

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“PROPUESTA DE DISEÑO DE UN BANCO  
DIDÁCTICO PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE  
ROTORES”**

PRESENTADO POR:

**CRUZ MARTÍNEZ, OSMAR ELÍAS  
LÓPEZ HUEZO, JOSUÉ EFRAIN  
PORTILLO GARCÍA, ROBERTO ISAAC**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

CIUDAD UNIVERSITARIA, MAYO DE 2022.

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**

RECTOR :

**M.Sc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO**

SECRETARIA GENERAL :

**M.Sc. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

DECANO :

**PhD. EDGAR ARMANDO PEÑA**

SECRETARIO :

**Ing. JULIO ALBERTO PORTILLO**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

DIRECTOR :

**Ing. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES**

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Título :

**DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO  
DINÁMICO DE ROTORES**

Presentado por :

**CRUZ MARTÍNEZ, OSMAR ELÍAS**

**LÓPEZ HUEZO, JOSUÉ EFRAIN**

**PORTILLO GARCÍA, ROBERTO ISAAC**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Ing. Francisco Zuleta Morataya

San Salvador, mayo 2022

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor:

**Ing. FRANCISCO ZULETA MORATAYA.**

**DEDICATORIA:**

*“A mi Dios y Salvador Jesucristo por haberme dado la disciplina y el coraje para no rendirme a pesar de las circunstancias” (San Marcos 9:23)*

A mi madre: Teresa de Jesús Huevo de López, por creer en mí y apoyarme en cada etapa de mi carrera.

A mi padre: Efraín López Jiménez, por enseñarme que una vida sin proyecciones no tiene sentido.

A mi hermana: Liliam Saraí López Huevo, por darme esperanza y ser la mano en la que siempre me apoye.

A Patricia Luz Flores de Zelaya, por ser mi apoyo emocional, mi mejor amiga y mi segunda madre.

A todas las personas que hicieron posible finalizar esta carrera a través de sus consejos y oraciones, así mismo, a todos los maestros que nos compartieron sus conocimientos y experiencias, haciendo notar que son un pilar fundamental en la formación de los estudiantes.

*Josué Huevo*

## DEDICATORIA

*“La satisfacción más grande está en el deber cumplido”*. Por Salvador Viscarra

Esta tesis se la dedico a:

*Vilma del Carmen García de Viscarra*

Mi Madre, que, con gran esfuerzo, sudor y cariño, hizo lo posible para que lograra culminar mis estudios de principio a fin, siempre apoyándome en todo momento, llamándome, tratando de estar ahí, aunque no le fuese posible.

*Salvador Viscarra*

Mi padre, que, desde pequeño, siempre ha estado presente con sus consejos, inculcándome valores de esfuerzo y perseverancia, para poder ser una persona de bien y un profesional de éxito.

*Madeline Jael Portillo Garcia y Salvador Reynaldo Viscarra*

Mis hermanos, que, de una u otra forma siempre han estado apoyándome de forma incondicional, durante todo proceso, por estar conmigo en todo momento gracias.

Y, por último, pero no menos importante, a mis padrinos que siempre estuvieron pendientes en el transcurso de mi carrera; y a mis compañeros de tesis que siempre estuvimos trabajando en equipo para culminar este proceso de manera satisfactoria, gracias.

*Roberto Portillo*

## DEDICATORIA

### **A:**

El presente trabajo de graduación, lo dedico en primer lugar a Dios y a mi familia, por darme las fuerzas para continuar en este proceso de obtener uno de mis anhelos más deseados.

A mis padres, Abilia Martínez y Elías Alejo, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy.

A todas las personas que me han apoyado y orientado, para que este trabajo se realice con éxito, en especial a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

*Elias Cruz.*

## ÍNDICE

	Pág.
<b>LISTA SIMBOLOS Y SIGLAS .....</b>	<b>XVI</b>
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>1. TEORÍA DEL BALANCEO.....</b>	<b>2</b>
1.1 TERMINOLOGÍA EN EL BALANCEO.....	2
1.1.1 BALANCEO.....	2
1.1.2 RESONANCIA .....	2
1.1.3 VELOCIDAD CRÍTICA .....	2
1.1.4 ROTOR .....	3
1.1.5 VELOCIDAD DE BALANCEO .....	4
1.1.6 DESBALANCE .....	4
1.1.7 VECTOR DE DESBALANCE .....	5
1.1.8 CANTIDAD DE DESBALANCE.....	5
1.1.9 MASA DE DESBALANCE .....	5
1.1.10 FUERZA DE DESBALANCE RESULTANTE .....	5
1.1.11 MOMENTO RESULTANTE DEBIDO AL DESBALANCE.....	6
1.1.12 DESBALANCE DINÁMICO .....	6
1.1.13 ANGULO DE FASE.....	6
1.1.14 PLANOS DE MEDICIÓN.....	6
1.1.15 GRADO DE CALIDAD DE BALANCEO .....	7
1.1.16 PESO DE PRUEBA .....	7
1.1.17 ÁNGULO DE DESBALANCE .....	7

1.1.18	ÁNGULO DE CORRECCIÓN.....	8
1.1.19	FRECUENCIA NATURAL .....	8
1.1.20	AMORTIGUAMIENTO .....	8
1.2	CAUSAS DEL DESBALANCE DE ROTORES.....	8
1.3	CLASIFICACIÓN DEL DESBALANCE .....	9
1.3.1	DESBALANCE ESTÁTICO .....	9
1.3.2	DESBALANCE PAR.....	10
1.3.3	DESBALANCE CUASI-ESTÁTICO.....	11
1.3.4	DESBALANCE DINÁMICO.....	12
1.4	NORMAS EN EL BALANCEO.....	13
1.5	TOLERANCIAS EN EL BALANCEO.....	17
1.5.1	GENERALIDADES.....	17
1.5.2	REPRESENTACIÓN DEL DESBALANCE.....	18
1.5.3	PLANOS DE REFERENCIA.....	20
1.5.4	PLANOS DE CORRECCIÓN .....	21
1.5.5	DESBALANCE RESIDUAL ADMISIBLE .....	23
1.5.6	GRADOS DE CALIDAD DEL BALANCEO “G”.....	23
1.5.7	MÉTODOS DE BALANCEO.....	24
1.6	ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATORIAS.....	34
1.6.1	LA VIBRACIÓN MECÁNICA .....	34
1.6.2	COMPONENTES DE UN SISTEMA VIBRATORIO .....	35
1.6.3	GRADOS DE LIBERTAD DE UN SISTEMA VIBRATORIO .....	36
1.6.4	MOVIMIENTO OSCILATORIO.....	37

1.6.5	FACTORES CONSIDERADOS EN EL ROTOR DESBALANCEADO	39
1.7	MONITOREO DEL DESBALANCE MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES.....	43
1.7.1	CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS.....	44
1.7.2	EVALUACIÓN.....	46
1.7.3	LÍMITES DE LAS ZONAS DE EVALUACIÓN.....	50
<b>2.</b>	<b>DISEÑO DEL EQUIPO.....</b>	<b>51</b>
2.1	ANTECEDENTES.....	51
2.1.1	MÁQUINAS DE BALANCEO DINÁMICO.....	53
2.1.2	OTROS TIPOS DE MÁQUINAS DE BALANCEO.....	55
2.2	SELECCIÓN DE PROTOTIPO.....	57
2.3	VARIABLES DEL DISEÑO.....	60
2.4	CÁLCULO DE LA FUERZA CENTRÍFUGA CRÍTICA.....	61
2.5	SISTEMAS DE SUSPENSIÓN PARA MÁQUINAS DE BALANCEO.....	64
2.5.1	CARACTERÍSTICAS DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN.....	64
2.5.2	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA LA MÁQUINA DE BALANCEO.....	69
2.5.3	CÁLCULO DE LONGITUD DE PÉNDULO PARA SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	69
2.5.4	EJEMPLO DE CÁLCULO DE TRASMISIBILIDAD.....	71
2.6	DISEÑO DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	72
2.6.1	ANÁLISIS DE RODAMIENTOS SOSTENEDORES.....	72
2.6.2	ANÁLISIS DE PLACA PORTA RODAMIENTOS SOSTENEDORES.....	75

2.6.3	DISEÑO DE LAS PLACAS LATERALES DE SUJECIÓN.....	80
2.6.4	DISEÑO DE PILARES DE SUJECIÓN PARA CAJA DE SOPORTE .	85
2.6.5	DISEÑO DE PLACA SUPERIOR.....	90
2.6.6	DISEÑO DE ELEMENTO CENTRAL.....	94
2.6.7	DISEÑO DEL SOPORTE INFERIOR.....	101
2.6.8	DISEÑO DE PÉNDULOS.....	106
2.6.9	DISEÑO DE COLUMNAS SOPORTE DE PÉNDULOS.....	111
2.6.10	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN .....	116
2.6.11	SELECCIÓN DE PERNO DE SUJECIÓN ENTRE COLUMNA DE SUJECIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y PÉNDULOS.....	120
2.6.12	SELECCIÓN DE PERNOS ENTRE CAJA SOPORTE Y PILARES.	121
2.6.13	SELECCION DEL PERNO DE SUJECIÓN QUE SOPORTA A LOS RODAMIENTOS SOPORTE DE EJES DE RODETE.....	123
2.6.14	DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE LA PLACA SOPORTE DE RODAMIENTO Y LA PLACA SOSTENEDORA. ...	125
2.6.15	DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE LA PLACA LATERAL (PILAR) SOPORTE DE CAJA Y PLACA SUPERIOR... ..	127
2.6.16	DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE EL TUBO CENTRAL Y EL SOPORTE INFERIOR.....	129
2.6.17	DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE LA PLACA SOPORTE INFERIOR Y LAS COLUMNAS DE SUJECIÓN.....	130
2.7	DISEÑO DE LAS TORRES DE SOPORTE.....	132

2.8	DISEÑO DE LA BASE .....	139
2.8.1	DISEÑO DE LA SOLDADURA EN LA BASE DE LA TORRE. ....	141
2.9	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN .....	143
2.10.1	SELECCIÓN DE BANDA DE TRANSMISIÓN. ....	144
2.10.2	SELECCIÓN DE DIMENSIONES DE POLEA MOTRIZ.....	147
2.10.3	SELECCIÓN DE MOTOR. ....	148
<b>3.0</b>	<b>PROPUESTA DE EQUIPO DE MEDICIÓN DE DATOS .....</b>	<b>150</b>
3.1	SELECCIÓN DE EQUIPO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL BANCO DE BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES.....	150
3.1.1	ALCANCE .....	150
3.1.2	DESCRIPCIÓN DE LOS PRODUCTOS REQUERIDOS .....	152
3.1.3	CANTIDADES DE CADA PRODUCTO.....	156
3.2	PASOS PARA EL BALANCEO DE ROTORES EN DOS PLANOS. ....	157
3.3	PROPUESTA DE HOJA DE CÁLCULO PARA LA DETERMINACIÓN DEL VECTOR DE MASAS DE CORRECCIÓN. ....	162
3.4	TAREAS PREVIAS AL USO DEL EQUIPO.....	166
	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>168</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA Y FUENTES CITADAS .....</b>	<b>171</b>
	<b>ANEXOS.....</b>	<b>175</b>
	ANEXOS A.....	175
	ANEXOS B. GUÍAS DE LABORATORIO .....	179
	ANEXOS C. PLANOS DE BANCO DE BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES .....	203

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Lista de elementos de prototipo de máquina de balanceo. ....	59
Tabla 2-2: Variables de diseño. ....	61
Tabla 2-3: Grado de calidad de balanceo. (Organización Internacional de Normalización, ISO 1940, 2003) .....	61
Tabla 2-4: Porcentajes de transmisibilidad .....	71
Tabla 2-5: Valores medios y alternos de Fx y Momento cortante. ....	135
Tabla 2-6: Reacciones medias y alternas resultantes en la base. ....	140
Tabla 2-7: Parámetros para determinar espesor de banda. ....	146
Tabla 2-8: Dimensiones de polea motriz. ....	148
Tabla 3-1: Detalle del Alcance de Suministros. ....	150
Tabla 3-2: Descripción de los productos requeridos. ....	152
Tabla 3-3: Cantidades a ser suministradas de cada uno de los productos .....	156
Tabla 3-4: Condición del desbalance del rotor de turbina. ....	160
Tabla 3-5: Condición del desbalance.....	162
Tabla 3-6: Al agregar el peso de prueba en el plano izquierdo. ....	163
Tabla 3-7: Resultado del vector de vibración debido al peso de prueba colocado en el plano izquierdo. ....	163
Tabla 3-8: Al agregar el peso de prueba en el plano derecho.....	164
Tabla 3-9: Resultado del vector de vibración debido al peso de prueba colocado en el plano derecho.....	164
Tabla 3-10: Procedimiento matemático. ....	165
Tabla 3-11: Resultados de procedimiento efectuado en hoja de cálculo. ....	165

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1: Desbalance Estático. Fuente: (Barra, 2006).....	10
Fig. 1.2: Desbalance par. Fuente: (Barra, 2006) .....	10
Fig. 1.3: Desbalance Cuasi-estático. Fuente: (Fox, 1980) .....	11
Fig. 1.4: Rotor en voladizo. Fuente: (Barra, 2006) .....	12
Fig. 1.5: Desbalance Dinámico. Fuente: (Barra, 2006) .....	12
Fig. 1.6: Representaciones de desbalance. Fuente: (ISO, 2003).....	20
Fig. 1.7: Modos de Balanceo. Fuente: (Pereira).....	24
Fig. 1.8: Señalización del rotor para el balanceo en un plano sin medición de fase. Fuente: (Barriga, 2009) .....	26
Fig. 1.9: Representación de la vibración inicial y ubicación de las masas. Fuente: (Pereira).....	27
Fig. 1.10: Determinación de la masa de balanceo. Fuente: (Pereira) .....	28
Fig. 1.11: Determinación de la masa de balanceo. Fuente: (Pereira) .....	29
Fig. 1.12: Balanceo en dos planos de un rotor. Fuente: (Rao S. S., 2012).....	30
Fig. 1.13: Representación de una masa. Fuente: (Rao S. S., 2012).....	31
Fig. 1.14: Balanceo en dos planos. Fuente: (Rao S. S., 2012) .....	33
Fig. 1.15: Movimiento vibratorio del cojinete de una máquina. Fuente: (P., 2001) .....	35
Fig. 1.16: Componentes de un sistema vibratorio. Fuente: Elaboración propia.....	35
Fig. 1.17: Sistema vibratorio de un grado de libertad. Fuente: (Rao S. S., 2012).....	36
Fig. 1.18: Mecanismo de yugo escoses. Fuente: (Rao S. S., Movimiento armónico, 2012).....	38
Fig. 1.19: Desbalance Dinámico. Fuente: ISO 10816, Vibración mecánica. ....	50
Fig. 2.1 Rotor rígido montado en una bancada de rodamientos suaves. Fuente: (Enrique S. Gutiérrez Wing, 2010) .....	53
Fig. 2.2 Banco de balanceo estático. Fuente: (A. Krisism, 1936).....	55
Fig. 2.3 Banco de balanceo de hojas. Fuente: (Dorado, s.f.) .....	56
Fig. 2.4 Analizador de vibraciones Fluke 810. Fuente: (Ibérica, 2010) .....	57
Fig. 2.5: Prototipo de máquina de balanceo seleccionado. Fuente: Elaboración propia. ....	58
Fig. 2.6: Gráficas del factor de amortiguamiento respecto al factor de Amplitud vs Frecuencia. (Beer Johnston, un décimo edición).....	65
Fig. 2.7: Sistema de suspensión tipo flejes. Fuente: (BURGOS ALCONZ, 2019) .....	65
Fig. 2.8: Gráfica amplitud vs Frecuencia de un sistema de suspensión tipo flejes. Fuente: (Sánchez, 2000) .....	66
Fig. 2.9: Suspensión tipo péndulo. Fuente: Elaboración propia. ....	67
Fig. 2.10: Gráfico Amplitud vs Frecuencia de un sistema de suspensión tipo péndulo. Fuente: (Sánchez, 2000) .....	68

Fig. 2.11: Rodamientos sostenedores. Fuente: Elaboración propia.....	72
Fig. 2.12: DCL de las líneas de contacto. Fuente: Elaboración propia. ....	73
Fig. 2.13: DCL de las fuerzas alternantes en contacto. Fuente: Elaboración propia. ....	74
Fig. 2.14: Placa porta rodamientos sostenedores (Pieza N° 2 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.....	75
Fig. 2.15: Esfuerzos de Von Mises a carga estática en placa porta rodamientos sostenedores. Fuente: Elaboración propia. ....	76
Fig. 2.16: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante en placa porta rodamientos sostenedores. Fuente: Elaboración propia. ....	77
Fig. 2.17: Placas laterales de sujeción (Pieza N° 10 de ensamble). Fuente: Elaboración propia. ....	80
Fig. 2.18: Esfuerzos de Von Mises a carga estática de placas laterales de sujeción. Fuente: Elaboración propia. ....	81
Fig. 2.19: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante de placas laterales de sujeción. Fuente: Elaboración propia. ....	82
Fig. 2.20: Pilares de sujeción y caja de soporte (Pieza N° 11 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.....	85
Fig. 2.21: Esfuerzos de Von Mises a carga estática de pilares de sujeción. Fuente: Elaboración propia.....	86
Fig. 2.22: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante de pilares de sujeción. Fuente: Elaboración propia. ....	87
Fig. 2.23: Placa superior (Pieza N° 1 de ensamble). Fuente: Elaboración propia. ....	90
Fig. 2.24: Esfuerzos de Von Mises a carga estática de placa superior. Fuente: Elaboración propia.....	90
Fig. 2.25: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante de placa superior. Fuente: Elaboración propia.....	91
Fig. 2.26: Elemento central (Pieza N° 5 de ensamble). Fuente: Elaboración propia. ....	94
Fig. 2.27: Simulación a carga estática de elemento central. Fuente: Elaboración propia.....	95
Fig. 2.28: Simulación a carga alternante de elemento central. Fuente: Elaboración propia. ....	96
Fig. 2.29 : Configuraciones para análisis de pandeo. Fuente: (Hibbeler, 2011). ....	99
Fig. 2.30: Soporte inferior (Pieza N° 6 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.....	101
Fig. 2.31: Análisis de carga estática de soporte inferior. Fuente: Elaboración propia. ....	102
Fig. 2.32: Análisis a carga alternante de soporte inferior. Fuente: Elaboración propia. ....	103
Fig. 2.33: Péndulos de sistema de suspensión (Pieza N° 4 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.....	106
Fig. 2.34: Análisis de carga estática de sistema de suspensión. Fuente: Elaboración propia. .	107

