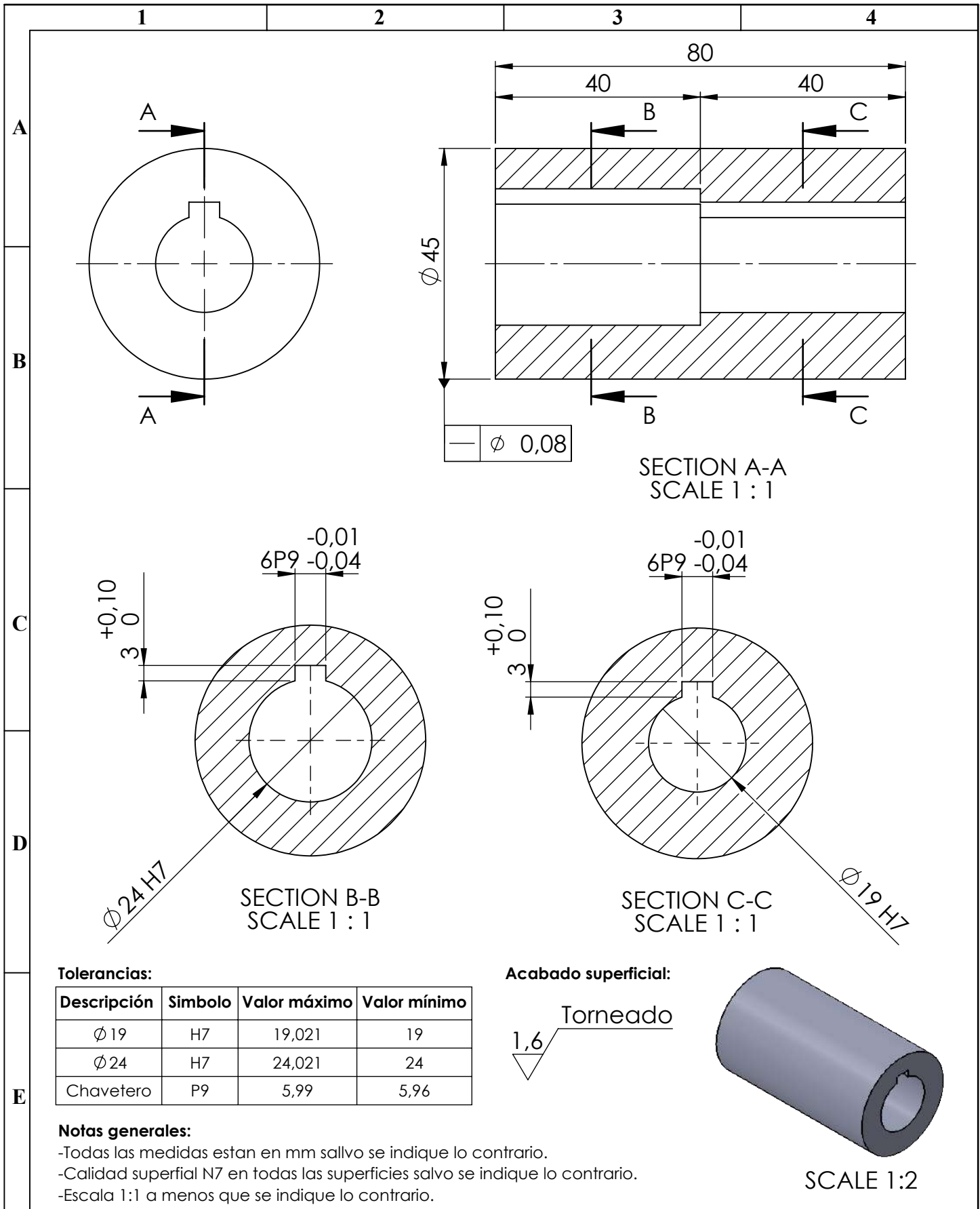
Escala 1:2

**Notas generales:**  
 -Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.  
 -Calidad superficial N8 en todas las superficies salvo se indique lo contrario.  
 -Escala 1:5 a menos que se indique lo contrario.

**Calidad superficial:**  
 3,2 Cepillado

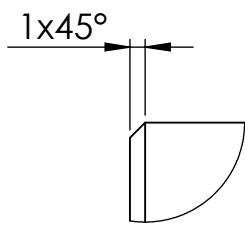
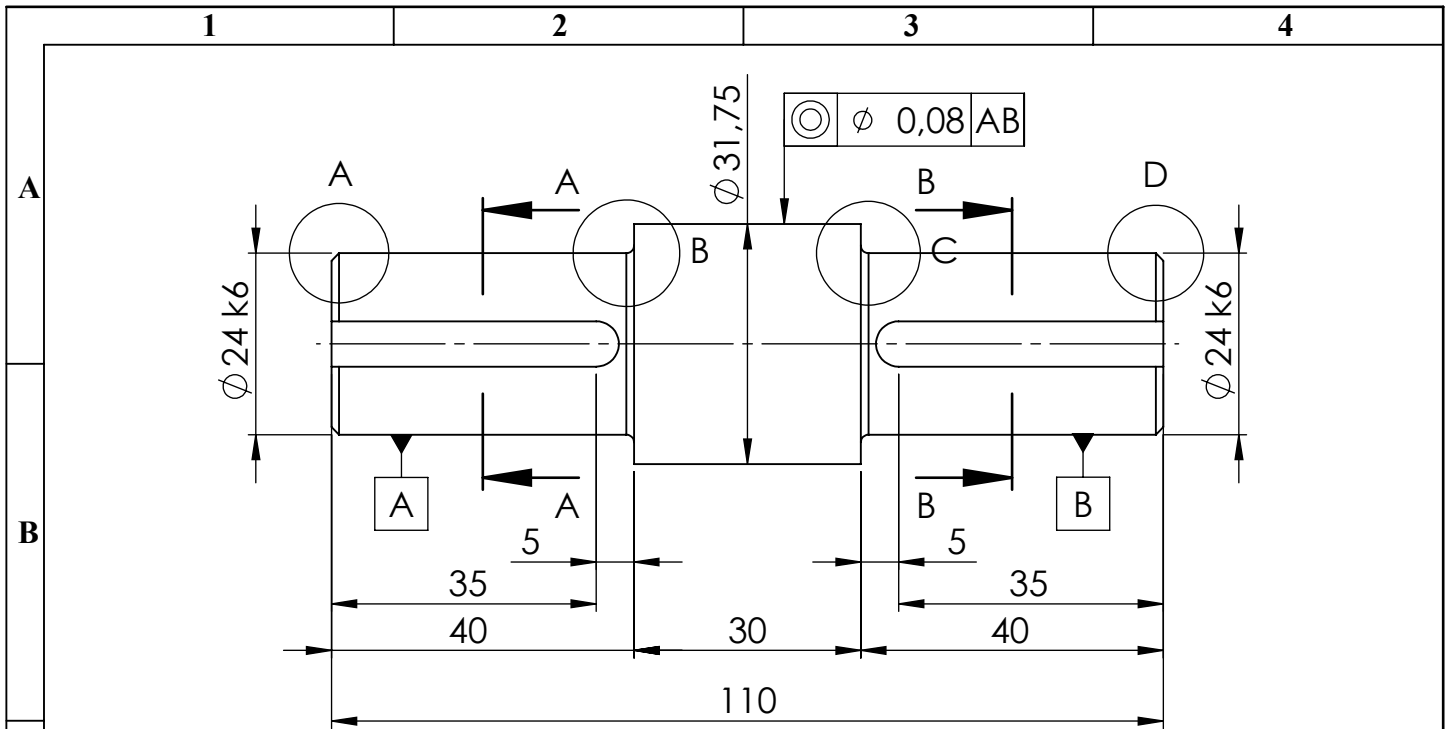
Nº. Lámina: 5 de 14		Nº. Hojas: 2 de 2		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:					
<b>Datos</b>		<b>Nombre</b>		<b>Firma</b>		<b>Fecha</b>		<b>Base motor</b>			
Proyectó		Sr. Guananga Darío				2021/01/20					
Dibujó		Sr. Pilco Kleber				2021/01/20					
Revisó		Ing. Escobar M.				2021/07/21					
Aprobó		Ing. Orna J.				2021/07/21		<b>Materiales:</b> ASTM A36		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y I.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY	
Nombre de archivo: Base motor.sldprt											



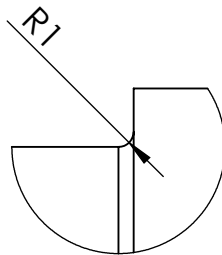


SCALE 1:2

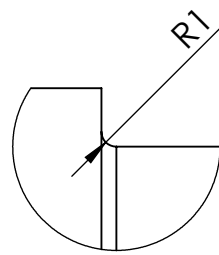
N°. Lámina: 6 de 14		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>							
Email: kleber.pilco@epoch.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Acople rígido</b>						Peso [Kg]		Tolerancia	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		0,76		±0.3 [mm]		1:1			
Proyectó		Sr. Guananga Darío				2021/01/20		Materiales: ASTM A36		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY					
Dibujó		Sr. Pilco Kleber				2021/01/20									
Revisó		Ing. Escobar M.				2021/07/21		Nombre de archivo: Acople rígido.sldprt							
Aprobó		Ing. Orna M.				2021/07/21									



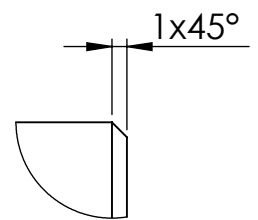
DETAIL A  
SCALE 2 : 1



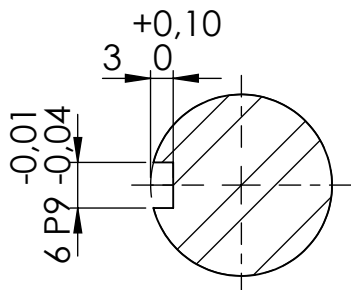
DETAIL B  
SCALE 2 : 1



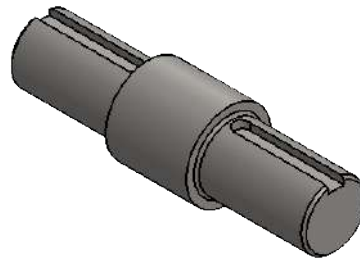
DETAIL C  
SCALE 2 : 1



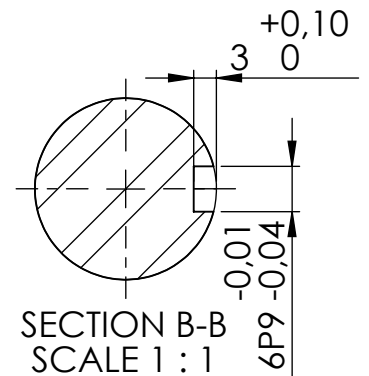
DETAIL D  
SCALE 2 : 1



SECTION A-A  
SCALE 1 : 1



SCALE 1:2



SECTION B-B  
SCALE 1 : 1

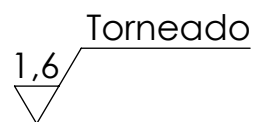
**Notas generales:**

- Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.
- Calidad superficial N7 en todas las superficies salvo se indique lo contrario.
- Escala 1:1 salvo se indique lo contrario.

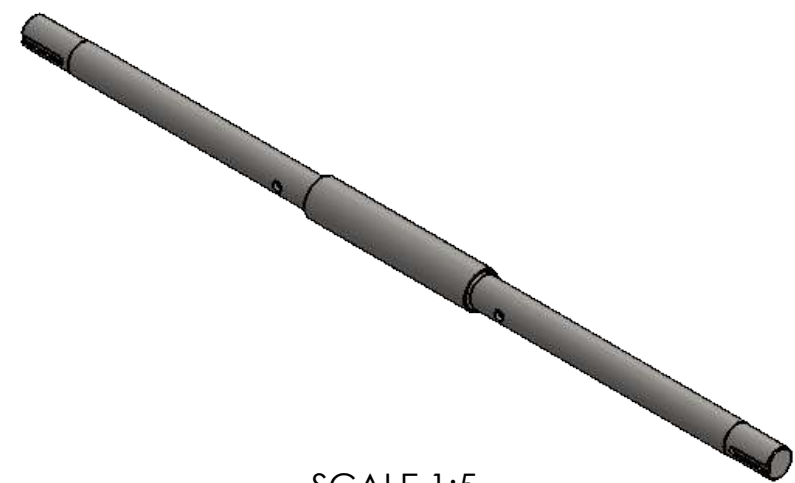
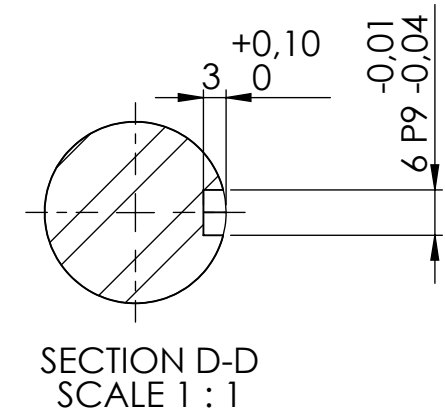
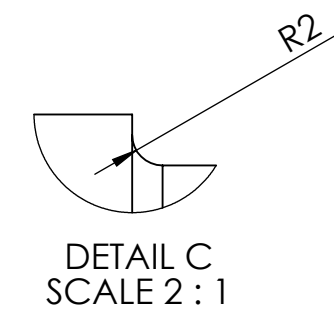
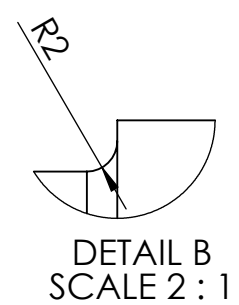
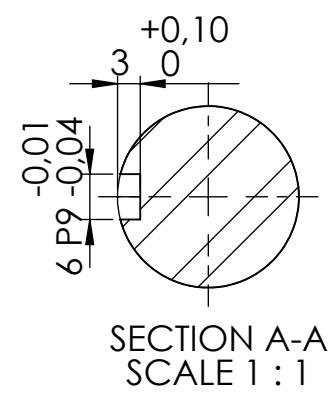
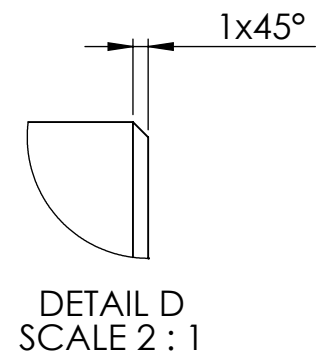
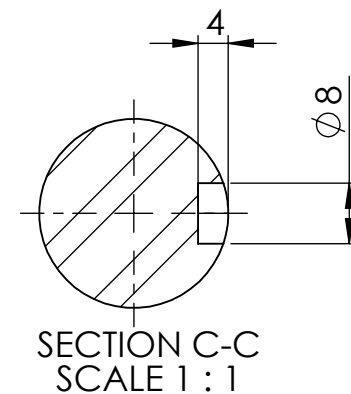
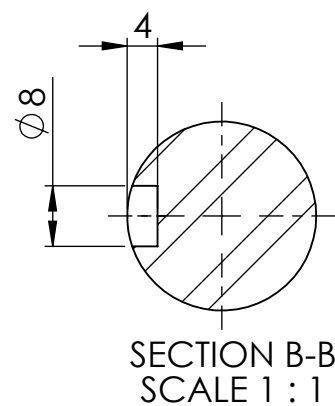
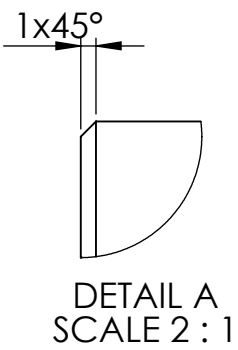
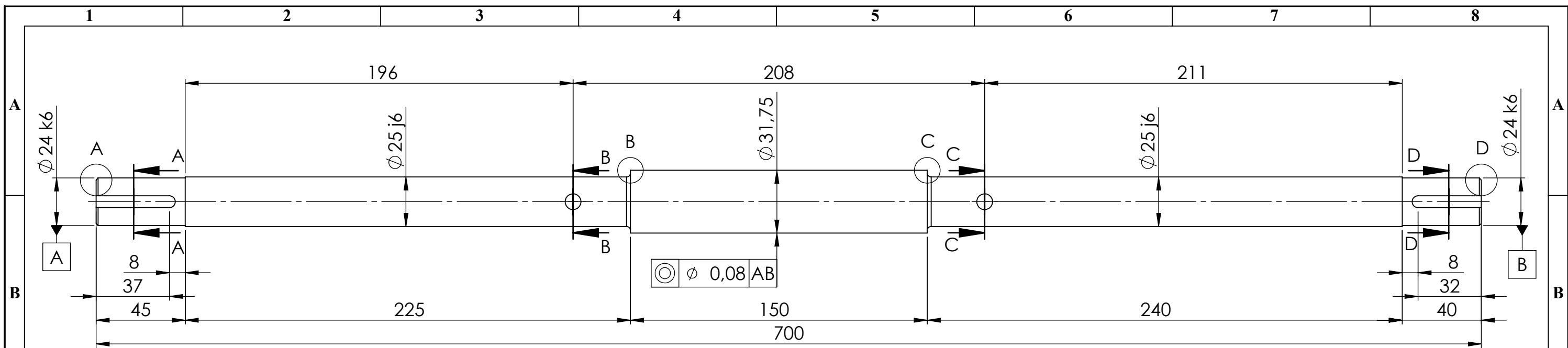
**Tolerancias:**