Fig. 2.35: Análisis de carga alternante del sistema de suspensión. Fuente: Elaboración propia. .....	108
Fig. 2.36: Columna de soporte de péndulo (Pieza N° 9 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.....	111
Fig. 2.37: Análisis de carga estática de soporte de péndulo. Fuente: Elaboración propia.....	112
Fig. 2.38: Análisis de carga alternante del soporte de péndulo. Fuente: Elaboración propia. ...	113
Fig. 2.39: Ubicación del perno a seleccionar. Fuente: Elaboración propia. ....	120
Fig. 2.40: Ubicación del perno de sujeción entre la caja de soporte y el pilar. Fuente: Elaboración propia. ....	121
Fig. 2.41: Ubicación del perno de sujeción entre las placas soporte de rodamientos. Fuente: Elaboración propia. ....	123
Fig. 2.42: Ubicación de cordón de soldadura entre la placa soporte de rodamiento y placa sostenedora. Fuente: Elaboración propia. ....	125
Fig. 2.43: Ubicación del cordón de soldadura entre la placa superior y la placa lateral. Fuente: Elaboración propia. ....	127
Fig. 2.44: Ubicación del cordón de soldadura entre el tubo central y la placa inferior. Fuente: Elaboración propia. ....	129
Fig. 2.45: Ubicación del cordón de soldadura entre la placa soporte inferior y las columnas de sujeción. Fuente: Elaboración propia.....	130
Fig. 2.46: Torre de soporte (Pieza N° 15 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.....	133
Fig. 2.47: Esfuerzos en barra principal. Fuente: Elaboración propia.....	134
Fig. 2.48: Simulación de torre de soporte en SolidWorks. Fuente: Elaboración propia. ....	134
Fig. 2.49: Diagrama esfuerzo cortante de elemento crítico. ....	134
Fig. 2.50: Perfil de las vigas de las torres de soporte. Fuente: Elaboración propia. ....	136
Fig. 2.51: Concentradores de esfuerzo en viga superior. Fuente: Elaboración propia. ....	136
Fig. 2.52: Geometría de la base (Pieza N° 19 de ensamble). Fuente: Elaboración propia. ....	139
Fig. 2.53: Puntos de la base sometido a carga alternante. Fuente: Elaboración propia. ....	139
Fig. 2.54: Perfil del cordón de soldadura de la base. Fuente: Elaboración propia.....	141
Fig. 2.55: Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete. Fuente: Elaboración propia. .	142
Fig. 3.1: Planos de balanceo. Fuente: (Organización Internacional de Normalización, ISO 10816, 2009) .....	158
Fig. 3.2: representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba. Fuente: (Instruments, 2016) .....	158
Fig. 3.3: representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba. Fuente: (Instruments, 2016) .....	159
Fig. 3.4: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de condición inicial del desbalance. Fuente: Elaboración propia.....	162

Fig. 3.5: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de Peso de prueba en el plano izquierdo. Fuente: Elaboración propia. ....	163
Fig. 3.6: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de Peso de prueba en el plano derecho. Fuente: Elaboración propia. ....	164

## LISTA SIMBOLOS Y SIGLAS

$f_n$ :	Frecuencia natural.
A:	Área.
AISC:	Instituto Americano de la construcción del Acero.
AISI:	Instituto Americano del Hierro y el Acero.
E:	Módulo de elasticidad del material.
FS:	Factor de seguridad.
G:	Grado de Calidad del Balanceo.
I:	Inercia de un cuerpo.
ISO:	Organización Internacional de Normalización.
L:	Longitud de un cuerpo.
r.m.s	Raíz cuadrada media o valor eficaz.
RPM:	Revoluciones por minuto.
SAE:	Sociedad de ingeniero de automoción.
TR:	Transmisibilidad.
$F_{tr}$ :	Fuerza transmitida a los aisladores durante un ciclo de vibración.
$F_o$ :	Fuerza transmitida al piso.
V:	Velocidad.
W:	Peso.
$\gamma$ :	Densidad relativa o gravedad específica.
$g$ :	Aceleración debida a la gravedad.
$\rho$ :	Densidad.

- $\sigma$ : Esfuerzo normal.
- $\tau$ : Esfuerzo cortante.
- $\omega$ : Velocidad angular.
- $\omega_n$ : Velocidad angular durante la frecuencia natural.
- $F_{Rodst}$ : Fuerza estática sobre rodamiento.
- $F_{RodD}$ : Fuerza alternante sobre rodamiento.
- $n$ : Velocidad angular del rotor únicamente para procedimiento matemático de selección de rodamientos.
- $\sigma_a$ : Esfuerzo alterno.
- $\sigma_m$ : Esfuerzo medio.
- $S_n$ : Esfuerzo a la fatiga.
- $S_{ut}$ : Esfuerzo ultimo de tensión.
- $F_{st}$ : Fuerza debida a carga estática.
- $F_D$ : Fuerza debida a carga alternante.
- $\sigma_e$ : Esfuerzo equivalente o esfuerzo de Von Mises.
- $\sigma_{st}$ : Esfuerzo equivalente o esfuerzo de Von Mises debido a carga estática.
- $\sigma_D$ : Esfuerzo equivalente o esfuerzo de Von Mises debido a carga alternante.
- $\sigma_{max}$ : Esfuerzo máximo.
- $\sigma_{min}$ : Esfuerzo mínimo.
- $F_e$ : Fuerza equivalente en selección de rodamientos.
- $F_R$ : Fuerza de reacción en rodamientos.
- $W_t$ : Peso total del rotor.
- $F_{cmax}$ : Fuerza centrífuga critica o máxima para el sistema de suspensión.
- $D_{ext}$ : Diámetro exterior.
- $D_{inte}$ : Diámetro interior.
- $b$ : Espesor de elemento.

## INTRODUCCIÓN

El avance tecnológico, trae consigo el desarrollo de máquinas que hacen mucho más eficiente los procesos, muchas de estas máquinas cuentan con componentes giratorios tales como rotores. Así mismo, es evidente que toda máquina se deteriora progresivamente con el transcurso del tiempo y sus componentes, tal como el mencionado anteriormente, no está exento de sufrir algún daño, este fenómeno esta casi siempre acompañado de un incremento en las vibraciones. Por tanto, el control y análisis de vibraciones han probado ser un indicador muy preciso y confiable del estado de las máquinas.

El presente trabajo de graduación, surge de la visión de abordar uno de los principales fallos producidos en componentes giratorios, el cual es el desbalance. Para intervenir de manera inmediata a este fallo, es necesario tener claro muchos aspectos relacionados al tema; de ahí que, en el primer capítulo, se abordará un marco referencial del balanceo dinámico, en el que se integrarán las bases teóricas, parámetros, normativas y criterios que el personal técnico debe saber antes de realizar el balanceo de rotores.

Posteriormente en el segundo capítulo, se planteará el diseño de un banco didáctico de balanceo dinámico para rotores de equipos de mediana potencia. Se detallarán los cálculos y los resultados obtenidos de la manera más breve y concisa posible.

Finalmente, en el tercer capítulo, se hará una propuesta de instrumentación para medición de datos, con el fin de evaluar el desbalance que poseen los diferentes rotores a analizar.

A pesar de que el proyecto será a nivel didáctico, éste puede servir como referencia para ser llevado a la construcción por cualquier empresa o institución interesada, o el desarrollo de futuros proyectos dentro de la universidad.

## **1. TEORÍA DEL BALANCEO**

En este primer capítulo, se podrá conocer de primera mano, la terminología a manejar en el desarrollo de este trabajo, un aspecto de vital importancia para comprender con relativa facilidad la información presentada en capítulos posteriores.

### **1.1 TERMINOLOGÍA EN EL BALANCEO**

#### **1.1.1 BALANCEO**

Se define el balanceo como la acción en donde se corrige el eje de inercia del rotor haciendo que coincida con su eje de rotación provocando que el giro sea concéntrico, evitando con ello los momentos dinámicos que generan excesivas vibraciones. (Organización Internacional de Normalización, ISO 1925, 2001)

#### **1.1.2 RESONANCIA**

Cuando  $\omega_f = \omega_n$ , es decir, cuando la frecuencia forzada impuesta a un sistema es igual a la frecuencia natural de dicho sistema, la amplitud de la vibración forzada se vuelve infinita. Se dice que la fuerza aplicada o el movimiento aplicado por el apoyo está en resonancia con el sistema dado. (ISO 1925, 2001)

#### **1.1.3 VELOCIDAD CRÍTICA**

También llamada velocidad de resonancia, es la velocidad característica a la que se excita la resonancia de un sistema. (ISO 1940, 2003)

La ISO 1940 2003 recomienda que:

- “Para resonancia, ver ISO 2041:1990, 2.72. También ver ISO2041:1990, 2.80 para frecuencia natural no amortiguada”.
- “La evaluación de una velocidad crítica/resonante dependerá del parámetro de medición usado, como el desplazamiento, la velocidad y la aceleración”.
- “En el contexto del balanceo, una velocidad crítica / velocidad resonante se relaciona con el componente de vibración de una vez por revolución”.

#### **1.1.4 ROTOR**

Es un cuerpo capaz de rotar en torno a su centro geométrico, generalmente está provisto de un eje, el que se sostiene por medio de descansos. (ISO 1925, 2001)

##### **A) ROTOR RÍGIDO**

Son los rotores que normalmente giran a velocidades por debajo de la primera velocidad crítica. Por lo general este tipo de rotores gira en el orden del 80% de la primera velocidad crítica. (ISO 1940, 2003)

Normalmente la mayor parte de los rotores industriales son rígidos, en especial los de motores eléctricos, bombas, entre otros que giran entre 500, 1000, 1500 RPM. A diferencia de los ventiladores los cuales son fronterizos a las velocidades críticas, pues su estructura caracterizada por su esbeltez y liviandad les da una relación ancho diámetro y volumen peso, sugerentemente alta.

##### **B) ROTOR FLEXIBLE**

Son aquellos cuya velocidad de giro esta por sobre la primera velocidad crítica, lo cual significa que (Barra, 2006):

- En arranques y paros se pasa necesariamente por una velocidad crítica, la que debe ser reconocida para evitar permanecer en este rango.
- Al pasar por la velocidad crítica se produce un cambio en el modo de vibrar y forma del eje del rotor. Por ende, la fase de la frecuencia fundamental cambia.

En general muchos rotores de ventiladores, y turbo-maquinaria son flexibles si giran entre 1000-1200 rpm los primeros y 1500 rpm las segundas.

### **C) ROTOR DELGADO**

Es aquel rotor cuyo diámetro es mucho mayor en relación a su largo (discos). En general se considera un rotor delgado cuando el largo no supera en un tercio al diámetro. (ISO 1925, 2001)

#### **1.1.5 VELOCIDAD DE BALANCEO**

Es la velocidad a la cual se realiza el balanceo del rotor. La que debe semejarse a la velocidad de trabajo. (ISO 1925, 2001)

#### **1.1.6 DESBALANCE**

Condición que existe en un rotor cuando se imparte fuerza de vibración o movimiento a sus cojinetes como resultado de fuerzas centrífugas.

Cabe destacar que toda pieza rotatoria debe ser diseñada con un desbalance propio admisible (desbalance residual), el que debe permitir al equipo trabajar dentro de ciertos estándares de vibración, según lo recomienda la normativa ISO 10816 en su versión 2009, actualmente vigente. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.7 VECTOR DE DESBALANCE**

Es un vector cuya magnitud es la masa que produce el desbalance, conocido como cantidad de desbalance y su dirección es el ángulo donde está ubicada dicha masa, medido respecto a las coordenadas de un plano de medición determinado. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.8 CANTIDAD DE DESBALANCE**

Es una medida cuantitativa del desbalance de un rotor (referida a cualquier plano de medición) sin considerar la posición angular. Es obtenida del producto de la masa desbalanceada por la distancia de su centro de gravedad al centro de rotación. Se expresa en unidades de masa por distancia, generalmente gr-mm. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.9 MASA DE DESBALANCE**

Es aquella que se considera localizada en un radio y ángulo determinado, perteneciente a uno o más planos perpendiculares al eje de rotación del rotor, de modo que el producto de ésta por su aceleración centrífuga entrega como resultado la fuerza de desbalance del sistema. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.10 FUERZA DE DESBALANCE RESULTANTE**

Es la sumatoria vectorial de las fuerzas centrífugas del sistema, producto de todas las masas desbalanceadas pertenecientes al rotor. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.11 MOMENTO RESULTANTE DEBIDO AL DESBALANCE**

Es el momento debido a la fuerza resultante del sistema, en relación a un punto de referencia en un plano que contenga el centro de gravedad y el eje de giro del rotor. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.12 DESBALANCE DINÁMICO**

Condición en la que el eje principal de inercia tiene cualquier posición con respecto al eje de rotación del rotor. Para más detalle ver Fig. 1-5. En casos especiales, puede ser paralelo o cruzarse con el eje del rotor. (ISO 1925, 2001)

La medida cuantitativa del desbalance dinámico puede estar dada por dos vectores de desbalance complementarios en dos planos especificados (perpendiculares al eje del rotor) que representan completamente el desbalance total del rotor en un estado constante (rígido). (ISO 1925, 2001)

### **1.1.13 ANGULO DE FASE**

Es el ángulo medido por el sensor de vibración, desde el instante en que una marca pasa por el sensor, hasta que el punto más pesado del rotor producto de la masa de desbalance pasa también, y se mide en sentido contrario al de rotación. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.14 PLANOS DE MEDICIÓN**

Es un plano perpendicular al eje de giro del rotor, donde se realiza la medición de las vibraciones. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.15 GRADO DE CALIDAD DE BALANCEO**

Es un criterio que permite un desbalance máximo en el plano de medición. Este grado de precisión de balanceo está establecido y comprende desde el G 0,4 mm/s hasta G 630 mm/s. según las recomendaciones de la norma ISO 1940. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.16 PESO DE PRUEBA**

El peso de prueba tiene por objeto modificar la condición de desbalance existente y poder medir la respuesta del rotor bajo efectos de una fuerza centrífuga de magnitud y dirección conocida. La respuesta que entregue el rotor será empleada para corregir la medición inicial y calcular adecuadamente el vector de corrección del desbalance. (ISO 1925, 2001)

Las fórmulas para el cálculo de la masa de prueba provienen de ecuaciones desarrolladas para el balanceo de rotores de turbinas donde el rotor pasa a través de velocidades críticas y que consideran que éste no debe producir una fuerza equivalente alternante de 10% del peso del rotor.

### **1.1.17 ÁNGULO DE DESBALANCE**

Dentro de un sistema de coordenadas polares fijo en un plano perpendicular al eje de rotación y girando con el rotor, el ángulo de desbalance se define como el ángulo polar en el cual una masa desbalanceada es localizada. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.18 ÁNGULO DE CORRECCIÓN**

Con respecto al sistema radial de coordenadas fijas en el rotor, es el ángulo en que la masa del rotor debe ser ajustada o corregida. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.19 FRECUENCIA NATURAL**

Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la frecuencia a la cual oscila sin la acción de fuerzas externa se conoce como frecuencia natural. Como se verá más adelante, por lo común, un sistema vibratorio que tiene “n” grados de libertad tendrá “n” frecuencias naturales de vibración distintas. (ISO 1925, 2001)

### **1.1.20 AMORTIGUAMIENTO**

La disminución de la amplitud causada por fuerzas disipadoras se denomina amortiguamiento, y el movimiento correspondiente se llama oscilación amortiguada. Un ejemplo muy sencillo es una campana que oscila se deja de impulsar, tarde o temprano las fuerzas amortiguadoras (resistencia del aire y fricción en el punto de suspensión) harán que deje de oscilar. (ISO 1925, 2001)

## **1.2 CAUSAS DEL DESBALANCE DE ROTORES.**

Se debe tener en cuenta que el desbalance de un rotor es causante de vibraciones, pero a su vez el problema de desbalance lo causan ciertas circunstancias que van desde la fabricación del rotor hasta su operación misma. Por tanto, se presentan algunas de las causas del desbalance de rotores, a continuación (Gunter, 2009):

- Porosidad
- No uniformidad de la densidad del material
- Tolerancias de ajustes de la máquina
- Ganancia o pérdida de material durante la operación (Desgaste)
- Acciones de mantenimiento, con cambio de rodamientos, o limpieza
- Cambio de tornillos
- Maquinado
- Problemas relacionados con la operación de la máquina, por ejemplo, cavitación de la bomba.
- Acoples
- Flexión permanente del rotor
- Excentricidad
- Deformaciones térmicas del rotor
- Desbalance magnético
- Cualquier caso que afecte la distribución de masa rotacional.

### **1.3 CLASIFICACIÓN DEL DESBALANCE**

Según la Organización Internacional de Normalización ISO 1925 2001, los desbalances se clasifican según la distribución de masas desbalanceadas en:

#### **1.3.1 DESBALANCE ESTÁTICO**

“Es la condición de desequilibrio en la que el eje principal de inercia (ubicado en el centro de gravedad del rotor) es paralelo al eje de rotación” (ISO 1925, 2001), como se muestra en la Fig. 1-1.

Dado que la única fuerza que actúa es la gravedad, el lado pesado buscara permanecer hacia abajo. Para equilibrar se puede agregar o extraer un peso de corrección, con lo que el rotor estará balanceado cuando deje de girar sobre las guías en cualquier posición que se coloque. Es el único tipo de desbalance que puede resolverse haciendo correcciones de peso en un solo plano de referencia. (Ecorli, 2013)

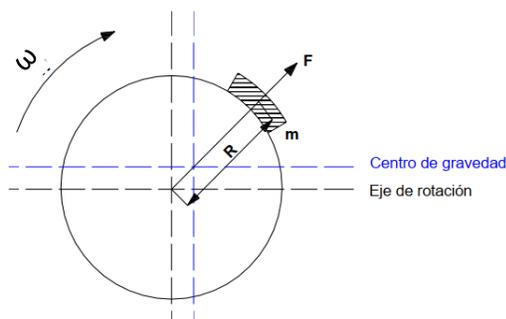


Fig. 1.1: Desbalance Estático. Fuente: (Barra, 2006)

### 1.3.2 DESBALANCE PAR.

“Se produce cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en el centro de gravedad” (Organización Internacional de Normalización, ISO 1925, 2001), como se muestra en la Fig. 1-2. “El desbalance par es una condición creada por un punto pesado en cada extremo de un rotor, pero en lados opuestos de la línea central. No puede detectarse colocando el rotor sobre las guías, ya que solo se manifiesta con la rotación y debe ser eliminado efectuando correcciones en dos planos” (Ecorli, 2013).

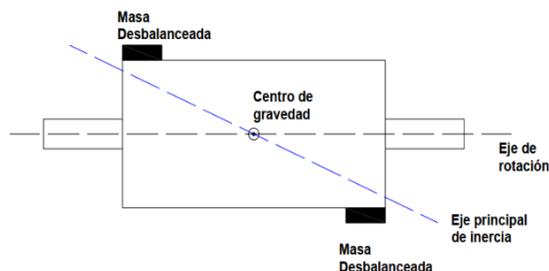


Fig. 1.2: Desbalance par. Fuente: (Barra, 2006)

### 1.3.3 DESBALANCE CUASI-ESTÁTICO.

Es la condición en la cual el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en un punto que no es el centro de gravedad” (ISO 1925, 2001), como se muestra en la fig. 1-3.

Este tipo de desbalanceo es una combinación de los dos anteriores y en el cual el desequilibrio estático se encuentra en el mismo plano que el par, plano que contiene al eje de giro. (Ecorli, 2013)

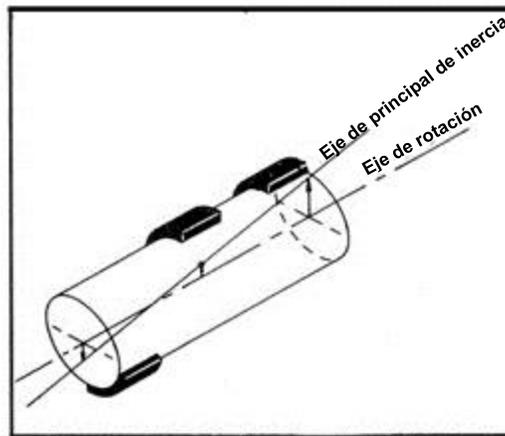


Fig. 1.3: Desbalance Cuasi-estático. Fuente: (Fox, 1980)

Esta es una situación muy común en rotores en voladizo, como se muestra en la Fig. 1-4. Muchas técnicas de balanceo de rotores en voladizo apuntan a corregir solamente el balanceo en un plano, obteniendo en muchas ocasiones buenos resultados, pero los óptimos se obtendrán balanceando en dos planos, pero separando las componentes estáticas del par.

Por ejemplo, si se tiene un rotor en voladizo (ventiladores, hélices, etc.) que ha sido balanceado en un banco y montado sobre su eje, el desbalance residual, especialmente la componente estática, creará una situación de desbalanceo cuasi estático o par falso. Este par falso se sumará a la componente de par residual, haciendo que el balanceo dinámico de un rotor en voladizo se haga muy complicado. (Barra, 2006)

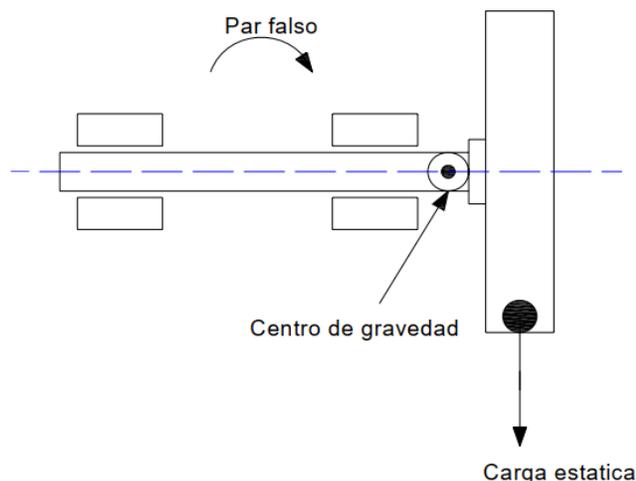


Fig. 1.4: Rotor en voladizo. Fuente: (Barra, 2006)

### 1.3.4 DESBALANCE DINÁMICO.

El desbalance dinámico es quizás el tipo más común de desbalance y simplemente representa una combinación aleatoria de desbalances estáticos y de par en los que el componente estático no coincide con uno de los componentes del par. Obteniendo, un desplazamiento en forma no paralela del eje principal de inercia respecto al eje de giro, como se observa en la Fig. 1-5.

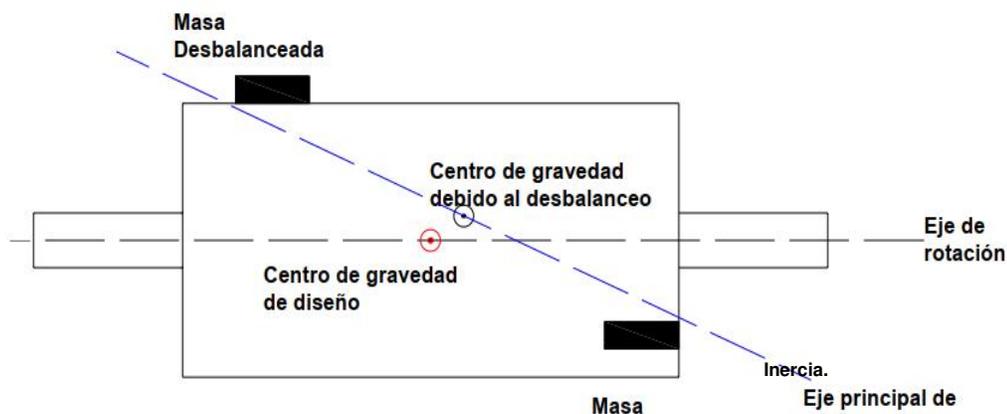


Fig. 1.5: Desbalance Dinámico. Fuente: (Barra, 2006)

## 1.4 NORMAS EN EL BALANCEO.

Existe una diversa gama de normas estándar y recomendaciones, para especificar el requerimiento operacional de los rotores, entre las cuales se destacan las siguientes:

- ISO: “International Standards for Organization”
- ANSI: “American National Standards Institute”
- BS: “BRITISH Standards”
- VDI: “German Standards Institution”
- API: “American Petroleum Institute”
- NCH: “Norma chilena”, etc.

Para el desarrollo de este documento, trabajaremos con las normas ISO, entre las cuales, destacamos las siguientes:

- **ISO 21940-2 “VIBRACIONES MECÁNICAS – BALANCEO DE ROTORES”.**

En esta norma, el balanceo se explica de manera general, utilizando términos y definiciones específicas, para ayudar a los lectores a seleccionar el enfoque de equilibrio adecuado para su aplicación. Actualmente esta norma está vigente en su versión ISO 21940-2 publicada el 2017.

### **A) Parte 1: introducción.**

Esta parte de la norma, proporciona un trasfondo general de la tecnología de balanceo, tal como se utiliza en la serie ISO 21940, y dirige al lector a las partes apropiadas, que incluyen vocabulario, procedimientos de balanceo y tolerancias, así como diseño de máquinas para balanceo.

Los procedimientos individuales no se incluyen aquí, ya que se pueden encontrar en las partes correspondientes de ISO 21940.

## **B) Parte 2: vocabulario.**

Esta parte de ISO 21940 define los términos sobre balanceo. Es complemento de la ISO 2041, el cual es un vocabulario general sobre vibraciones mecánicas, impacto y monitoreo.

- **ISO 2041, “MONITOREO DE VIBRACIONES MECÁNICAS, GOLPES Y CONDICIONES –VOCABULARIO”.**

Define términos y expresiones exclusivos de las áreas de vibración mecánica, impacto y monitoreo de condiciones. Actualmente esta norma está vigente en su versión ISO 2041 publicada el 2018, esta norma sustituye a la norma ISO 1925.

- **ISO 1940 “GRADO DE CALIDAD DEL BALANCEO”.**

## **A) Parte 1: especificación y verificación de tolerancias de balanceo.**

Esta parte de ISO 1940 proporciona especificaciones para rotores rígidos. Especifica:

- a) Tolerancias de equilibrio
- b) Número necesario de planos de corrección
- c) Métodos para verificar el desbalance residual.

También se dan recomendaciones sobre los requisitos de calidad de balance para rotores rígidos, según su tipo de maquinaria y velocidad máxima de servicio. Esta parte de la Norma ISO 1940 también está destinada a facilitar la relación entre el fabricante y el usuario de máquinas rotativas, estableciendo criterios de aceptación para la verificación de desequilibrios residuales.

**B) Parte 2: errores de equilibrio.**

Especifica lo siguiente:

- Identificación de errores en el proceso de balanceo de rotores rígidos
- Evaluación de errores
- Directrices para tener en cuenta los errores
- La evaluación del desbalance residual en dos planos de corrección cualesquiera.

Cabe mencionar que esta norma actualmente ha sido derogada, reemplazada por la norma ISO 21940-11 publicada el 2016.

- **ISO 2954, “VIBRACIÓN MECÁNICA DE MAQUINARIA ROTATIVA Y ALTERNATIVA. REQUISITOS PARA INSTRUMENTOS PARA MEDIR LA SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN”.**

Esta norma especifica los requisitos que es necesario que cumpla un instrumento de medición de la severidad de la vibración de las máquinas, las inexactitudes de las mediciones realizadas en la carcasa de las máquinas, particularmente cuando se realizan mediciones repetidas para el monitoreo de tendencias de una determinada máquina, no deben exceder un valor específico.

Los instrumentos cubiertos por esta norma dan una indicación o registro directo de la velocidad de vibración de la raíz cuadrada media (r.m.s) que se define como una unidad de medida. Actualmente esta norma está vigente en su versión ISO 2954 publicada el 2012.

- **ISO 7919-3 “VIBRACIÓN MECÁNICA. EVALUACIÓN DE LA VIBRACIÓN DE LA MÁQUINA MEDIANTE MEDICIONES EN ROTACIÓN. EJES”.**

Esta norma está compuesta por varias partes, de las cuales ya fueron anuladas por parte de la ISO 20816, solamente ISO 7919-3 en su versión 2009 sigue vigente.

La norma proporciona pautas para aplicar criterios de evaluación de la vibración del eje en condiciones normales de funcionamiento, medidas en los cojinetes de máquinas industriales acopladas o cerca de ellos. Estas pautas se presentan en términos de vibración de funcionamiento constante y cualquier cambio de amplitud que pueda ocurrir en estos valores estables. Los valores numéricos especificados no están destinados a servir como la única base para la evaluación de la vibración ya que, en general, la condición vibratoria de una máquina se evalúa considerando tanto la vibración del eje como la vibración estructural asociada.

La Norma ISO 7919-3, se aplica a las máquinas industriales acopladas con cojinetes de película fluida, que tienen velocidades nominales continuas máximas en el rango de 1000 RPM a 30000 RPM y no están limitadas por el tamaño y la potencia.

- **ISO 20816 “MEDICIÓN Y EVALUACIÓN DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS”.**

Esta norma establece las pautas generales para la medición y evaluación de la vibración mecánica de la maquinaria, medida en partes rotativas y no rotativas (y, en su caso, no recíprocas) de máquinas completas, como ejes o cojinetes. Las recomendaciones para las mediciones y los criterios de evaluación relacionados con tipos específicos de máquinas se proporcionan en partes adicionales de ISO 20816 a medida que estén disponibles como reemplazo de las partes relevantes de ISO 7919 e ISO 10816. ISO / TR 19201 brinda una descripción general de estas y otras vibraciones de la maquinaria. Es importante señalar que esta norma contiene 9 partes, de las cuales algunas aún están en

desarrollo. Actualmente esta norma está vigente en su versión ISO 20816-1 publicada el 2016.

- **ISO 10816 “VIBRACIÓN MECÁNICA - EVALUACIÓN DE MÁQUINAS POR MEDICIÓN EN PARTES NO ROTATORIAS”.**

Establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo. Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica. Este estándar consta de cinco partes:

- A) Parte 1: Indicaciones generales.
- B) Parte 2: Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 1800, 3000 y 3600 RPM.
- C) Parte 3: Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.
- D) Parte 4: Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.
- E) Parte 5: Conjuntos de máquinas en plantas de hidro generación y bombeo (únicamente disponible en inglés).

## **1.5 TOLERANCIAS EN EL BALANCEO**

### **1.5.1 GENERALIDADES**

Las tolerancias en el balanceo se pueden determinar mediante cinco métodos diferentes como se describen posteriormente. Los métodos están basados en:

- Grados de calidad de balanceo, derivados de una larga experiencia práctica con un gran número de rotores diferentes,
- Evaluación experimental de los límites de desbalance admisibles,
- Fuerzas de apoyo limitadas debido al desbalance,
- Vibraciones limitadas debidas al desbalance y
- Experiencia establecida con tolerancias de balanceo

La elección del método debe acordarse entre el fabricante y el usuario del rotor. Para este diseño se trabajará con el primer método aquí presentado (Grados de calidad del balanceo).

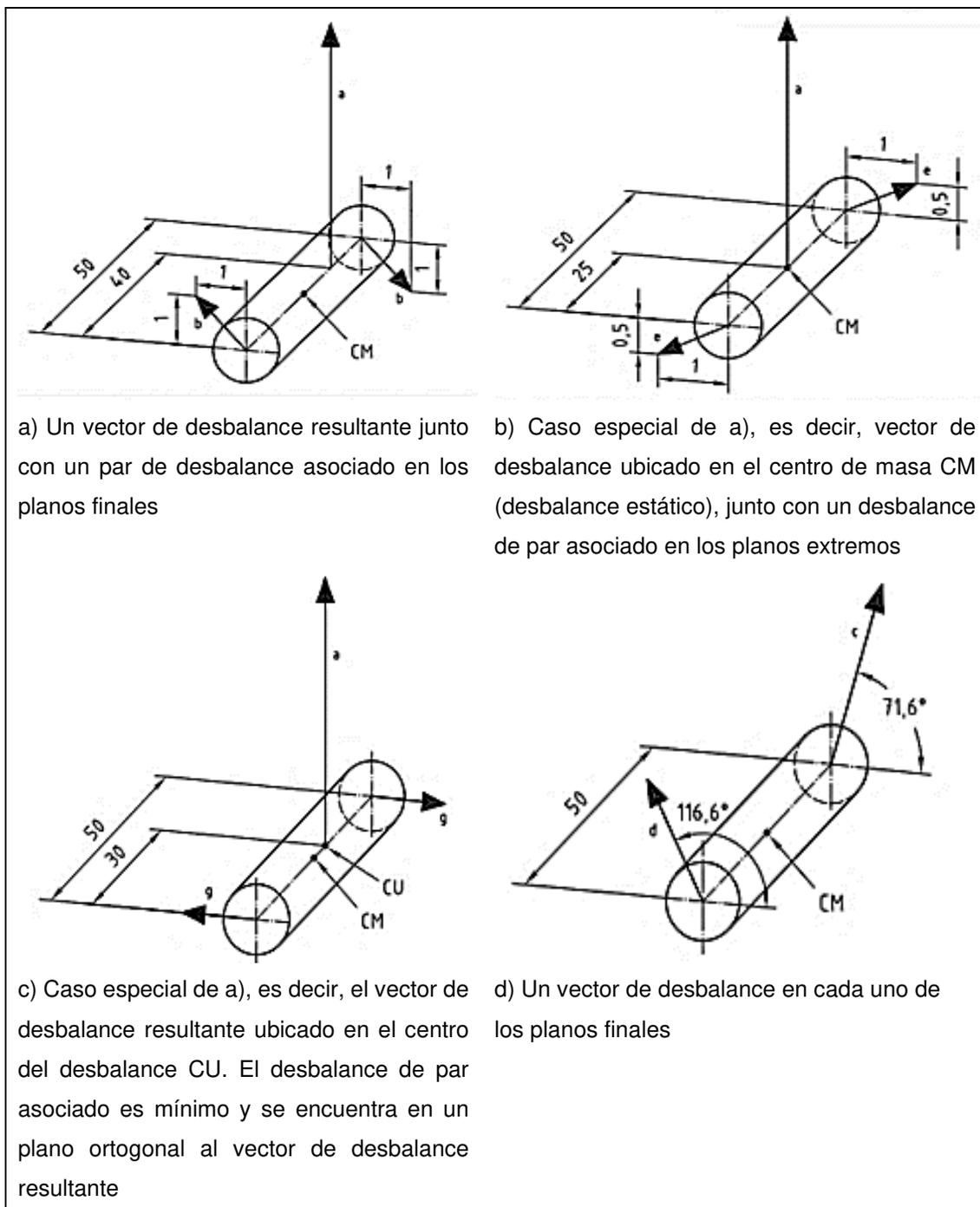
### **1.5.2 REPRESENTACIÓN DEL DESBALANCE**

El desbalance en un rotor rígido se puede representar mediante cantidades vectoriales de varias formas, como se muestra en la Fig.1.6 a) a Fig.1.6 f). Las Fig. 1.6 a) a Fig. 1.6 c) muestran diferentes representaciones en términos de desbalance resultante y par resultante de desbalance, mientras que las Fig. 1.6 d) a Fig. 1.6 f) se expresan en términos de un desbalance dinámico en dos planos.