Diámetro	Simbología	Valor máximo	Valor mínimo
24	k6	24,015	24,002

**Calidad superficial:**



N°. Lámina: 7 de 14		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Eje corto</b>					
Datos	Nombre	Firma	Fecha					0,47	±0.3 [mm]	1:1	
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20								
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20								
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21			Materiales: AIS1 304		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21			Nombre de archivo: Eje corto.sldprt					

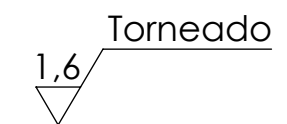


**Notas generales:**  
 -Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.  
 -Calidad superficial N7 en toda las superficies caso se indique lo contrario.  
 -Escala 1:2 salvo que se indique lo contrario.

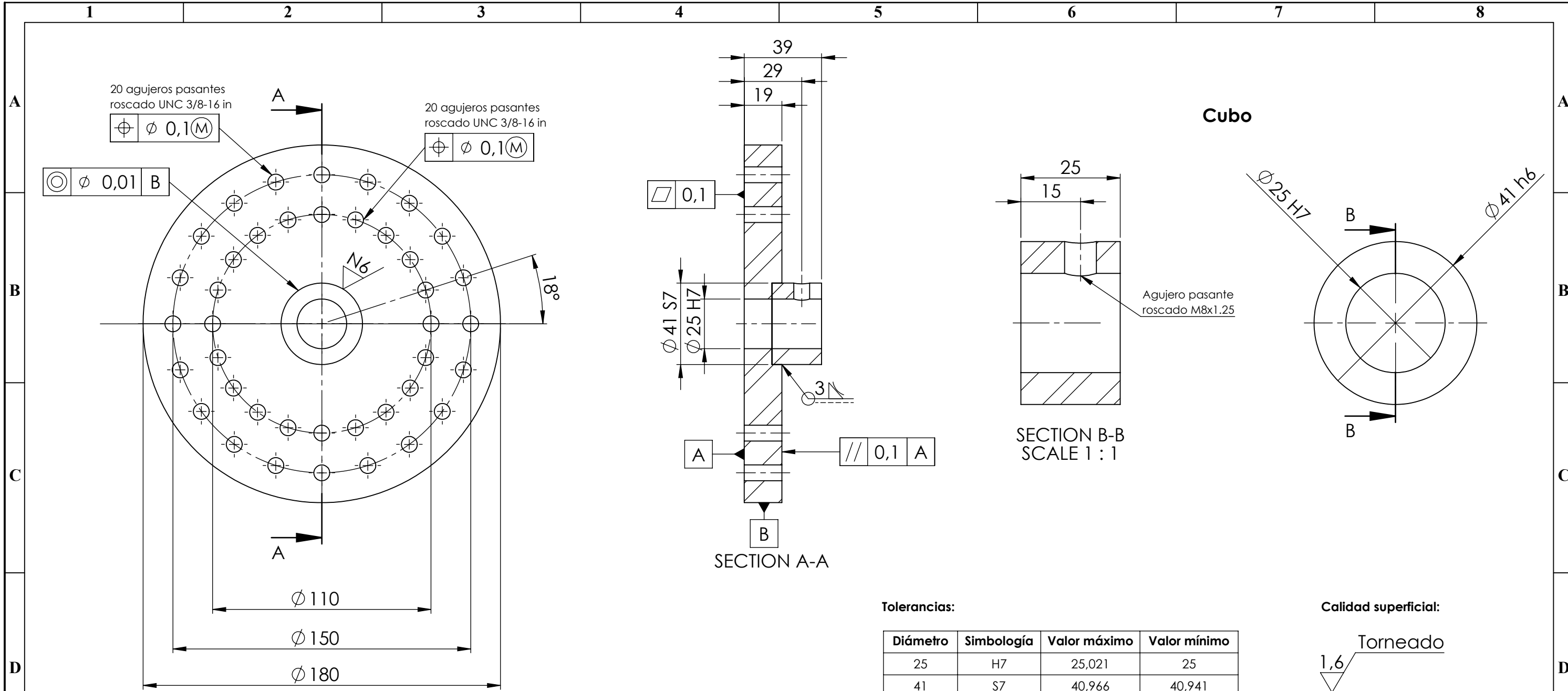
**Tolerancias:**

Diámetro	Simbología	Valor máximo	Valor mínimo
24	k6	24,015	24,002
25	j6	25,009	24,996

**Calidad superficial:**



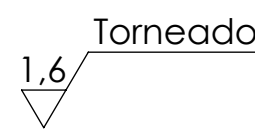
Nº. Lámina: 8 de 14		Nº. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación: <b>Eje largo</b>					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Proyectó		Revisó		Materiales: AISI 304		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y I.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY	
Proyectó	Sr. Guanaga Darío		2021/01/20	Dibujó		Aprobó		Nombre de archivo: Eje largo.sldprt			
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20	Revisó		Aprobó					
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21	Aprobó		Ing. Orna J.					
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21								