NOTA 1: El vector de desbalance resultante puede estar ubicado en cualquier plano radial (sin cambiar la cantidad y el ángulo); pero el par resultante de desbalance asociado depende de la ubicación del vector de desbalance resultante.

NOTA 2: El centro del desbalance es la ubicación sobre el eje del desbalance resultante, donde la resultante del desbalance de momento es mínima. Si el desbalance de un solo plano es suficiente (Ver el apartado 1.6.4 literal A de la norma), o cuando se hacen consideraciones en términos de resultante / par desbalance (Ver apartado 1.6.4 literal C) es preferible la

representación en las Fig. 1.6 a) a 1.6 c). En este caso que se considere de dos planos típicos, la representación en las Fig. 1.6 d) a 1.6 f) será ventajosa.



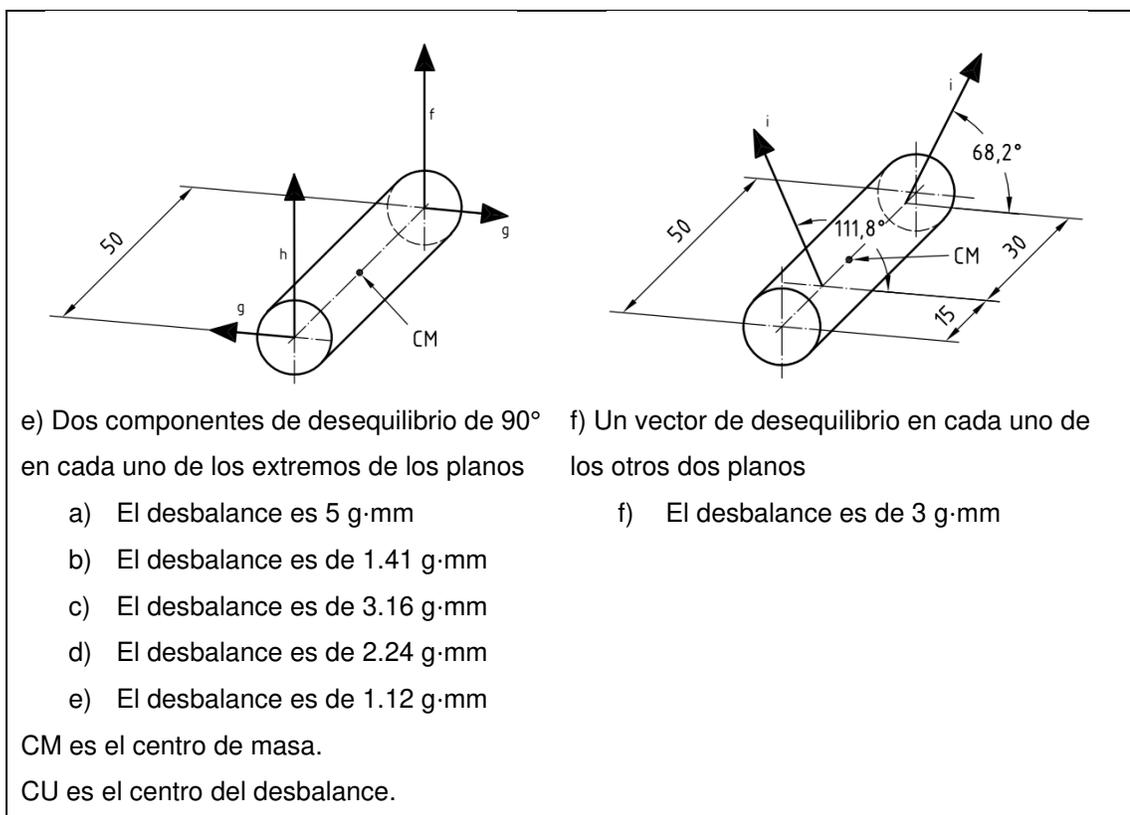


Fig. 1.6: Representaciones de desbalance. Fuente: (ISO, 2003)

### 1.5.3 PLANOS DE REFERENCIA

Es preferible utilizar especialmente planos de referencia para establecer las tolerancias de balanceo. Para estos planos, solo la magnitud de cada desbalance residual debe permanecer por debajo del valor de tolerancia respectivo, cualquiera que sea la posición del ángulo.

Siempre hay dos planos ideales para las tolerancias de balanceo de un rotor rígido. En la mayoría de los casos estos planos están cerca de los planos de los cojinetes. Además, el objetivo del balanceo suele ser reducir las vibraciones y fuerzas transmitidas a través de los cojinetes al medio ambiente. Para facilitar este enfoque, la primera parte de la ISO 1940 toma los planos de apoyo A y B como planos de referencia para las tolerancias de balanceo (planos de tolerancia).

### 1.5.4 PLANOS DE CORRECCIÓN

Es el plano perpendicular al eje de giro, donde se realizan las correcciones correspondientes al balanceo (donde se adicionan o elimina masa para lograr el balanceo).

Los rotores fuera de la tolerancia de balanceo necesitan corrección. Estas correcciones de desbalance a menudo no se pueden realizar en los planos donde se establecieron las tolerancias de balanceo, pero deben realizarse donde se puede agregar material, eliminado o reubicado.

El número de planos de corrección necesarios depende de la magnitud y distribución del desbalance inicial. Así como en el diseño del rotor, por ejemplo, la forma de los planos de corrección y su ubicación relativa a los planos de tolerancia.

#### **A) Rotores que necesitan un solo plano de corrección.**

Para algunos rotores, solo se encuentra fuera de tolerancia el desbalance resultante, estando en tolerancia el desbalance de momento resultante. Esto suele ocurrir con rotores en forma de disco, siempre que:

- la distancia entre los cojinetes es suficientemente grande,
- el disco gira con una excentricidad axial suficientemente pequeña, y
- el plano de corrección para el desbalance resultante se elige correctamente.

Si se cumplen estas condiciones, se puede investigar en cada caso individual. Después de un solo plano el balanceo se ha realizado en un número suficiente de rotores, el mayor desbalance de momento residual es determinado y dividido por la distancia de demora, lo que produce un desbalance de par (par de desbalances). Si, incluso en el peor de los casos, los desbalances

encontrados de esta manera son aceptables, se puede considerar que el balanceo en un solo plano es suficiente. Para el balanceo de un solo plano, el rotor no necesita girar, pero, por razones de sensibilidad y precisión, en la mayoría de los casos se utilizan máquinas de balanceo rotacionales. El desbalance resultante se puede determinar y corregir según límites.

### **B) Rotores que necesitan dos planos de corrección.**

Si un rotor rígido no cumple con las condiciones establecidas en A), el momento del desbalance también debe reducirse. En la mayoría de los casos, el desbalance resultante y el del momento resultante se ensamblan en un desbalance dinámico: dos vectores de desequilibrio en dos planos (Ver Fig. 1.6 d)), llamados vectores de desequilibrio complementarios. Para el balanceo de dos planos, es necesario que el rotor gire, ya que de lo contrario el desequilibrio de momentos permanece sin ser detectado.

### **C) Rotores con más de dos planos de corrección.**

Aunque todos los rotores rígidos teóricamente pueden aplicarse el balanceo en dos planos, a veces, se utilizan más de dos planos de corrección, por ejemplo:

- en el caso de correcciones separadas del desbalance resultante y el desbalance par, si la corrección del desbalance resultante no se realiza en uno (o ambos) de los planos par, y
- si la corrección se extiende a lo largo del rotor.

NOTA: En casos especiales, puede ser necesario distribuir la corrección a lo largo del rotor debido a restricciones en el plano de corrección (p. ej., corrección de cigüeñales perforando los contrapesos), o aconsejable para mantener la función y resistencia del componente.

### 1.5.5 DESBALANCE RESIDUAL ADMISIBLE

Es el desbalance propio de un rotor, este surge a partir de su diseño; y además debe permitir al equipo trabajar dentro de ciertos estándares de vibración, según lo recomienda la normativa vigente.

En el caso simple de un rotor interior con una pequeña longitud axial, para el cual se puede ignorar el desbalance par, su estado de desbalance puede entonces describirse como una única cantidad vectorial, el desbalance  $\vec{U}$ .

Para obtener un funcionamiento satisfactorio del rotor, la magnitud de este desbalance (el desbalance residual  $U_{re}$ ) no debe ser superior al valor permisible  $U_{per}$ , es decir

$$U_{res} \leq U_{per} \quad (1.1)$$

De manera más general, lo mismo se aplica a cualquier tipo de rotor. NOTA: La unidad SI para  $U_{per}$  es kilogramo metros (kg·m), pero para propósitos de balanceo, una unidad más práctica es gramos milímetros (g·mm).  $U_{per}$  se define como la tolerancia total en el plano del centro de masa. Para todas las tareas de dos planos, esta tolerancia será asignados a los planos de tolerancia.

### 1.5.6 GRADOS DE CALIDAD DEL BALANCEO “G”

Sobre la base de la experiencia mundial y las consideraciones de similitud, los grados de calidad de balanceo G que se han establecido permiten una clasificación de los requisitos de calidad del balanceo para tipos típicos de maquinaria.

Los grados de calidad de balanceo “G” se designan de acuerdo con la magnitud del producto  $e$  por  $\Omega$  (desbalance residual admisible específico por la velocidad angular). Expresado en milímetros por segundo (mm / s). Si la magnitud es igual a 6,3 mm/s, se designa el grado de calidad de balanceo G 6,3. Los grados

de calidad de balanceo están separados entre sí por un factor de 2,5. Puede ser necesaria una calificación más fina en algunos casos, especialmente cuando se requiere un balanceo de alta precisión, pero no debe ser inferior a un factor de 1,6. Los valores de  $e_{per}$  (idénticos a  $U_{per}/m$ ) se grafican contra la velocidad máxima de servicio.

### 1.5.7 MÉTODOS DE BALANCEO

Existen varias técnicas para balancear, ya sea dinámicamente (dos planos) o estáticamente (un plano) un rotor, la Fig. 1.7 presenta la relación L/D la cuál es el modelo apropiado para ser utilizado durante el ejercicio de balanceo. Esta solo deberá ser utilizada como guía, ya que en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos aun cuando la figura indique el empleo de un solo plano. (Pereira)

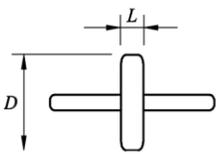
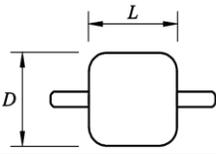
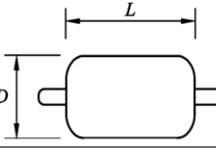
ROTOR	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0,5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	NO
	Mayor que 0,5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150-2000 rpm Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 rpm. Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm y hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Fig. 1.7: Modos de Balanceo. Fuente: (Pereira)

#### A. Métodos de balanceo en un plano (estático)

En general, el balanceo en un plano significa que todas las masas que generan las fuerzas inerciales están en el mismo plano. Si un rotor está en

balanceo estático, no rueda bajo la acción de la gravedad sin importar cuál sea la posición angular del rotor. El centro de gravedad del sistema está en el eje 0-0 y para ello se requiere que los momentos de las masas alrededor del eje de las "X" y del eje de las "Y" sean cero.

$$\Sigma F_x = 0 = \Sigma W R \text{ Sen } \theta = 0 \quad (1.2)$$

$$\Sigma F_y = 0 = \Sigma W R \text{ Cos } \theta = 0 \quad (1.3)$$

A pesar de su nombre, el balanceo estático se aplica a objetos en movimiento. Las fuerzas de desbalance se deben a las aceleraciones de las masas en el sistema. El requisito para el balanceo estático es que la suma de todas las fuerzas en el sistema móvil debe ser cero:

$$\Sigma F - ma = 0 \quad (1.4)$$

El balanceo en un plano es aplicable siempre en rotores delgados y rotores de mayor longitud que presenten desbalanceo puramente estático. (Barra, 2006)

Para aplicar el balanceo en un plano debe chequearse lo siguiente:

- El rotor es rígido
- Las amplitudes en cada rodamiento son similares.
- El ángulo de fase de ambos rodamientos es similar (se acepta por similar una diferencia de fase de no más de 30°).

En rotores en voladizo (caso especial), incluso en rotores largos, el balanceo en un plano entrega resultados satisfactorios siempre y cuando el peso de corrección sea ubicado en el plano del centro de gravedad. (Barra, 2006)

### ➤ **Balanceo en un plano sin medición de fase**

El método más simple se utiliza cuando no se dispone de un instrumento para medir fase o es imposible la medición de este parámetro. En este caso se miden las amplitudes de las vibraciones preferiblemente a la frecuencia de rotación. De igual forma, será necesario marcar en el rotor las posiciones 1, 2 y

3 a  $90^\circ$  entre sí, conservando igual radio, tal como se ilustra en la Fig. 1.8. (Barriga, 2009)

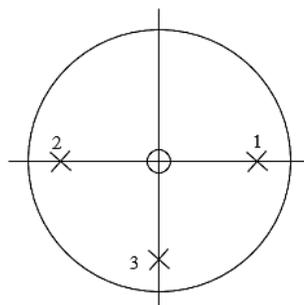


Fig. 1.8: Señalización del rotor para el balanceo en un plano sin medición de fase.  
Fuente: (Barriga, 2009)

El método consiste en realizar cuatro corridas de prueba. En la primera de ellas se medirá la amplitud de las vibraciones,  $V_0$ . Para la segunda corrida de prueba, se fijará un contrapeso de prueba, de masa conocida,  $M_T$ , en la posición 1 y nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones,  $V_1$ ; esta lectura será proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por el contrapeso de prueba ubicado en la posición 1.

En el siguiente paso, se ubicará ahora el contrapeso en la posición 2. Nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones,  $V_2$ , con lo que se obtiene una lectura proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por la masa de prueba en la posición 2.

Del tratamiento vectorial de estas magnitudes se obtiene la amplitud de las vibraciones provocadas por el efecto único del contrapeso de prueba,  $V_T$ , así como el ángulo de posición del desbalance original  $V_0$ , con respecto al efecto del contrapeso en la posición 1.

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} \quad (1.5)$$

$$\alpha_0 = \arccos\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{4V_T V_0}\right) \quad (1.6)$$

Para conocer con precisión el sentido en que ubica el desbalance original, medido por el ángulo  $\alpha_0$  con respecto a la línea horizontal; es necesario realizar la cuarta prueba, ubicando el contrapeso en la posición 3. Según la lectura  $V_3$  se evidenciará el sentido en que se debe recorrer el ángulo  $\alpha_0$ .

Las lecturas de vibraciones debidas a problemas de desbalance guardan igual proporción a las masas desbalanceadas que lo provocan, por lo que se puede calcular la masa de corrección  $M_C$  a partir de:

$$M_C = M_T \frac{V_0}{V_T} \quad (1.7)$$

#### ➤ Método alternativo de las cuatro corridas

Existe un segundo método para realizar un balance aproximado del eje, en este segundo método también se requieren cuatro corridas tomando la señal de vibración sin referenciar la fase. Se emplea el valor de vibración del sistema en la velocidad de operación o frecuencia. (Pereira)

Se realiza la primera corrida del equipo y se toma la señal de la máquina en su estado inicial ( $V_0$ ). Con el valor obtenido se grafica una circunferencia con radio  $V_0$  como se muestra en la Fig. 1.9:

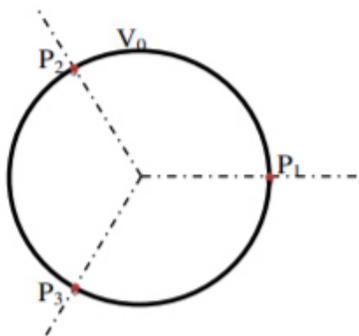


Fig. 1.9: Representación de la vibración inicial y ubicación de las masas. Fuente: (Pereira)

- Se selecciona una masa de prueba  $M_T$ , se seleccionan tres puntos equidistantes ( $P_1, P_2, P_3$ ) en los que se pondrán la masa de prueba y con los que se harán las siguientes tres corridas.
- Se instala la masa de prueba en la posición 1, se realiza la segunda corrida obteniendo un valor de vibración  $V_1$ . Se grafica un círculo en la posición 1 cuyo radio es  $V_1$ , Fig. 1.10.
- Se instala la masa de prueba en la posición 2 y se realiza la tercera corrida obteniendo un valor de vibración  $V_2$ . Se grafica un círculo en la posición 2 cuyo radio es  $V_2$ , Fig. 1.10.
- Se instala la masa de prueba en la posición 3 y se realiza la segunda corrida obteniendo un valor de vibración  $V_3$ . Se grafica un círculo en la posición 3 cuyo radio es  $V_3$ , Fig. 1.10.
- Se traza un vector desde el centro del plano polar hasta la región de intersección de los tres círculos ( $V_C$ ). Dicho vector representa la masa de corrección necesaria para balancear el rotor.

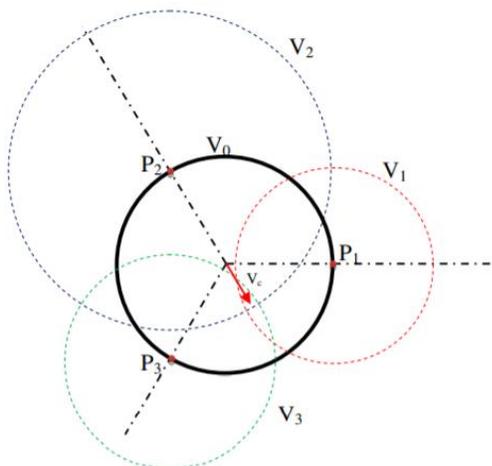


Fig. 1.10: Determinación de la masa de balanceo. Fuente: (Pereira)

- Se determina el valor de la masa de corrección utilizando la masa de prueba y los valores de la lectura inicial de vibración  $V_0$  y el valor del vector de corrección  $V_C$ .

$$M_c = \frac{V_0}{V_C} M_T \quad (1.8)$$

➤ **Balanceo en un plano con medición de fase**

Para efectuar la medición de vibración con medición de fase, es muy frecuente emplear un instrumento dotado de una lámpara estroboscópica; ésta emite un destello por cada vuelta del motor, lo que a la vez produce la ilusión óptica que permite observar detenida una marca de referencia. Actualmente es común tener instrumentos de análisis de vibraciones en las que se tiene incorporado un sensor óptico para indicar la fase. La primera medición se realiza con el rotor en condiciones normales operando a la velocidad de operación, obteniendo la lectura original de amplitud y fase del desbalance,  $V_0$ , se marca la fase de la vibración obtenida, punto “a” de la Fig. 1.11. (Pereira)

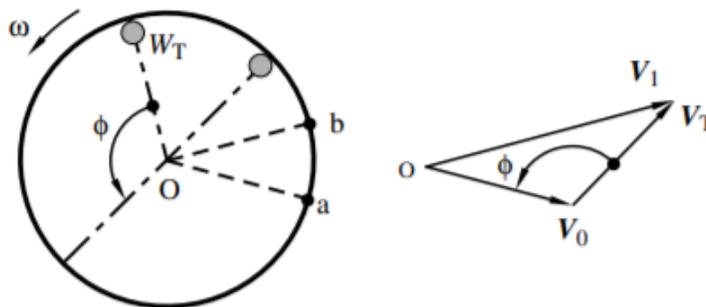


Fig. 1.11: Determinación de la masa de balanceo. Fuente: (Pereira)

Posteriormente, se fija una masa de prueba en una posición de referencia en el rotor y se mide nuevamente con el eje operando a la misma velocidad

angular, obteniéndose la lectura de amplitud  $V_1$  y en la fase correspondiente con el punto “b” de la Fig. 1.11; esta lectura está asociada al efecto conjunto de la masa desbalanceada y de la masa de prueba. La diferencia entre los vectores  $V_1$  y  $V_o$  es el efecto del contrapeso  $W_T$ . Si el contrapeso  $W_T$  es girado en sentido contrario a las manecillas del reloj por el ángulo  $\phi$ , el vector  $V_T$  sería paralelo y opuesto al vector  $V_o$ , y si es escalado por la relación  $V_o/V_T$  sería igual al desbalance original, con lo que se balancea el disco.

### B. Métodos de balanceo en dos planos (dinámico).

El balanceo en un plano se puede utilizar para balancear rotores del tipo de disco rígido. Si el rotor es un cuerpo rígido alargado, como se muestra en la Fig. 1.12, el desbalance puede estar en cualquier parte a lo largo de la extensión del rotor. En este caso el rotor se puede balancear agregando pesos de balanceo en dos planos cualesquiera. Para facilitar la operación se suele elegir los dos planos extremos del rotor (mostrados por medio de líneas de rayas en la Fig. 1.12). (Rao S. S., 2012)

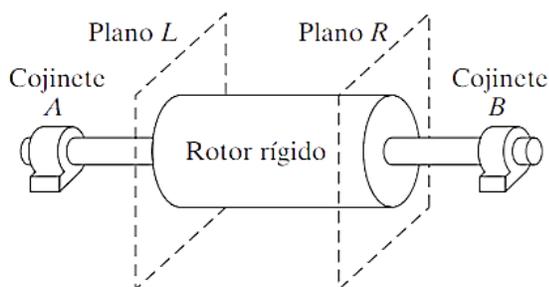


Fig. 1.12: Balanceo en dos planos de un rotor. Fuente: (Rao S. S., 2012)

Para ver que cualquier masa desbalanceada en el rotor puede ser reemplazada por dos masas desbalanceadas equivalentes (dos planos cualesquiera) considere un rotor con una masa desbalanceada  $m$  a una distancia  $l/3$  del extremo derecho, como se muestra en la Fig. 1.13(a). Cuando el rotor gira a una velocidad de  $\omega$ , la fuerza provocada por el desbalance será  $F = m\omega^2 R$ , donde  $R$  es el radio del rotor. La masa desbalanceada  $m$  puede ser reemplazada

por dos masas  $m_1$  y  $m_2$ , localizadas en los extremos del rotor, como se muestra en la Fig. 1.13(b). Las fuerzas ejercidas en el rotor por estas masas son:

$$F_1 = m_1\omega^2R \text{ y } F_2 = m_2\omega^2R \quad (1.9)$$

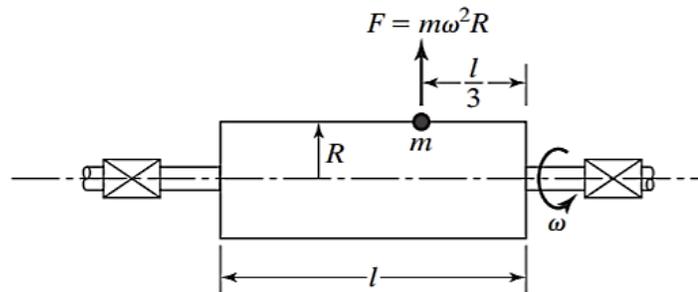
Para la equivalencia de fuerza en las Fig. 1.14 (a) y (b), tenemos:

$$m\omega^2R = m_1\omega^2R + m_2\omega^2R \quad \text{o} \quad m = m_1 + m_2 \quad (1.10)$$

Para la equivalencia de momentos en los dos casos, consideramos los momentos con respecto al extremo derecho, de modo que:

$$m\omega^2R \frac{l}{3} = m_1\omega^2Rl \quad \text{o} \quad m = 3m_1 \quad (1.11)$$

(a)



(b)

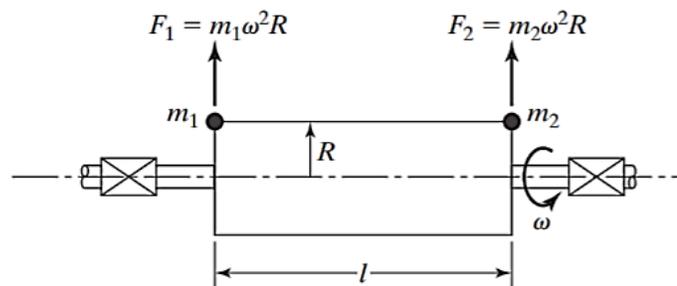


Fig. 1.13: Representación de una masa. Fuente: (Rao S. S., 2012)

La ecuación 1.10 y la 1.11 resultan  $m_1 = m/3$  y  $m_2 = 2m/3$ . Por lo tanto, cualquier masa desbalanceada puede ser reemplazada por dos masas desbalanceadas equivalentes en los planos extremos del rotor. Ahora consideramos el procedimiento de balanceo en dos planos por medio de un analizador de vibración. En la Fig. 1.14, el desbalance total en el rotor es reemplazado por dos pesos desbalanceados  $U_L$  y  $U_R$  en los planos izquierdo y derecho, respectivamente. A la velocidad de operación  $\omega$  del rotor, la fase y amplitud de vibración debido al desbalance original se miden en los dos cojinetes "A" y "B", y los resultados se registran como los vectores  $\vec{V}_A$  y  $\vec{V}_B$ . La magnitud del vector de vibración se considera como la amplitud de vibración, mientras que la dirección del vector se considera como el valor negativo del ángulo observado bajo la luz estroboscópica respecto de la línea de referencia del estator. Los vectores medidos  $\vec{V}_A$  y  $\vec{V}_B$  se expresan como:

$$\vec{V}_A = \overrightarrow{A_{AL}} \overrightarrow{U}_L + \overrightarrow{A_{AR}} \overrightarrow{U}_R \quad (1.12)$$

$$\vec{V}_B = \overrightarrow{A_{BL}} \overrightarrow{U}_L + \overrightarrow{A_{BR}} \overrightarrow{U}_R \quad (1.13)$$

Agregamos pesos de prueba conocidos y tomamos medidas para obtener información sobre las masas desbalanceadas. Primero agregamos un peso conocido  $\overrightarrow{W}_L$  en el plano izquierdo a una posición angular conocida y se mide el desplazamiento y fase de vibración en los dos cojinetes, mientras el rotor gira a una velocidad "V". Indicamos estas vibraciones medidas como vectores que:

$$\vec{V}'_A = \overrightarrow{A_{AL}} (\overrightarrow{U}_L + \overrightarrow{W}_L) + \overrightarrow{A_{AR}} \overrightarrow{U}_R \quad (1.14)$$

$$\vec{V}'_B = \overrightarrow{A_{BL}} (\overrightarrow{U}_L + \overrightarrow{W}_L) + \overrightarrow{A_{BR}} \overrightarrow{U}_R \quad (1.15)$$

Restando las ecuaciones 1.12 y 1.13 de la ecuación 1.14 y 1.15 respectivamente, y resolviendo, obtenemos:

$$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_L} \quad (1.16)$$

$$\vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L} \quad (1.17)$$

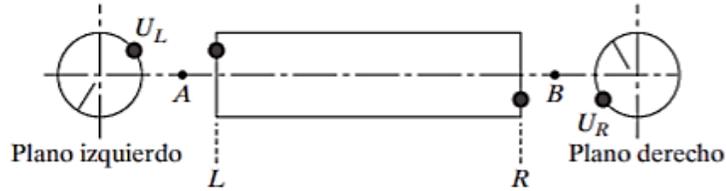


Fig. 1.14: Balanceo en dos planos. Fuente: (Rao S. S., 2012)

Luego eliminamos  $\vec{W}_L$  y agregamos un peso conocido  $\vec{W}_R$  en el plano derecho en una posición angular conocida y medimos las vibraciones resultantes mientras el rotor gira a una velocidad  $\omega$ . Las vibraciones medidas se pueden indicar como vectores:

$$\vec{V}''_A = \vec{A}_{AR} (\vec{U}_R + \vec{W}_R) + \vec{A}_{AL} \vec{U}_L \quad (1.18)$$

$$\vec{V}''_B = \vec{A}_{BR} (\vec{U}_R + \vec{W}_R) + \vec{A}_{BL} \vec{U}_L \quad (1.19)$$

Como antes, restamos las ecuaciones para encontrar:

$$\vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R} \quad (1.20)$$

$$\vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R} \quad (1.21)$$

Una vez que se conocen los vectores  $\vec{A}_{ij}$  se resuelven las ecuaciones, para hallar los vectores de desbalance  $\vec{U}_L$  y  $\vec{U}_R$ :

$$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR} \vec{V}_A - \vec{A}_{AR} \vec{V}_B}{\vec{A}_{BR} \vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AL} \vec{A}_{BR}} \quad (1.22)$$

$$\vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL}\vec{V}_A - \vec{A}_{AL}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BL}\vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL}\vec{A}_{BR}} \quad (1.23)$$

Ahora se puede balancear el rotor agregando pesos de balanceo iguales y opuestos en cada plano. Los pesos de balanceo en los planos izquierdo y derecho se indican vectorialmente como  $\vec{B}_L = -\vec{U}_L$  y  $\vec{B}_R = -\vec{U}_R$ . Se ve que el procedimiento de balanceo en dos planos es una extensión directa del procedimiento de balanceo en un plano. Aunque los rotores de alta velocidad se balancean durante su fabricación, en general se hace necesario volverlos a balancear en el campo debido a desbalances leves presentados por cedencia, operación a alta temperatura, etc.

## 1.6 ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATORIAS

### 1.6.1 LA VIBRACIÓN MECÁNICA

Es el movimiento oscilatorio (de un lado hacía el otro) de una máquina, de una estructura, o de una parte de ellas, alrededor de su posición original de reposo (o de equilibrio). (P., 2001)

Una forma sencilla de ilustrar una vibración mecánica y su medición con un transductor de vibraciones. El transductor de vibraciones esta rígidamente unido a la superficie externa del cojinete de la máquina, y por lo tanto, se mueve de la misma forma que el, “t” mide el movimiento de este elemento. Sí la superficie del cojinete se mueve o vibra hacia arriba o hacia abajo significa que ella o su unión a la base es elástica (para permitir estos movimientos). Esta elasticidad se representa esquemáticamente, o se modela, por un resorte como se indica en la Fig. 1.15. (P., 2001)

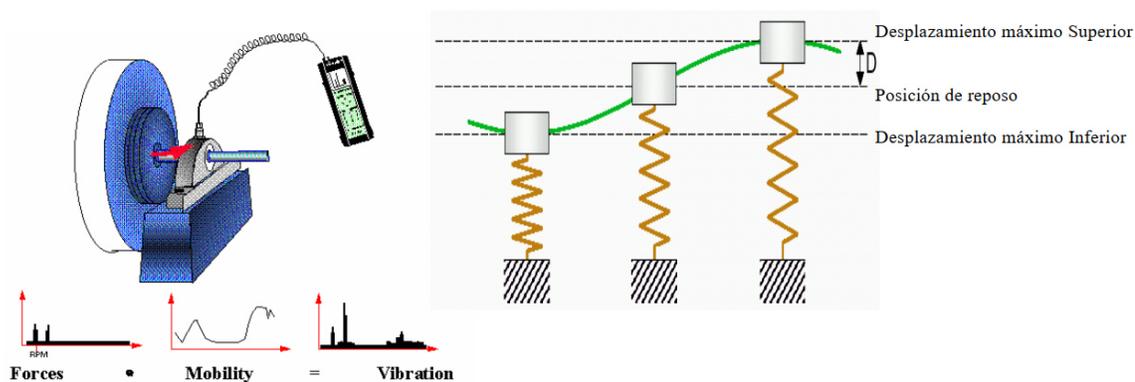


Fig. 1.15: Movimiento vibratorio del cojinete de una máquina. Fuente: (P., 2001)

## 1.6.2 COMPONENTES DE UN SISTEMA VIBRATORIO

Por lo común, un sistema vibratorio incluye un medio para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), un medio para conservar energía cinética (masa o inercia) y un medio por el cual la energía se pierde gradualmente (amortiguador). La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y de ésta en energía potencial, de manera alterna. La siguiente Fig. 1.16 muestra un sistema vibratorio con todos sus componentes:

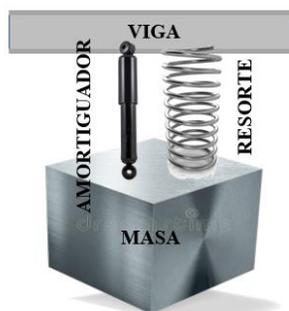


Fig. 1.16: Componentes de un sistema vibratorio. Fuente: Elaboración propia.

Si el sistema se amortigua, una parte de su energía se disipa en cada ciclo de vibración y se le debe reemplazar por una fuente externa para que se mantenga un estado de vibración estable.

### 1.6.3 GRADOS DE LIBERTAD DE UN SISTEMA VIBRATORIO

El mínimo de coordenadas independientes requerido para determinar por completo todas las partes de un sistema en cualquier instante de tiempo define la cantidad de grados de libertad de un sistema. Por ejemplo, el péndulo simple que se muestra en la Fig. 1.17, representa un sistema de un solo grado de libertad. (Rao S. S., 2012)

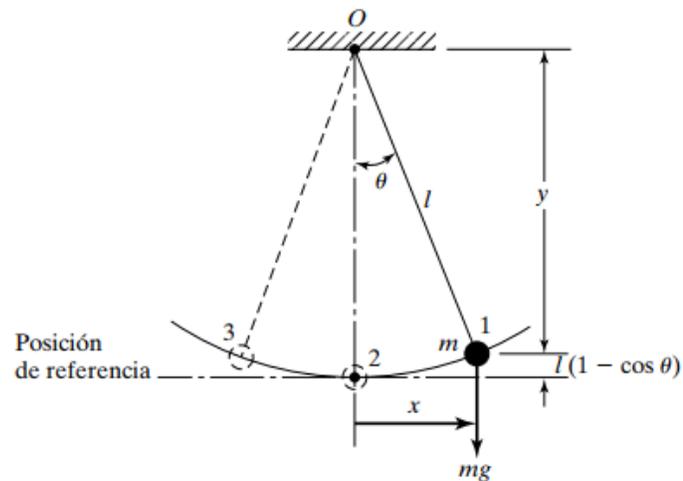


Fig. 1.17: Sistema vibratorio de un grado de libertad. Fuente: (Rao S. S., 2012)

Las coordenadas necesarias para describir el movimiento de un sistema constituyen un conjunto de coordenadas generalizadas. Estas se suelen indicar como:  $q_1, q_2, \dots$  y pueden representarse como coordenadas cartesianas y/o no cartesianas. (Rao S. S., 2012)

### 1.6.4 MOVIMIENTO OSCILATORIO

Uno de los movimientos periódicos más importantes que han sido observados en la naturaleza es el movimiento oscilatorio. Una forma de definir este movimiento es: como la familia de trayectorias que ocurren en un sistema conservativo alrededor de un punto de equilibrio estable. Cada miembro de esta familia se llama oscilación. Explicando más ampliamente esta definición; un sistema mecánico es conservativo si preserva la energía, y sus puntos de equilibrio son aquellos en los cuales la fuerza neta actuante es igual a cero. Estos puntos son estables si pequeños cambios en las condiciones iniciales del movimiento dan origen a fuerzas que impiden que el sistema se aleje del punto de equilibrio y que lo obligan a moverse alrededor de éste. Así pues, un cuerpo que tiene un movimiento periódico se caracteriza por una posición de equilibrio estable; cuando se le aleja de esa posición y se suelta, entra en acción una fuerza o torca para volverlo al equilibrio. Sin embargo, para cuando llega ahí, ya ha adquirido cierta energía cinética que le permite continuar su movimiento hasta detenerse del otro lado, de donde será impulsado nuevamente hacia su posición de equilibrio. (Martha Álvarez-Ramírez, 2013)

Si el sistema tiene un grado de libertad entonces las oscilaciones serán periódicas. En términos de la energía potencial, los puntos de equilibrio estables son los mínimos locales de la función potencial, y el movimiento oscilatorio tiene lugar en un entorno a este mínimo. (Martha Álvarez-Ramírez, 2013)

#### **A. Movimiento armónico**

El movimiento oscilatorio puede repetirse con regularidad, como en el caso de un péndulo simple, o desplegar una irregularidad considerable, como en el

caso del movimiento de la tierra en un sismo. El tipo más simple de movimiento periódico es el movimiento armónico.