**Tolerancias:**

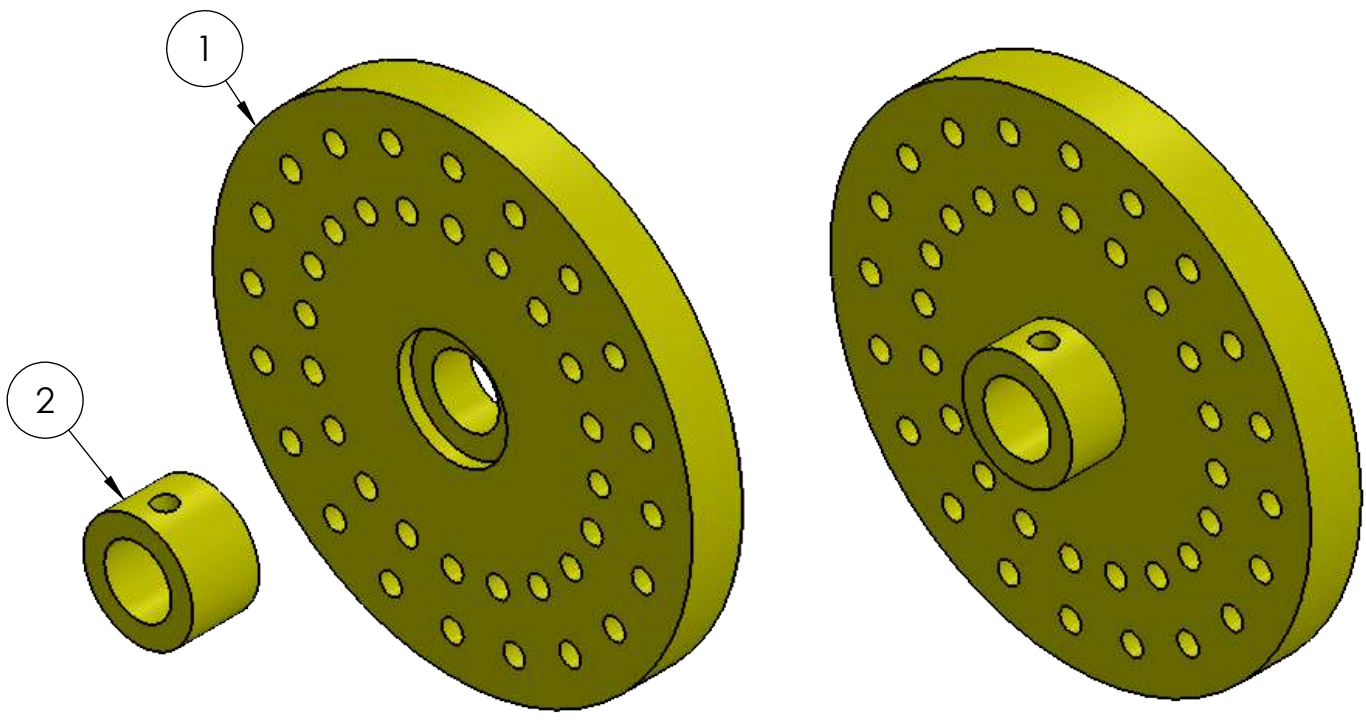
Diámetro	Simbología	Valor máximo	Valor mínimo
25	H7	25,021	25
41	S7	40,966	40,941
41	h6	41	40,984

**Calidad superficial:**



**Notas Generales:**

- Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.
- Escala 1:2 a menos que se indique lo contrario.
- Calidad superficial N7.
- Soldadura utilizada TIG con varilla ER-70S-6.
- Proceso de pintado por soplete (Amarillo).



Nº de Pieza	Denominación	Nº de Norma/Dibujo	Material	Nº de orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/Pieza	Observaciones
1	Cubo		ASTM A36	2	Diám. 41mm	0,16	Torneado-Fresado
1	Disco de balanceo		ASTM A36	1	Diám. 180x19mm	3,39	Torneado-Perforado

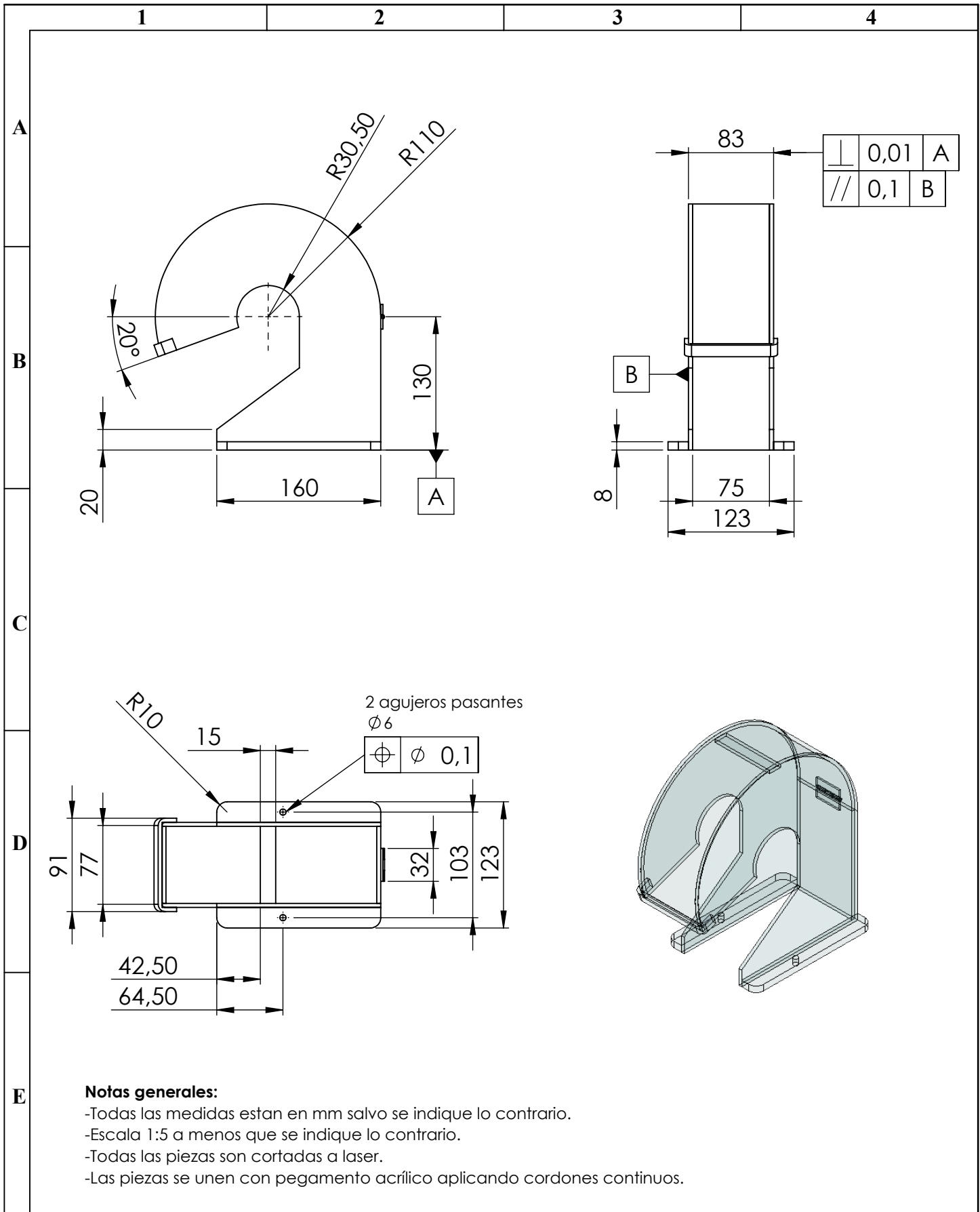
Nº. Lámina: 9 de 14	Nº. Hojas: 1	Sustitución:	Codificación: FM-EIM-BPDD-2021
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec			Denominación: <b>Disco de balanceo</b>
Teléfonos: 0988207053			
Datos	Nombre	Firma	Fecha
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20
Revisó	Ing. Escobar M.	<i>[Signature]</i>	2021/07/21
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21

<b>ESPOCH</b>			
<b>FACULTAD DE MECÁNICA</b>			
<b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Peso [Kg]	Tolerancia	Escala	Registro
3,55	±0.3 [mm]	1:2	