Un movimiento armónico simple es el que describe una partícula sometida a una fuerza restauradora proporcional a su desplazamiento. Se genera entonces un movimiento periódico, es decir que se repite cada cierto intervalo de tiempo. No todos los movimientos periódicos son armónicos. Para que lo sean, la fuerza restauradora debe ser proporcional al desplazamiento.

El movimiento impartido a la masa  $m$  por el mecanismo de yugo escocés que se muestra en la Fig. 1.18 es un ejemplo de movimiento armónico simple. En este sistema, una manivela de radio “ $A$ ” gira alrededor del punto “ $O$ ”. (Rao S. S., Movimiento armónico, 2012)

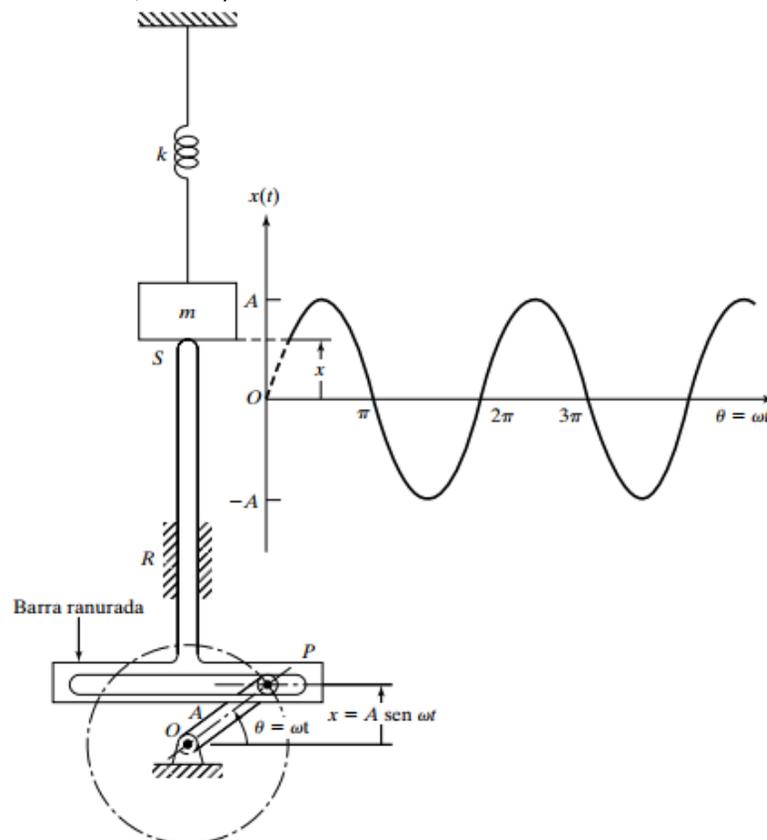


Fig. 1.18: Mecanismo de yugo escocés. Fuente: (Rao S. S., Movimiento armónico, 2012)

El otro extremo de la manivela, "P", se desliza en una barra ranurada, la cual se mueve con un movimiento de vaivén en la guía vertical "R". Cuando la manivela gira a una velocidad angular " $\omega$ ", el extremo "S" del eslabón ranurado y por consiguiente la masa "m" del sistema de resorte y masa, se desplazan de sus posiciones medias una distancia "x" (en el tiempo t) dada por:

$$X = A \operatorname{sen} \theta = A \operatorname{sen} \omega t \quad (1.24)$$

La velocidad de la masa "m" en el instante "t" la da:

$$\frac{dx}{dt} = \omega A \operatorname{cos} \omega t \quad (1.25)$$

Y la aceleración:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\omega A \operatorname{sen} \omega t = -\omega^2 x \quad (1.26)$$

Se ve que la aceleración es directamente proporcional al desplazamiento. Una vibración como esa, con la aceleración proporcional al desplazamiento y dirigida hacia la posición media, se conoce como movimiento armónico simple. El movimiento dado por  $X = A \operatorname{cos} \omega t$  es otro ejemplo de movimiento armónico simple. (Rao S. S., Movimiento armónico, 2012)

### **1.6.5 FACTORES CONSIDERADOS EN EL ROTOR DESBALANCEADO**

#### **A. Vibración forzada**

Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como vibración forzada. La oscilación que aparece en máquinas como motores Diesel es un ejemplo de vibración forzada. (López, 2019)

Se dice que un sistema mecánico o estructural experimenta vibración forzada, siempre que se suministra energía externa al sistema durante la vibración. La energía externa se puede suministrar ya sea mediante una fuerza aplicada o por una excitación de desplazamiento impuesta. La fuerza aplicada o la excitación de desplazamiento pueden ser armónica, no armónica, periódica, no periódica, o aleatoria.

Las fuerzas no periódicas incluyen fuerzas como una fuerza constante aplicada de repente (llamada fuerza gradual), una fuerza que crece linealmente (llamada fuerza rampa) y una fuerza que varía exponencialmente. Una función forzada no periódica puede actuar con una duración corta, larga o infinita. Una función forzada o excitación de corta duración comparada con el periodo natural del sistema se llama choque. Ejemplos de funciones forzadas generales son el movimiento impartido por una leva, la fuerza aplicada a la cimentación de una prensa de forja, el movimiento de un automóvil cuando pasa por un bache y la vibración del suelo de una estructura de edificio durante un sismo. (Rao S. S., Vibraciones en condiciones forzadas, 2012)

## **B. Amortiguamiento**

Aunque el amortiguamiento se omite para simplificar el análisis, sobre todo al determinar las frecuencias naturales, la mayoría de los sistemas poseen amortiguamiento hasta un cierto grado. La presencia de amortiguamiento es útil en muchos casos. En sistemas como amortiguadores de automóviles y muchos instrumentos de medición de vibración, se debe introducir amortiguamiento para satisfacer los requerimientos funcionales.

Si el sistema experimenta vibración forzada, su respuesta o amplitud de vibración tiende a incrementarse cerca de la resonancia si no hay

amortiguamiento. La presencia de amortiguamiento siempre limita la amplitud de vibración. Si se conoce la frecuencia forzada, puede ser posible evitar la resonancia cambiando la frecuencia natural del sistema. Sin embargo, quizá se requiera que el sistema o máquina opere dentro de varios rangos de velocidad, como en el caso de un motor eléctrico de velocidad variable o un motor de combustión interna. Tal vez no se pueda evitar la resonancia en todas las condiciones de operación. En tales casos, se puede introducir amortiguamiento en el sistema para controlar su respuesta, utilizando materiales estructurales de alto amortiguamiento interno, como hierro colado o materiales laminados o emparedados.

### **C. Amplitud**

Al desplazamiento máximo de un cuerpo vibratorio a partir de su posición de equilibrio se le llama amplitud de vibración. (Singuiresu, 2012)

Una máquina con una amplitud grande de la vibración es una que experimenta movimientos vibratorios grandes, rápidos o fuertes. A mayor amplitud, mayor movimiento o estrés es experimentado por la máquina, y una mayor tendencia a que la máquina se dañe.

La amplitud de la vibración es así una indicación de la severidad de la vibración. En general, la severidad o la amplitud de la vibración se relacionan a:

- (a) El tamaño del movimiento vibratorio
- (b) La velocidad del movimiento
- (c) La fuerza asociada con el movimiento

En la mayoría de las situaciones es la amplitud de la velocidad o la velocidad de una máquina que da la información más útil sobre la condición de la máquina. (Dickert, 2019)

### D. Transmisibilidad

Las fuerzas vibratorias generadas por las maquinas rotatorias son a menudo inevitables; sin embargo, su efecto en un sistema dinámico puede reducirse sustancialmente mediante resortes diseñados apropiadamente, llamados aisladores. La vibración que se origina en la máquina se transmite al piso a través del resorte. En consecuencia, el piso está sujeto a una vibración forzada en la que la función de excitación es la fuerza del resorte que periódicamente cambia de dirección  $Kx = KX \text{ sen}\omega t$ . a su vez la vibración del piso provoca perturbaciones en otras máquinas. (Santiago, 2000)

La máxima fuerza transmitida a través de los resortes durante un ciclo de vibración es  $F_{tr} = KX$ . Es posible diseñar los resortes tales que  $F_{tr}$  sea cercana a cero, caso en el cual se dice que la maquina vibratoria está aislada.

Ya que X está dada por la ecuación:

$$X = \frac{F_0 M}{\left(\frac{K}{M}\right) - \omega^2} \quad (1.27)$$

Donde:

$$M = \frac{K}{\omega_n^2} \quad (1.28)$$

La fuerza transmitida del resorte es:

$$F_{tr} = KX = \frac{F_0}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (1.29)$$

La máquina estará fija rígidamente a su base, por tanto, la fuerza transmitida al piso sería  $F_0$ , sin embargo, con resortes suaves se puede hacer el denominador de la ecuación tan grande que la fuerza transmitida  $F_{tr}$  se aproxime

a cero. La relación de la fuerza  $F_{tr}$  con respecto a la fuerza  $F_0$  con anclaje rígido sin resortes se llama transmisibilidad TR. (Santiago, 2000)

## **1.7 MONITOREO DEL DESBALANCE MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES.**

Todo rotor posee un desbalanceo residual; la aplicación de una técnica matemática y de un equipo de medición para reducir al desbalanceo a sus más bajos límites de vibración, muchas veces resulta inapropiado y muy costoso, debido a eso surgen normas que satisfacen los requerimientos para asegurar el buen funcionamiento de estos elementos.

Estas normas consideran elementos esenciales que habrán de tomarse en cuenta antes de seleccionar los criterios de aceptación del desbalanceo residual, algunas de estas consideraciones son:

- Geometría propia del elemento rotatorio,
- Velocidad de giro,
- Masa inercial del elemento,
- Planos de corrección.

En este caso se mostrará los límites de error (tolerancias) que aplican para rotores rígidos, por lo cual se tomará como referencia la norma: ISO 10816-3 (Vibración Mecánica. Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en partes no-rotatorias de ella).

Este estándar limita la severidad vibratoria para evitar grandes esfuerzos de los elementos de la máquina. La severidad vibratoria para este efecto queda cuantificada por el mayor valor r.m.s del desplazamiento vibratorio, la velocidad

vibratoria y la aceleración vibratoria respectivamente, medida en las cajas de sus descansos.

Esta norma limita la severidad vibratoria para evitar sobrecargas dinámicas en los descansos hidrodinámicos que pueden fatigar el metal blando de ellos. La severidad vibratoria para este efecto queda cuantificada por el desplazamiento vibratorio máximo medido directamente al eje. (Ortiz, 2013)

### **1.7.1 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS.**

De acuerdo a la norma ISO 10816-3 las máquinas deben clasificarse por los siguientes parámetros para evaluar el valor de vibración

- Tipo de máquina.
- Potencia nominal o altura del eje a la base.
- Flexibilidad del sistema de soporte.

#### **a) Clasificación de acuerdo al Tipo de Máquina, Potencia nominal o Altura del Eje a la Base.**

Las significativas diferencias en el diseño, en el tipo de máquina, en los descansos o en las estructuras y soportes son razones por lo que se requiere separar las máquinas en diferentes grupos. Las máquinas de estos 4 grupos pueden tener ejes horizontales, verticales o inclinados y pueden ser montadas en soportes rígidos o flexibles.

**Grupo 1:** Máquinas grandes con potencia nominal sobre 300 KW; máquinas eléctricas con altura de eje  $H \geq 315$  mm. Estas máquinas normalmente tienen

descansos deslizantes. El rango de velocidades de operación nominales es relativamente ancho y va desde 120 RPM a 15000 RPM.

**Grupo 2:** Máquinas de tamaño mediano con potencia sobre 15 KW hasta 300 KW; máquinas eléctricas con altura de eje  $160 \text{ mm} \leq H < 315 \text{ mm}$ . Estas máquinas normalmente tienen descansos de rodamientos y velocidades de operación sobre 600 r/min.

**Grupo 3:** Bombas con impulsores de varias paletas o álabes y con máquina conductora separada (flujo centrífugo, mixto o axial) con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos.

**Grupo 4:** Bombas con impulsores multi-aspas y motor integrado (flujo centrífugo, mixto y axial) con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo mayoritariamente tienen descansos deslizantes o rodamientos.

Notas:

- La altura del eje H de una máquina es definida en ISO 496 como la distancia, medida en la máquina sin instalar, entre la línea del centro del eje y el plano base de la máquina misma.
- La altura del eje de una máquina sin patas de apoyo o una máquina con patas levantadas (o en reborde) o cualquier máquina vertical, debe ser tomada como la altura del eje de una máquina en la misma carcasa, pero del tipo con patas montado con el eje horizontal. Cuando la carcasa no es conocida, debería usarse la mitad del diámetro de la máquina.

#### **b) Clasificación de acuerdo a la Flexibilidad del Soporte**

Los soportes se clasifican en 2 grupos:

- Soportes rígidos
- Soportes flexibles

Si la frecuencia natural más baja del sistema máquina y soporte en la dirección de la medición es más alto que su principal frecuencia de excitación (La componente de mayor valor en el espectro) que en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación, por al menos 25%, entonces el sistema de soporte es considerado como soporte rígido. Todos los otros sistemas de soporte son considerados soportes flexibles.

### **1.7.2 EVALUACIÓN.**

La ISO 10816 – 1 proporciona una descripción general de los dos criterios de evaluación usados para evaluar la severidad de la vibración en varias clases de máquinas. Un criterio considera la magnitud de la vibración global medida; y el segundo criterio considera los cambios en la magnitud, independiente de si aumentan o disminuyen.

#### **A. CRITERIO I: MAGNITUD DE LA VIBRACIÓN.**

Este criterio está basado en definir los límites para la magnitud de la vibración en relación a las cargas dinámicas aceptables en los descansos y a la transmisión de vibraciones aceptables al ambiente a través de la estructura soporte y el cimiento. La máxima magnitud de vibración medida en cada descanso o pedestal es evaluada comparándola con los valores dados en las diferentes zonas de evaluación para la clase de soporte. Las zonas de evaluación han sido establecidas de la experiencia.

- **ZONAS DE EVALUACIÓN**

Las siguientes zonas de evaluación están definidas para permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y provee guías sobre las posibles acciones a tomar.

1. Zona A. La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio está, dentro de esta zona.
2. Zona B. Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas aceptables para operación a largo plazo sin restricción.
3. Zona C. Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede ser operada por un período limitado de tiempo en esta condición hasta que llegue una oportunidad apropiada para su reparación.
4. Zona D. Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados de una severidad suficiente como para causar daño a la máquina.
5. Los valores numéricos asignados a los límites entre las diferentes zonas no están entendidos para servir como especificaciones de aceptación de máquinas, esto debe estar sujeto a un acuerdo entre el fabricante de la máquina y el comprador. Sin embargo, estos valores entregan guías para asegurar que se eviten fallas catastróficas. En ciertos casos, puede haber características específicas asociadas con una máquina particular que requiera usar diferentes valores de la zona límite (más alto o más bajo). En tales casos, es normalmente necesario que el fabricante de la máquina explique las razones de esto y, en particular, para confirmar que la máquina no sufrirá daño al operarla con valores de vibración más altos.

- **VALORES LÍMITES ENTRE LAS ZONAS DE EVALUACIÓN.**

Los valores para los límites de las zonas de evaluación que están dadas en la Fig. 1.19 corresponden a los máximos valores globales de la velocidad y desplazamiento para mediciones tomadas por los sensores en ubicación horizontal y vertical. Por tanto, cuando se usan estas tablas, debe usarse el mayor valor medido.

**B. CRITERIO II: CAMBIO EN LA MAGNITUD DE LA VIBRACIÓN.**

Este criterio proporciona una evaluación del cambio en la magnitud de la vibración a partir de un valor de referencia previamente establecido. Puede ocurrir un cambio significativo en la magnitud de la vibración global, que requiere alguna acción a tomar aun cuando la zona C del Criterio I no ha sido alcanzada. Tales cambios pueden ser instantáneos o progresivos en el tiempo y pueden indicar daño incipiente o alguna otra irregularidad. El criterio II está especificado en base al cambio en la magnitud de la vibración r.m.s que ocurre bajo condiciones de operación en estado estacionario.

Cuando el Criterio II es aplicado, las mediciones de vibración que son comparadas deberán ser tomadas en la misma ubicación y orientación del transductor y bajo las mismas condiciones de operación de la máquina, aunque no siempre se puede hacer esto debido a las condiciones de operación, pero lo recomendable es que sea lo más parecido a las condiciones anteriores. Debería investigarse cambios significativos en las magnitudes normales de la vibración, sin importar su valor, de manera que se pueda evitar una situación peligrosa.

Cuando se produce un aumento o disminución en la magnitud de la vibración mayor al 25% del valor más alto de la zona B, como se define en la Figura 1.19 dichos cambios deben considerarse significativos, particularmente si

son repentinos. Debería entonces realizarse un diagnóstico para averiguar la razón del cambio y determinar qué acciones futuras son apropiadas.

Nota: El 25% del valor es proporcionado como una guía para un cambio significativo en la magnitud de vibración, pero otros valores pueden ser usados basados en la experiencia con una máquina específica, por ejemplo, una desviación más grande puede permitirse para algunos equipos, en el listado de equipos que se encuentran en monitoreo continuo, existen varios equipos que históricamente han vibrado más de lo permitido por norma es por eso que se ocuparan algunos criterios para poder definir niveles de alarmas.

- **LÍMITES OPERACIONALES.**

Para operaciones a largo plazo, es práctica común establecer límites operacionales para la vibración.

Estos límites toman las formas de alarmas y paradas.

**Alarma:** Proporciona una advertencia que un valor definido de vibración ha sido alcanzado o un cambio significativo ha ocurrido, por lo que puede ser necesaria una reparación de la máquina. En general, si ocurre una situación de alarma, la operación puede continuar por un período mientras se realizan las investigaciones para identificar la razón para el cambio en la vibración y definir cualquier acción de mantenimiento correctiva.

**Paradas:** Especifica la magnitud de la vibración para la cual continuar operando puede causar daño. Si se excede el valor de parada, se deben tomar acciones inmediatas para reducir la vibración o debería detenerse la máquina.

Se recomienda que el valor de la alarma sea configurado sobre la línea base en una cantidad igual al 25% del límite superior para la zona B. Sin

embargo, donde no esté establecida una línea base (por ejemplo, con una máquina nueva) la configuración inicial del valor de alarma debería basarse sea en la experiencia con otras máquinas similares o en relación con valores de aceptación acordados. Después de un período de tiempo, se podrá establecer un valor para la línea base en estado estacionario y la configuración del valor alarma debería ajustarse en concordancia.

### 1.7.3 LÍMITES DE LAS ZONAS DE EVALUACIÓN

Según las normas se ha encontrado que la velocidad de la vibración es suficiente para caracterizar los valores de vibración en los límites de las zonas de evaluación para un amplio rango de tipos de máquinas y velocidades de operación de la máquina. La principal magnitud de evaluación es, por lo tanto, el valor r.m.s. de la velocidad de la vibración global.

Los límites se aplican a los valores r.m.s de la velocidad y desplazamiento de la vibración en el rango de frecuencia de 10 Hz a 1000 Hz o para las máquinas con velocidades de rotación bajo 600 RPM desde 2 Hz a 1000 Hz.

Velocidad 10 - 1000 Hz r > 600 rpm	Velocidad 2 - 1000 Hz r > 120 rpm	in/s rms	mm/s rms											
		0,43	11											
		0,28	7,1					D						
		0,18	4,5											
		0,14	3,5					C						
		0,11	2,8											
		0,09	2,3					B						
		0,06	1,4											
		0,03	0,71											
		BASE		Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	
				Bombas > 15 KW Flujo radial, axial o mixto				Tamaño medio 15 KW < P ≤ 300 KW		Máquinas grandes 300 KW < P < 50 MW				
				Motor integrado		Motor separado		Motores 160 mm ≤ H < 315 mm		Motores 315 mm ≤ H				
				Grupo 4		Grupo 3		Grupo 2		Grupo 1				

<b>A</b>	Máquina nueva o reacondicionada	<b>C</b>	La máquina no puede operar un tiempo prolongado
<b>B</b>	La máquina puede operar indefinidamente	<b>D</b>	La vibración está provocando daños

Fig. 1.19: Desbalance Dinámico. Fuente: ISO 10816, Vibración mecánica.

## **2. DISEÑO DEL EQUIPO.**

### **2.1 ANTECEDENTES**

Hay más de cien años de historia del desarrollo de balanceo de la maquinaria. Siemens de Alemania invento el Dínamo en 1866. Cuatro años más adelante, el canadiense Henry Martinson aplicó la patente de la tecnología de balanceo, comenzando el balanceo en la industria. Usualmente se utilizaba la velocidad de giro del sistema en que se presenta la resonancia para alcanzar la máxima amplitud de vibración.

Con el desarrollo de la tecnología en electrónica y la teoría de balanceo de rotores rígidos, se adopta la técnica de medición electrónica en la mayoría de equipos hasta después de 1950. La maquinaria de balanceo con separación de planos elimina de manera eficiente la interacción entre el lado derecho e izquierdo de la pieza de trabajo a balancear. La aparición de la maquinaria de balanceo en base a los cojinetes rígidos puede reconocerse como un salto en el desarrollo del balanceo hasta los años 70s. Esta elimina la frecuente inconveniencia de los ajustes dinámicos de la tradicional máquina de balanceo sobre soportes blandos, siendo este un marco de referencia permanente para el balanceo de maquinaria, adoptando como norma el balanceo dinámico.

En los 80s, los transductores piezoeléctricos brindaron otra revolución al balanceo de maquinaria. La máquina de balanceo adoptó dicha tecnología que básicamente reemplaza a la máquina de balanceo de soportes flexibles la cual era inútil para la operación a altas velocidades. Después de los años 90s, la máquina balanceadora de soportes suaves se aplicó ampliamente en algunos campos especiales acompañada de los avances en circuitos integrados y computadoras de nueva tecnología.

En el presente, la máquina de balanceo entrará en una nueva era con la aplicación de la tecnología de microcomputadoras. El balanceo de maquinaria mejorara en mucho las prestaciones de la operación de la maquinaria industrial, trayendo beneficios en muchas industrias tales como la generación de electricidad, herramienta eléctrica, manufactura de mecanismo, ventiladores, motores, textil, aparatos electrodomésticos, metalurgia, aeronáutica, y muchos más.

La primera patente de una maquina balanceadora fue en el año de 1870, fabricada por Henry Martinson en Canadá, cuatro años después del desarrollo del Dinamo por Siemens. Esta máquina consistía de un cilindro acoplado a un eje cardan, cuyo cilindro a balancear giraba sobre dos rodamientos suspendidos en resortes. El balanceo consistía en colocar contrapesos en un solo plano, hasta que la amplitud de oscilación de los resortes se reducía en forma considerable.

Esta máquina nace con la necesidad de eliminar vibraciones en cuerpos y partes giratorias, es por esto que a principios de siglo se desarrollan nuevas técnicas de balanceo.

Cerca del final de ese siglo, Akimoff (USA) y Stodola (Suiza), intentaron desarrollar la tecnología de Martinson y aplicarla al uso industrial, sin embargo, es hasta 1907 cuando aparece la primera patente de una máquina balanceadora en dos planos, diseñada por el Dr. Franz Lawaczek, la cual es modificada y construida por Carl Schenck para aplicaciones industriales de la cual tuvo los derechos en 1915.

La importancia del balanceo dinámico se incrementa a medida que se desarrollan nuevos equipos, donde los componentes giratorios son parte esencial del funcionamiento tales como: turbinas, generadores, motores eléctricos, motores de combustión interna, bombas centrífugas, compresores, etc.

En la actualidad la tecnología sobre balanceo cuenta con sistemas electrónicos de medición que proveen de gran sensibilidad en la captación de vibraciones y localización de planos de compensación. Todo esto aunado a

estándares y calidades de balanceo basadas en normas internacionales, según los diferentes tipos de cuerpo giratorios y el trabajo que esto realizan. (Gunter, 2009)

### 2.1.1 MÁQUINAS DE BALANCEO DINÁMICO.

La máquina usualmente consta de dos pedestales, con suspensión y baleros en la parte superior. La unidad que se va a ensayar se coloca sobre los baleros y se hace rotar ya sea mediante una banda, aire, o un motor. Conforme la pieza se encuentra rotando la vibración en la suspensión es detectada mediante sensores y esta información es usada para determinar la cantidad de desbalance en la parte mediante los datos de amplitud y fase, la máquina puede determinar la cantidad y la posición para agregar masa para balancear la parte.

Existen dos tipos principales de máquinas de balanceo, de rodamientos rígidos y de rodamientos suaves. La diferencia entre ellas, sin embargo, es en la suspensión y no en los baleros.

En la máquina de rodamientos duros, el balanceo se realiza a una frecuencia menor que la frecuencia de resonancia de la suspensión. En una máquina de rodamientos suaves, el balanceo se realiza a una frecuencia más alta que la frecuencia de resonancia de la suspensión.

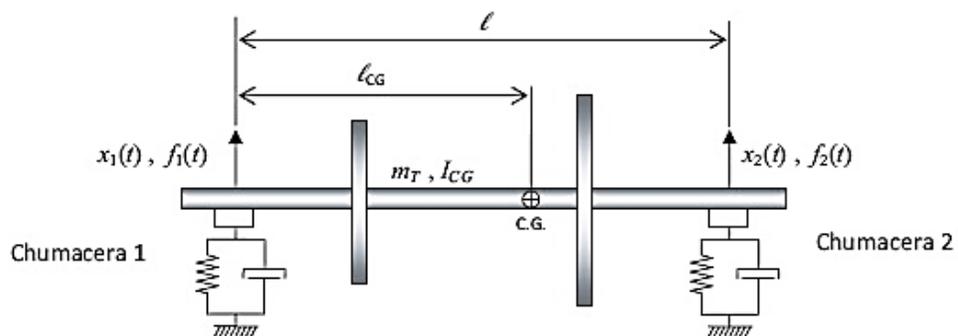


Fig. 2.1 Rotor rígido montado en una bancada de rodamientos suaves. Fuente: (Enrique S. Gutiérrez Wing, 2010)

La Fig. 2.1 muestra un diagrama de un montaje típico para balanceo en bancadas de rodamientos suaves. El rotor está montado en dos soportes flexibles que le permiten desplazarse sólo en dirección vertical. Cada soporte puede modelarse como un sistema de un grado de libertad que contribuye a la masa, la rigidez y el amortiguamiento del sistema rotor-soportes. El sistema tiene dos grados de libertad

Los dos tipos de máquinas tienen varias ventajas y desventajas. Una máquina de rodamientos duros es generalmente más flexible y puede manejar piezas con gran variedad de pesos, debido a que las máquinas de rodamientos duros miden fuerzas centrífugas y requieren calibración solo una vez. Solo 5 dimensiones geométricas son necesarias para alimentar a la unidad de medición y la máquina está lista para ser ocupada. Por esta razón; esta máquina trabaja muy bien en volúmenes de producción de bajo y mediano trabajo y en talleres de reparación de maquinaria rotativa.

Una máquina de soportes suaves no es tan flexible con respecto a la cantidad de peso del rotor que se va a balancear. La preparación de una máquina de rodamientos suaves para rotores individuales consume muchísimo más tiempo, debido a que es necesario que se calibre para cada parte individual. Es muy apta para altos volúmenes de producción y para tareas de balanceo de muy alta precisión.

Tanto las máquinas de soporte duros y blandos pueden ser automatizadas para remover peso automáticamente con un taladro o una fresadora, pero las máquinas de rodamientos rígidos son más robustas y rentables. Los principios de ambas máquinas pueden ser integrados en una línea de producción y cargadas mediante un brazo robótico requiriendo muy poco control humano. (Gunter, 2009)

## 2.1.2 OTROS TIPOS DE MÁQUINAS DE BALANCEO.

### Máquinas de balanceo estático.

Difieren de las máquinas de balanceo de soportes rígidos y suaves en que la parte no necesita rotar para tomar mediciones. En lugar de que el rotor descansa sobre chumaceras o rodamientos, el rotor se coloca de forma vertical sobre su centro geométrico punto una vez colocado en reposo, cualquier movimiento de la pieza fuera de su centro geométrico es detectado por dos sensores perpendiculares colocados bajo la mesa y se reconoce como desbalance. Las balanceadoras estáticas son en ocasiones utilizadas para balancear piezas cuyo diámetro es mucho mayor que su longitud, tales como los ventiladores o hélices. La ventaja de usar una máquina de balanceo estático es la velocidad y precio. Sin embargo, este tipo de máquinas solo puede hacer correcciones en un solo plano, así que la precisión es limitada. (Gunter, 2009)

La Fig. 2.2 ilustra un banco de balanceo estático de un rotor delgado.

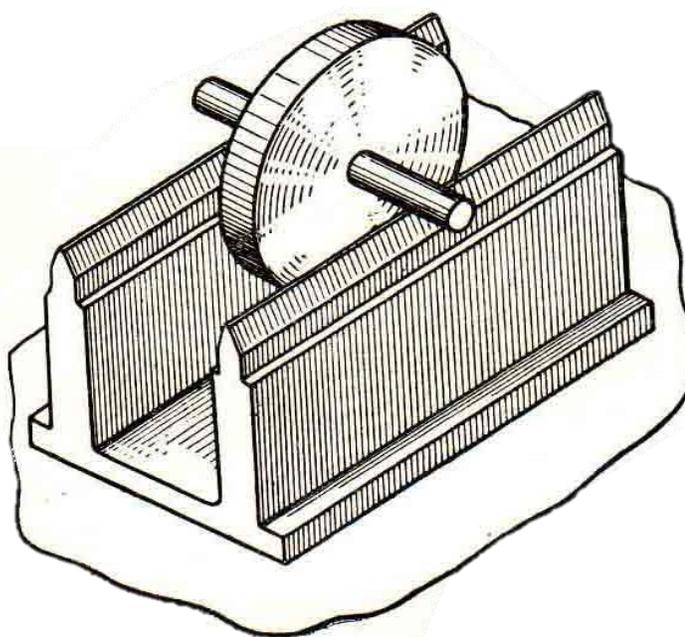


Fig. 2.2 Banco de balanceo estático. Fuente: (A. Krisisnm, 1936)

### **Balanceo de hojas.**

Esta máquina intenta balancear parte de un ensamble, para que de esta forma la corrección sea mínima a la hora de balancear el ensamble. La máquina de balanceo de hojas (Fig. 2.3) se utiliza en parte de ventiladores, hélices, y turbinas. En una balanceadora de hojas, cada hoja a balancear es pesada y su peso se introduce en el software de balanceo propio de la máquina.

Entonces agrupa las hojas e intenta encontrar el arreglo de las hojas con la menor cantidad de desbalance. (Gunter, 2009).



Fig. 2.3 Banco de balanceo de hojas. Fuente: (Dorado, s.f.)

### **Máquina de balanceo portátil.**

Son utilizadas para balancear partes que no pueden quitarse del rotor y colocarse en una máquina balanceadora, usualmente son partes que se encuentran en operación tales como turbinas, bombas, y motores. Las máquinas de balanceo portátil vienen con sensores de desplazamiento, como son acelerómetros y foto celdas, los cuales están montados en los pedestales o

enclaustrados cerca de las partes rotativas. Un ejemplo de ello es el instrumento que se muestra en la Fig. 2.4.

Basados en la vibración detectada, estos equipos calculan el desbalance de la parte. En muchas ocasiones estos dispositivos contienen un analizador de espectro así que las condiciones de las partes se monitorean sin necesidad de foto celdas y pueden analizar vibración de partes no rotativas. (Gunter, 2009)



Fig. 2.4 Analizador de vibraciones Fluke 810. Fuente: (Ibérica, 2010)

## 2.2 SELECCIÓN DE PROTOTIPO.

En este proyecto se pretende diseñar una máquina para balanceo dinámico de rotores de rodamientos suaves, dado que presenta mayor precisión en el balanceo y se adapta correctamente al objetivo didáctico del equipo.

A continuación, en la Fig. 2.5, se muestra el diseño de la máquina para balanceo dinámico en un plano de conjunto identificando cada una de las partes que se estarán diseñando a lo largo de este capítulo.

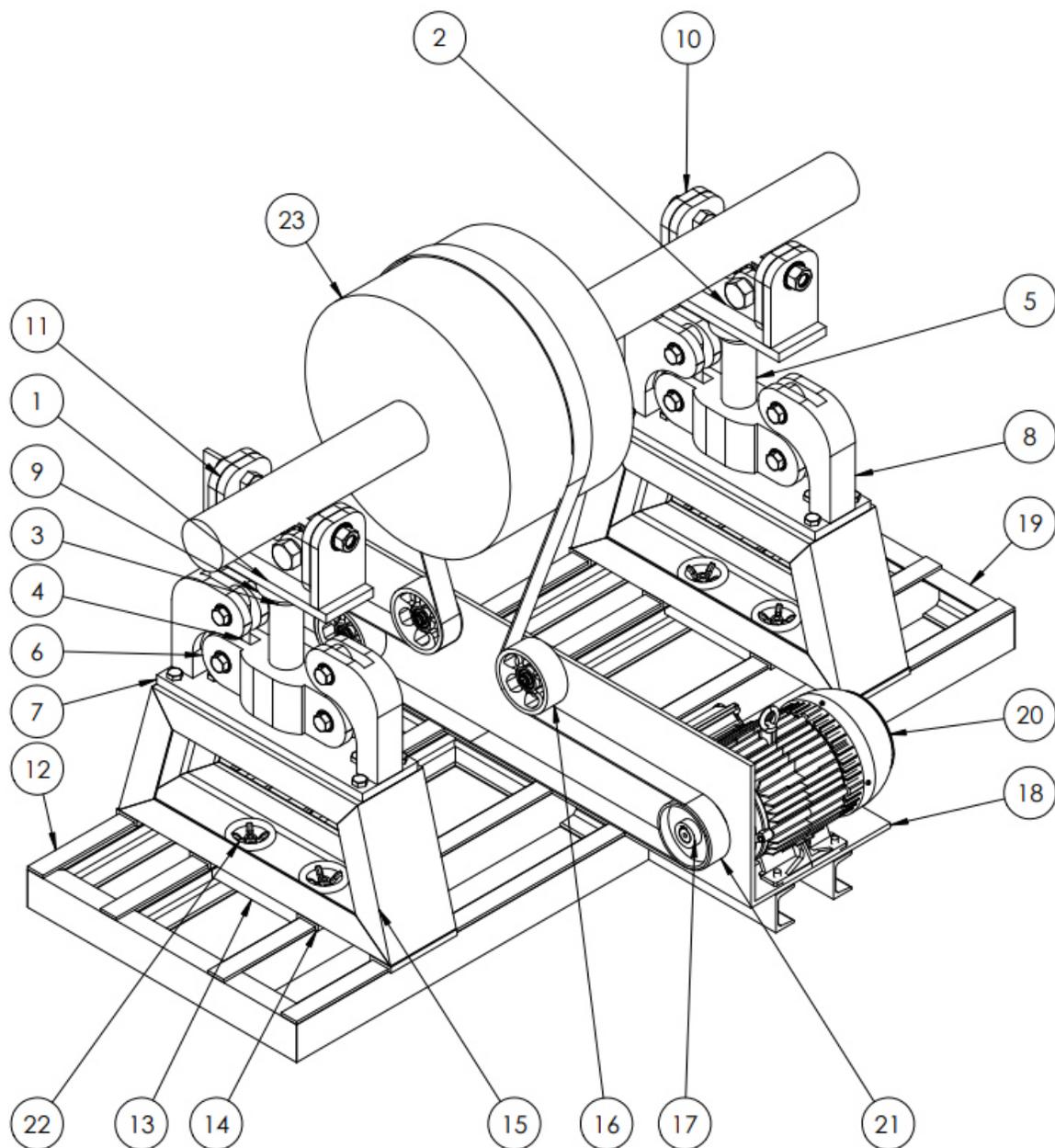


Fig. 2.5: Prototipo de máquina de balanceo seleccionado. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2-1: Lista de elementos de prototipo de máquina de balanceo.