**Materiales:** ASTM A36

**Nombre de archivo:** Disco de balanceo.sldprt

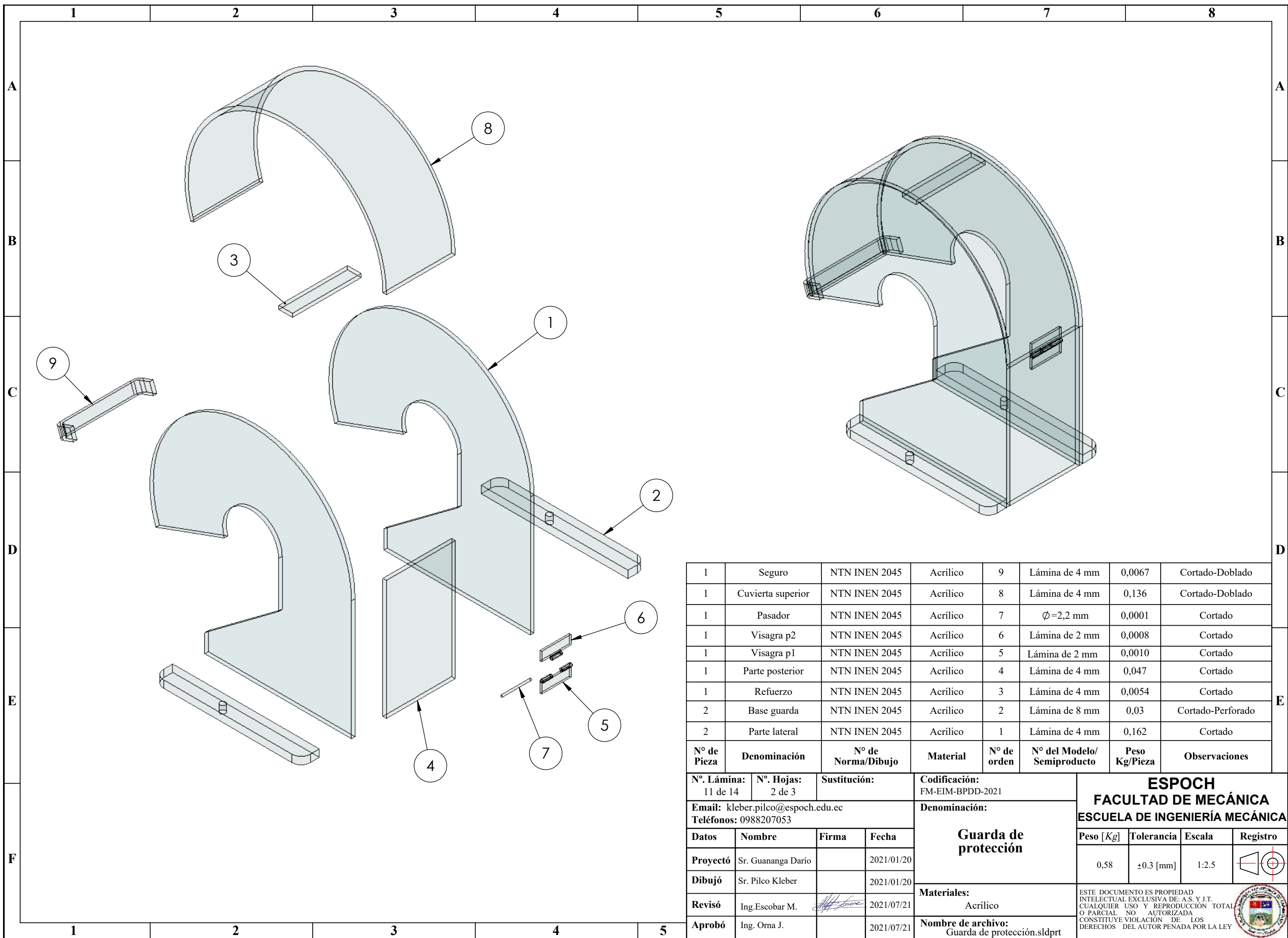
ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y I.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY



**Notas generales:**  
 -Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.  
 -Escala 1:5 a menos que se indique lo contrario.  
 -Todas las piezas son cortadas a laser.  
 -Las piezas se unen con pegamento acrílico aplicando cordones continuos.

N°. Lámina: 10 de 14		N°. Hojas: 1 de 3		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@epoch.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Guarda de protección</b>					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	<b>Materiales:</b> Acrílico				0,58	±0.3 [mm]	1:5	
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20					<b>Nombre de archivo:</b> Guarda de protección vistas.sldprt			
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20								
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21								
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21								





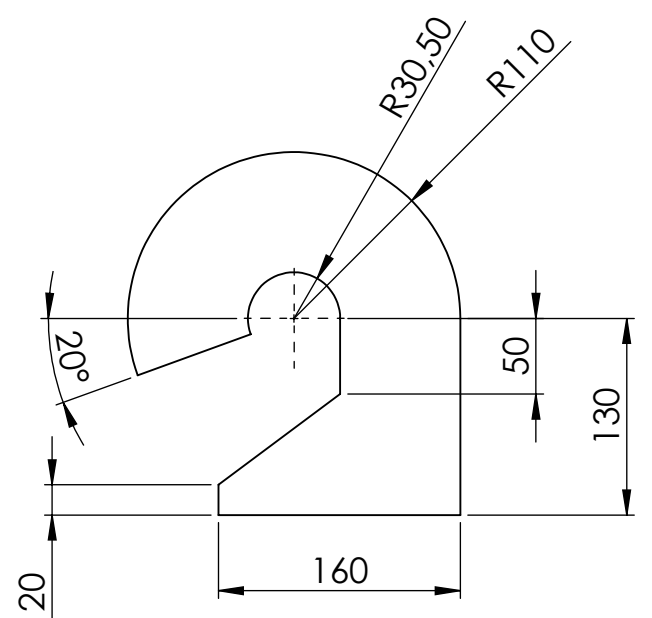
N° de Pieza	Denominación	N° de Norma/Dibujo	Material	N° de orden	N° del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/Pieza	Observaciones
1	Seguro	NTN INEN 2045	Acrílico	9	Lámina de 4 mm	0,0067	Cortado-Doblado
1	Cubierta superior	NTN INEN 2045	Acrílico	8	Lámina de 4 mm	0,136	Cortado-Doblado
1	Pasador	NTN INEN 2045	Acrílico	7	Ø=2,2 mm	0,0001	Cortado
1	Visagra p2	NTN INEN 2045	Acrílico	6	Lámina de 2 mm	0,0008	Cortado
1	Visagra p1	NTN INEN 2045	Acrílico	5	Lámina de 2 mm	0,0010	Cortado
1	Parte posterior	NTN INEN 2045	Acrílico	4	Lámina de 4 mm	0,047	Cortado
1	Refuerzo	NTN INEN 2045	Acrílico	3	Lámina de 4 mm	0,0054	Cortado
2	Base guarda	NTN INEN 2045	Acrílico	2	Lámina de 8 mm	0,03	Cortado-Perforado
2	Parte lateral	NTN INEN 2045	Acrílico	1	Lámina de 4 mm	0,162	Cortado

N°. Lámina: 11 de 14		N°. Hojas: 2 de 3		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053				Denominación: <b>Guarda de protección</b>							
Datos	Nombre	Firma	Fecha	<b>Materiales:</b> Acrílico				ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20								
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20								
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21								
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21	<b>Nombre de archivo:</b> Guarda de protección.sldprt							

1 2 3 4 5 6 7 8

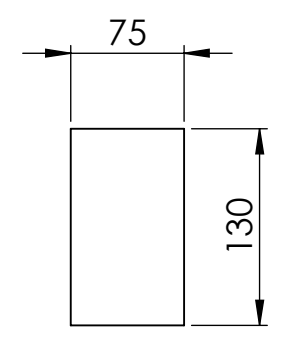
A  
B  
C  
D  
E  
F

**1. Parte lateral**



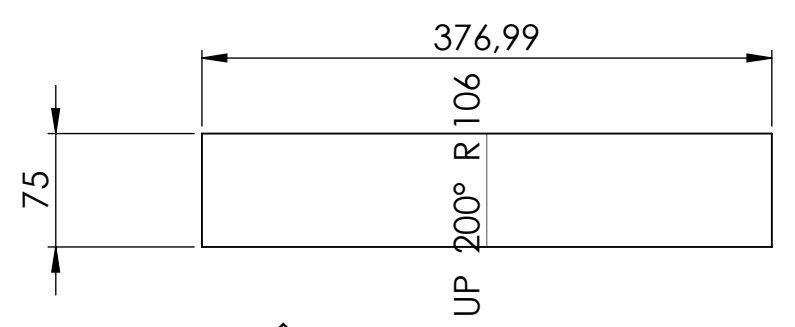
Escala 1:5

**4. Parte posterior**



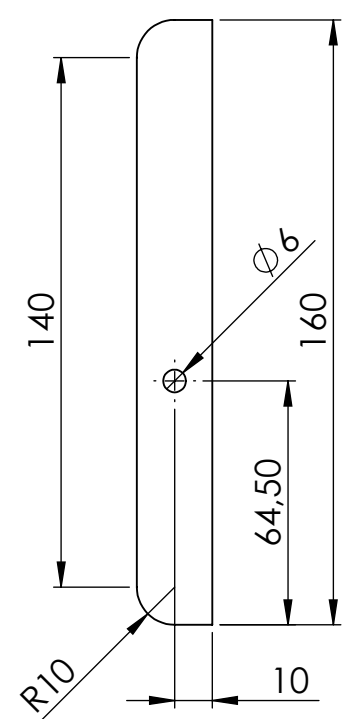
Escala 1:5

**8. Cuierta Superior**



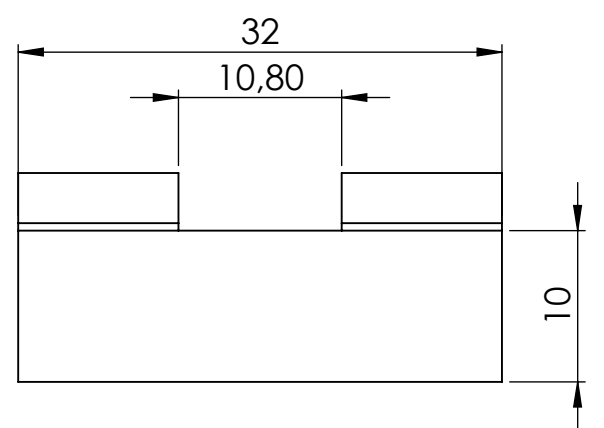
Escala 1:5

**2. Base guarda**



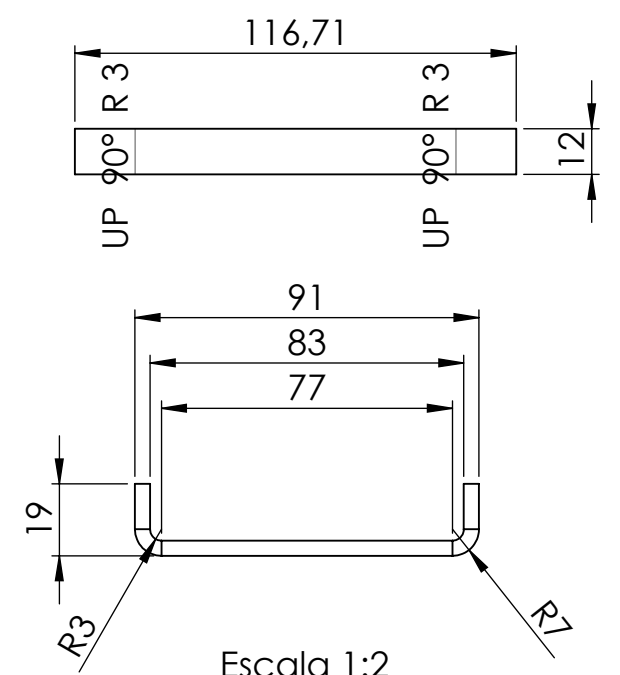
Escala 1:2

**5. Visagra parte 1**



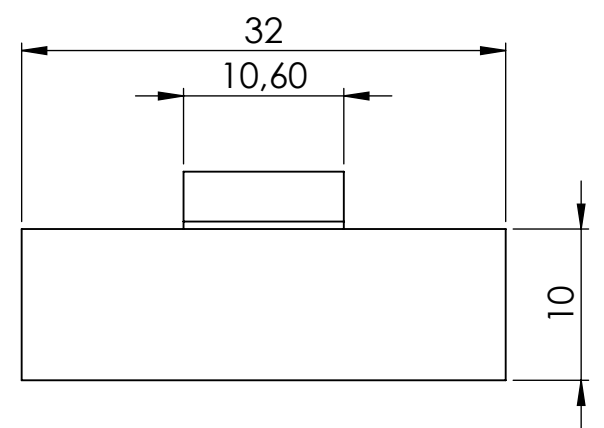
Escala 2:1

**9. Seguro**



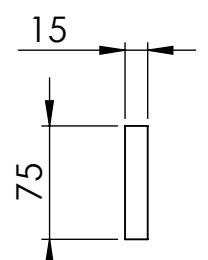
Escala 1:2

**6. Visagra parte 2**



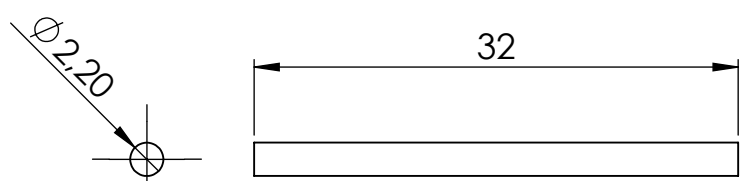
Escala 2:1

**3. Refuerzo**



Escala 1:5

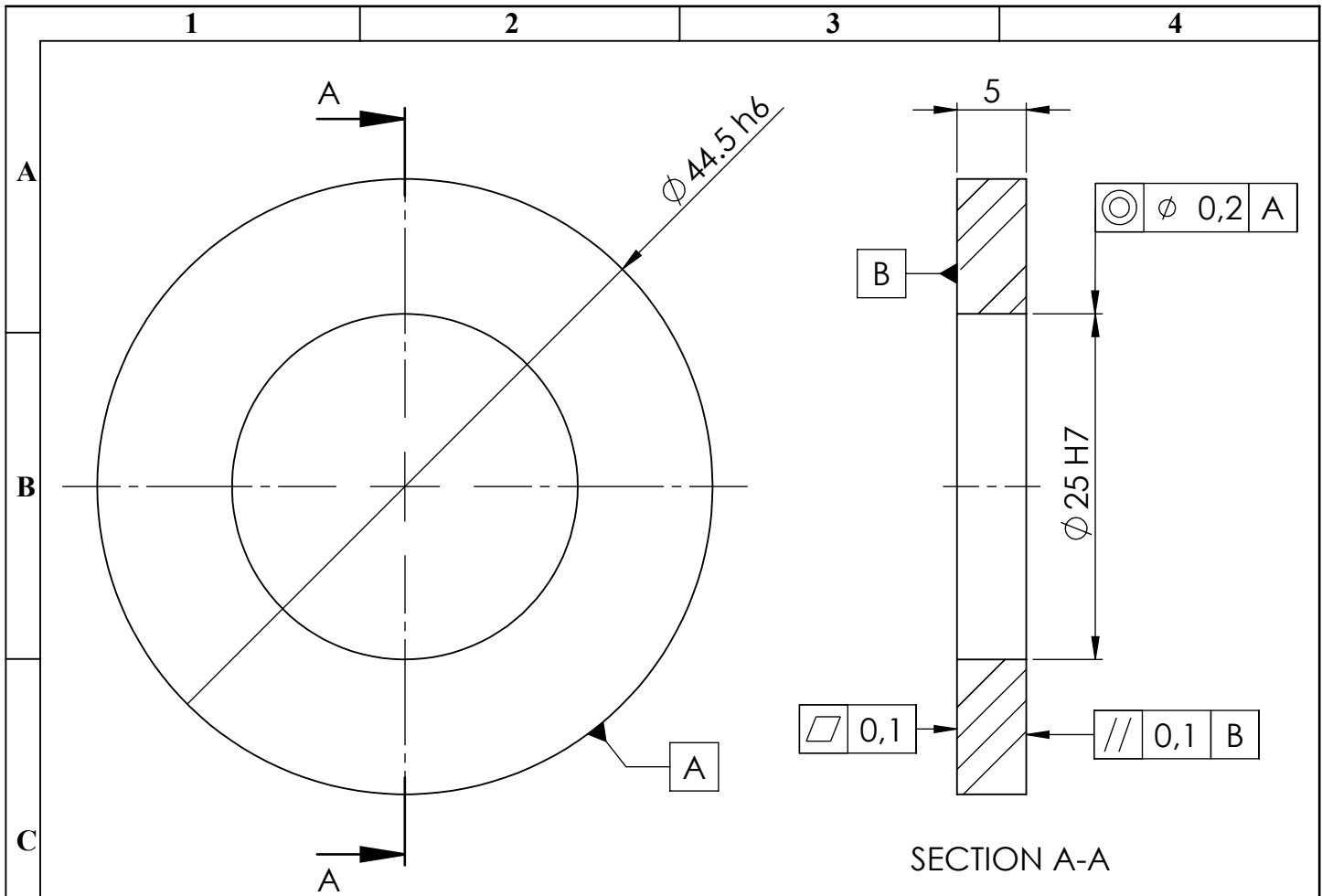
**7. Pasador**



Escala 2:1

Nº. Lámina: 12 de 14		Nº. Hojas: 3 de 3		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Guarda de protección</b>					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Acrílico		Nombre de archivo: Guarda de protección.sldprt		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y I.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20					0,58	±0.3 [mm]	1:5	
Dibujó	Sr. Pilco Kleber		2021/01/20								
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21								
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21								

1 2 3 4 5

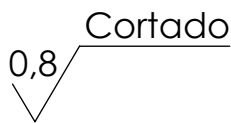


SECTION A-A

**Tolerancias:**

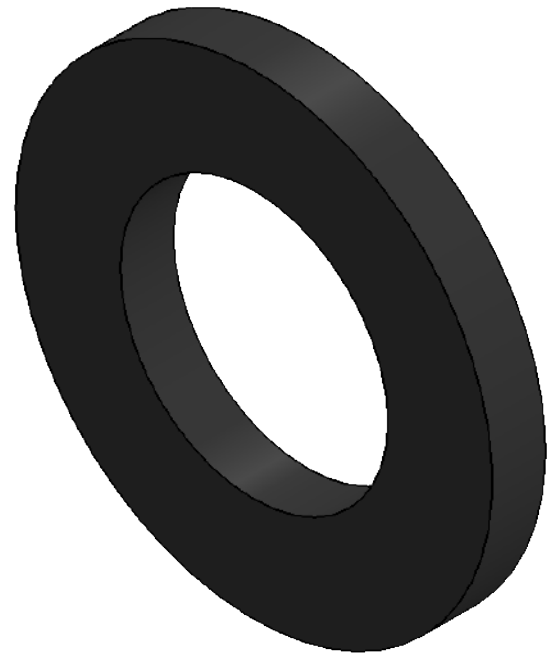
Diámetro	Simbología	Valor máximo	Valor mínimo
25	H7	25,021	25
44,5	h6	44,5	44,484

**Acabado superficial:**



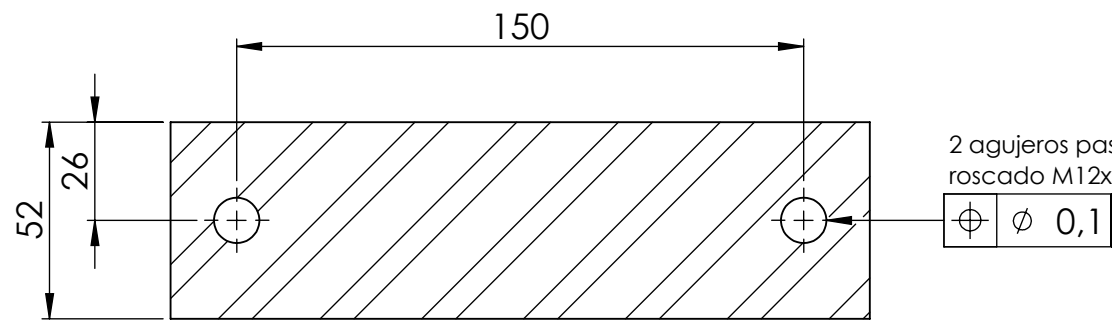
**Notas generales:**

- Todas las medidas estan en mm salvo se indique lo contrario.
- Escala 2:1 salvo se especifique lo contrario.
- Calidad suprficial N6 , salvo se indique lo contrario.

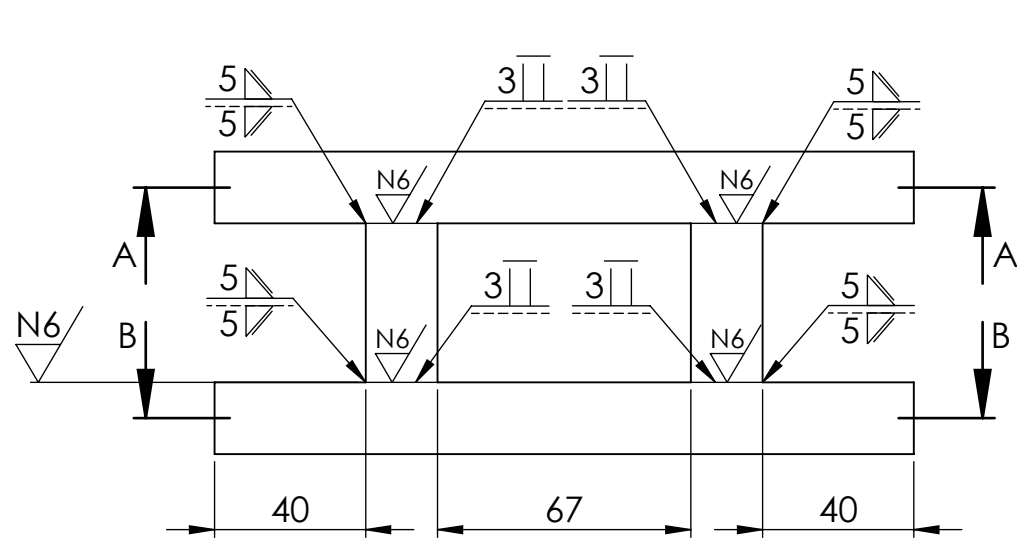


N°. Lámina: 13 de 14		N°. Hojas: 1		Sustitución:		Codificación: FM-EIM-BPDD-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>							
Email: klener.pilco@epoch.edu.ec Teléfonos: 0988207053						Denominación:  <b>Obturador</b>						Peso [Kg]		Tolerancia	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		0,0065		±0.3 [mm]		2:1			
Proyectó		Sr. Guananga Darío				2021/01/20		Materiales: Polietileno		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY					
Dibujó		Sr. Pilco Kleber				2021/01/20									
Revisó		Ing. Escobar M.				2021/07/21		Nombre de archivo: Obturador.sldprt							
Aprobó		Ing. Orna J.				2021/07/21									

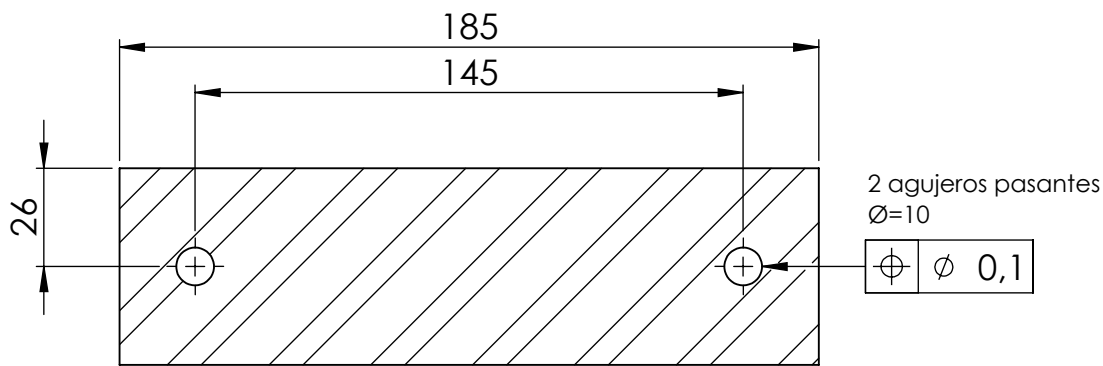




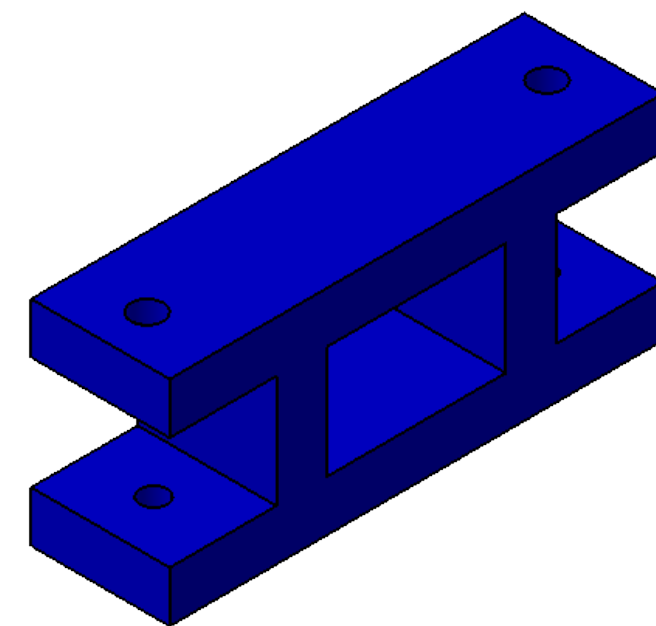
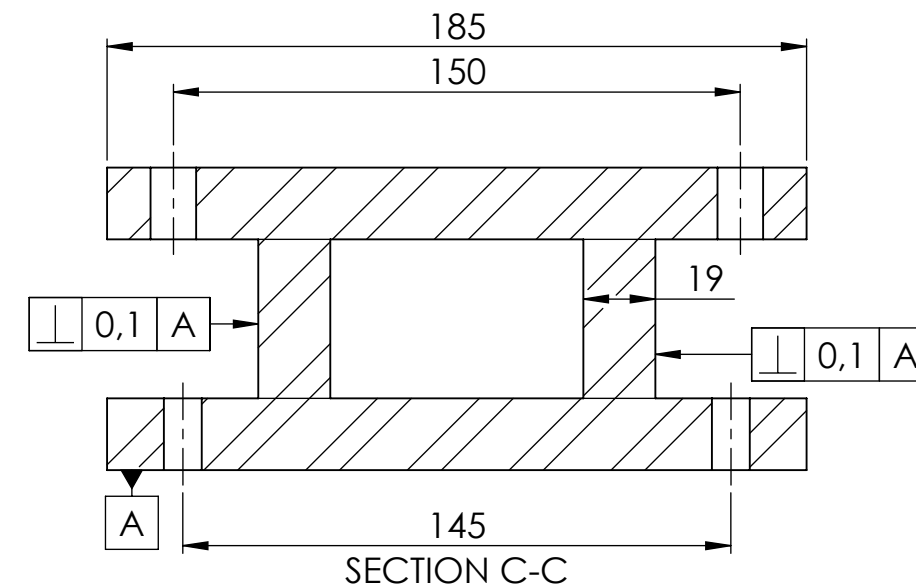
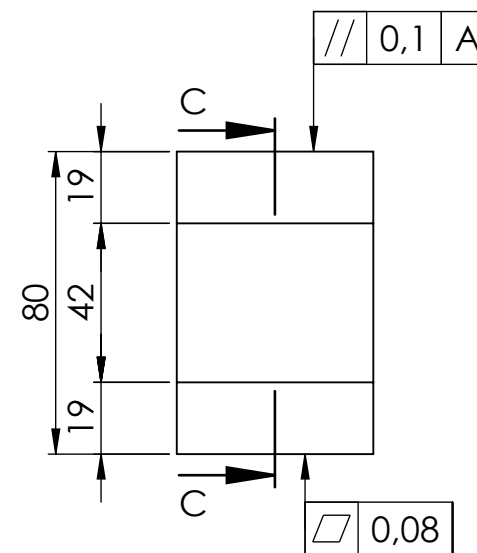
SECTION A-A



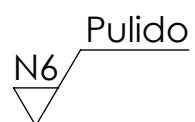
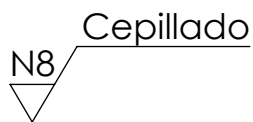
SECTION B-B



SECTION C-C



Acabado superficial:



Notas generales:

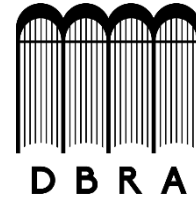
- Todas las dimensiones en mm, salvo se indique lo contrario.
- Escala 1:2 salvo se indique lo contrario.
- La soldadura utilizada es MIG con alambre ER-48S-3.
- Calidad superficial N8 en todas las superficies, salvo se indique lo contrario.
- Proceso de pintado por soplete (Azul).

MIGUEL ANGEL ESCOBAR GUACHAMBALA  
 Digitally signed by MIGUEL ANGEL ESCOBAR GUACHAMBALA

Nº. Lámina: 14 de 14	Nº. Hojas: 1	Sustitución:	Codificación: FM-EIM-BPDD-2021	<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
Email: kleber.pilco@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0988207053			Denominación:  <b>SopORTE para chumacera</b>				
Datos	Nombre	Firma	Fecha	<b>Materiales:</b> ASTM A36 <b>Nombre de archivo:</b> SopORTE chumacera.sldprt			
Proyectó	Sr. Guananga Darío		2021/01/20				
Dibujó	Sr. Kleber Pilco		2021/01/20				
Revisó	Ing. Escobar M.		2021/07/21				
Aprobó	Ing. Orna J.		2021/07/21	ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO



DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS DEL  
APRENDIZAJE

UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS

REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Fecha de entrega: 02 / 09 / 2021

INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)

**Nombres – Apellidos:** DARÍO JAVIER GUANANGA PUJOS  
KLEBER ADRIÁN PILCO GARCÍA

INFORMACIÓN INSTITUCIONAL

**Facultad:** MECÁNICA

**Carrera:** MECÁNICA

**Título a optar:** INGENIERO MECÁNICO

**f. Analista de Biblioteca responsable:** Lcdo. Holger Ramos, MSc.



Firmado electrónicamente por:  
**HOLGER GERMAN  
RAMOS UVIDIA**

1514-DBRA-UPT-2021