# PLANO	# DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
4/18	1	Placa base de ensamble superior de sistema de suspensión	Acero AISI 1006	2
5/18	2	Placa de soporte para rodamientos sostenedores	Acero AISI 1006	4
6/18	3	Soporte inferior de rodamiento axial	Acero AISI 1006	2
7/18	4	Elemento pendulo del sistema de suspension	Acero AISI 1006	4
8/18	5	Tubo central de ensamble inferior de sistema de suspensión	Acero AISI 1006	2
9/18	6	Elemento inferior para acople de péndulos	Acero AISI 1006	2
10/18	7	Placa de soporte de sistema des suspensión completo	Acero AISI 1006	2
11/18	8	Elemento de soporte de péndulo	Acero AISI 1006	4
12/18	9	Soporte susperior de rodamiento axial	Acero AISI 1006	2
13/18	10	Soporte lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	4
14/18	11	Placa lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	4
N/A	12	Placa deslizante de torre de soporte del equipo	Acero A-36	8
N/A	13	Placa de sujeción de las torres	Acero A-36	2
15/18	14	Elemento inferior deslizante soldado a torre de soporte del equipo	Acero A-36	8
16/18	15	Torre de soporte de equipo de balanceo	Acero A-36	2
N/A	16	Poleas para banda plana	Acero AISI 1020	3
17/18	17	Polea motriz del sistema de suspensión	Acero AISI 1020	1
18/18	18	Estructura base del sistema de poleas	Acero A-36	1
18A/18	19	Estructura base de todo el sistema de suspensión	Acero A-36	1
18B/18	20	MOTOR 7.5 HP	Carcasa 112M de hierro Gris	1
N/A	21	Banda plana	Poliamida A-3	1
N/A	22	Manija tipo volante	Acero inoxidable 304	4
N/A	23	Rotor de prueba		1

Para visualizar y comprender de mejor manera el ensamble de la máquina, se recomienda ver un video, al cual se puede acceder mediante el siguiente código QR:



## 2.3 VARIABLES DEL DISEÑO

En la Tabla 2-2, se presentan las variables que se consideraron para realizar el diseño propuesto; sin embargo, es de vital importancia entender la procedencia de dichas variables, para así, poder aplicar este procedimiento en otros casos en los que se requiera modificar este modelo.

- **Grado de desbalance:** Para este caso, se delimitará a utilizar el grado “G 6.3”, este se ha seleccionado en base a una investigación minuciosa de la existencia de máquinas con rotores similares.
- **Masa del rotor:** Es el intervalo de masa del rodete a balancear. Esta se obtuvo de considerar el peso promedio de las máquinas que poseen rotores en la industria a nivel nacional y atendiendo al objetivo didáctico de dicho diseño.
- **Velocidad de operación:** Es el intervalo de velocidad de rotación del rotor para ejecutar el balanceo, en la cual se tiene como limitante el porcentaje de transmisibilidad que nos indica la velocidad de rotación mínima que se mostrará más adelante.
- **Diámetro de los apoyos del rotor:** Este depende del espaciamiento entre los rodamientos que sostendrán al eje del rotor, los cuales deben tener un ángulo mínimo de contacto de  $15^\circ$  y un ángulo máximo de contacto de  $60^\circ$ , lo cual permitirá una fijación adecuada del rodete al momento de realizar el balanceo.
- **Diámetro del rotor:** Según consideraciones y criterios de diseño, el diámetro del rotor es dependiente de la longitud del mismo y de los planos de corrección.
- **Longitud del rotor:** Como se mencionó en la explicación anterior, la longitud y diámetro del rotor son dependientes entre ellos.

Tabla 2-2: Variables de diseño.

<b>Variables</b>	<b>Valores</b>
Grado de desbalance (mm/s)	G 6.3
Masa del rotor máxima (kg)	300
Velocidad de operación (RPM)	435 -1800
Diámetro de los apoyos del rotor (mm)	19- 101
Diámetro máximo de rotor (mm)	1000
Longitud del rotor (mm)	1500

## 2.4 CALCULO DE LA FUERZA CENTRÍFUGA CRITICA.

Para el diseño de la máquina de balanceo es necesario considerar la acción de la fuerza centrífuga crítica cuando el rotor está desbalanceado, puesto que esta fuerza será considerada en el diseño de las dimensiones de la suspensión y los elementos. Esta fuerza centrífuga es alternante y origina momento por la rotación del rotor y es obtenida considerando los siguientes pasos:

- Primero se seleccionó el grado de balanceo según clasificación G6.3, en base a la norma ISO 1940-1, esto es considerando la gama de rotores que se pretende atender acorde con la capacidad de la máquina.

Tabla 2-3: Grado de calidad de balanceo. (Organización Internacional de Normalización, ISO 1940, 2003)

<b>Tipos de maquinaria: Ejemplos generales</b>	<b>Grado de calidad de balanceo</b>	<b>Magnitud</b> $e_{per} \cdot \Omega$ mm/s
<b>Turbinas de gas para aeronaves</b>	G6.3	6.3
<b>Centrífugas (separadores, decantadores)</b>		
<b>Motores eléctricos y generadores (de al menos 80 mm de altura de eje), de máximo Velocidades de hasta 950 RPM</b>		

---

**Motores eléctricos con alturas de eje inferiores a**

**80 mm**

**Ventiladores**

**Engranajes**

**Maquinaria, general**

**Herramientas de máquina**

**Máquinas de papel**

**Máquinas para plantas de proceso**

**Zapatillas**

**Turbocompresores**

**Turbinas de agua**

---

- Seleccionando el grado de desbalance, se calcula el desbalance permisible del sistema, para ello hay dos formas de hacerlo, una de ellas es: gráfica, utilizando la gráfica (Organización Internacional de Normalización, ISO 1940, 2003) o de forma analítica utilizando la ecuación que la misma norma brinda, en este caso se optó por la forma analítica:

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \omega) * m}{\omega} \quad (2.1)$$

$U_{per}$ : es el valor numérico del desbalance residual, expresada en gramos por milímetros (g\*mm);

$e_{per} * \omega$ : es el valor numérico de la calidad del grado de balanceo seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm/s);

$m$ : es el valor numérico de la masa del rotor, expresada en kilogramos (kg)

$\omega$ : es el valor numérico de la velocidad angular máxima de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s)

Entonces aplicando la ecuación anterior se obtiene el desbalance residual:

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \omega) * m}{\omega}$$

$$U_{per} = 1000 * \frac{(6.3) * 300}{1800 * \frac{2\pi}{60}}$$

$$U_{per} = 10026.76141 \text{ g} * \text{mm}$$

- Debido a que la tolerancia de desbalanceo es para rotores rígidos en dos planos de corrección, se recomienda tomar medio valor para cada plano. (Organización Internacional de Normalización, ISO 1940, 2003), por lo cual:

$$U_{per_{por\ plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}} \quad (2.2)$$

$$U_{per_{por\ plano}} = \frac{10026.76141 \text{ g} * \text{mm}}{2}$$

$$U_{per_{por\ plano}} = 5013.380707 \text{ g} * \text{mm}$$

- El desbalance residual puede ser un grave problema si no se tiene un criterio del valor permitido para una maquina en específico; en este diseño se plantea una condición desfavorable en cuanto a este valor y se decide aplicar un factor de 20 veces el valor de  $U_{per_{por\ plano}}$  basados en la recomendación del manual de choque y vibraciones de Harris publicado en 1993 y descrito en la bibliografía de este trabajo, todo esto con el objeto de diseñar todos los elementos bajo la condición de desbalance severo o critico (Harris, Cyril M., 1993):

$$U_{per_{severo}} = U_{per_{por\ plano}} * f_c \quad (2.3)$$

$$U_{per_{severo}} = 5013.380707 * 20$$

$$U_{per_{severo}} = 100267.6141 \text{ g} * \text{mm}$$

- Para calcular la fuerza centrífuga crítica se utilizará la siguiente ecuación. (Organización Internacional de Normalización, ISO 1940, 2003):

$$F_{cmax} = U_{per\ severo} * \omega_{max}^2 \quad (2.4)$$

$$F_{cmax} = \frac{100267.6141}{1000 * 1000} * (1800 * \frac{2\pi}{60})^2$$

$$F_{cmax} = 3562.566067 \text{ N}$$

$$F_{cmax} \approx 3.56 \text{ kN}$$

## 2.5 SISTEMAS DE SUSPENSIÓN PARA MÁQUINAS DE BALANCEO

La parte fundamental del banco de balanceo lo constituye el sistema de suspensión y la función principal de este es la de amplificar el efecto de las fuerzas no balanceadas para facilitar el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y fuerzas de inercia asociadas con ellos.

### 2.5.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN.

Tal como se mencionó en el apartado 2.1, existen dos sistemas de suspensión frecuentemente utilizados, los cuales tienen como diferencia la frecuencia en la que se realiza el procedimiento de balanceo respecto a la frecuencia crítica, como se muestra en la Fig. 2.6:

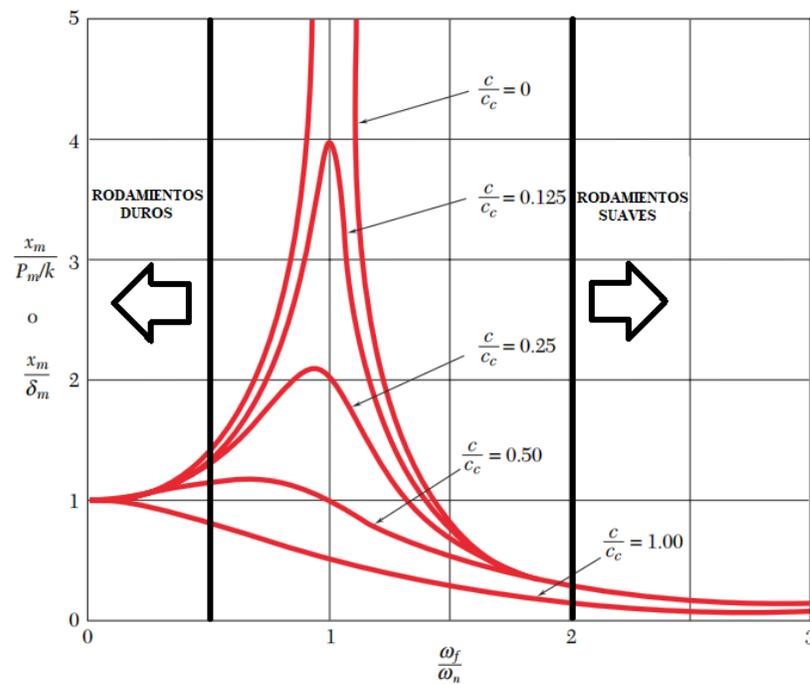


Fig. 2.6: Gráficas del factor de amortiguamiento respecto al factor de Amplitud vs Frecuencia. (Beer Johnston, un décimo edición).

### A) El sistema de suspensión tipo flejes.

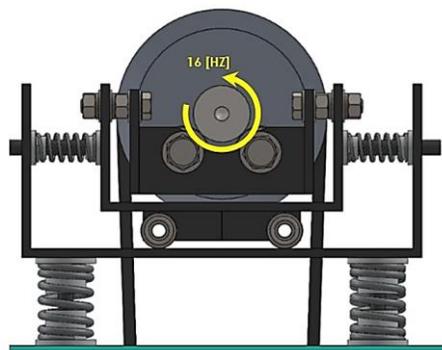


Fig. 2.7: Sistema de suspensión tipo flejes. Fuente: (BURGOS ALCONZ, 2019)

La suspensión tipo flejes (como se muestra en la Fig. 2.7) está conformado mediante uso de dos resortes planos paralelos cuya frecuencia natural se

determina considerándolos como una viga empotrada fija en un extremo y empotrado móvil en el otro mediante el siguiente modelo matemático. (Sánchez, 2000):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{12 * E * I}{\rho * A * L^4}} \quad (2.5)$$

En esta configuración, el sistema del rotor es estáticamente determinado y aplican las reglas usuales de la estática. Midiendo las fuerzas en los rodamientos, estas pueden ser referidas a cualquiera de los otros planos mediante un cálculo geométrico. Por lo tanto, la máquina estará permanentemente ajustada dentro de su capacidad y su intervalo de velocidades, pero los controles del panel necesariamente serán preajustados de acuerdo a la geometría del rotor y la localización relativa de la medición y de los planos de corrección.

Una máquina balanceadora de soportes rígidos (tipo flejes) tendrá el intervalo de operación por abajo de su frecuencia natural, tal como se muestra en la Fig. 2.8:

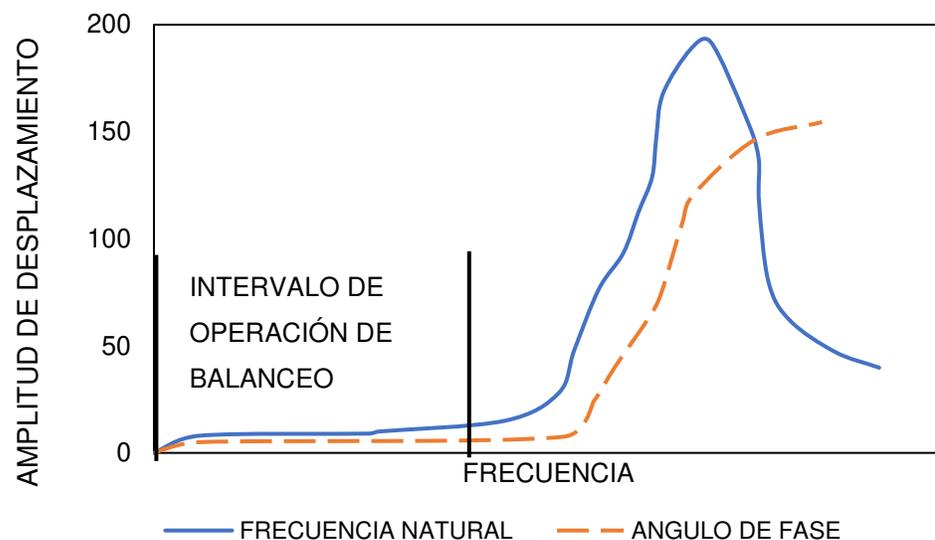


Fig. 2.8: Gráfica amplitud vs Frecuencia de un sistema de suspensión tipo flejes.  
Fuente: (Sánchez, 2000)



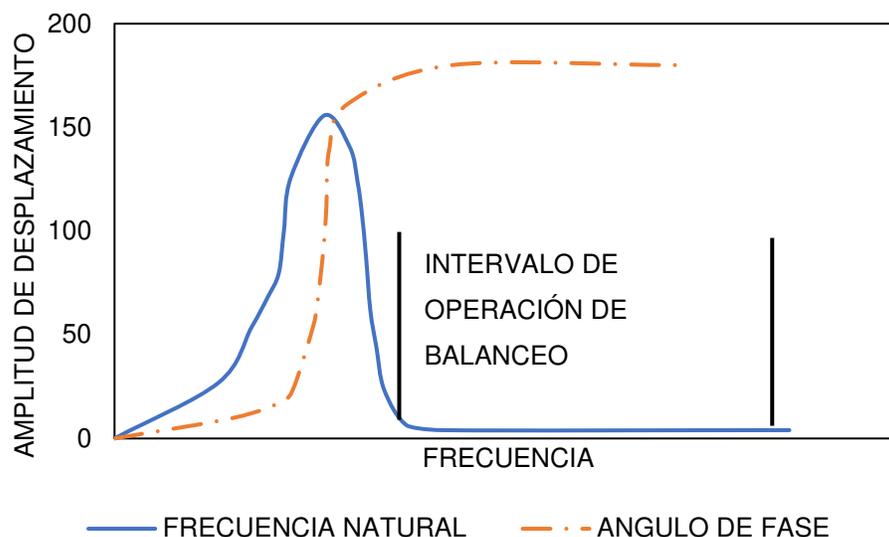


Fig. 2.10: Gráfico Amplitud vs Frecuencia de un sistema de suspensión tipo péndulo.  
Fuente: (Sánchez, 2000)

La frecuencia natural de un sistema de suspensión suave tipo péndulo, muestra que el peso de la pieza de trabajo a ser balanceada no afecta la frecuencia natural del sistema.

Analizando la ecuación que define la frecuencia natural del sistema de suspensión tipo flejes, se observa que la frecuencia natural depende de las propiedades geométricas del fleje y del modo de oscilación, por lo que la frecuencia natural del sistema no es única y además la rigidez de la suspensión que viene dado por el módulo de Young y el momento de inercia, también varía si se varían la sección transversal del fleje.

Por tanto, se tendría que iterar en función de la transmisibilidad, masa del sistema, velocidad angular y propiedades geométricas del fleje, así como satisfacer los esfuerzos permisibles, rigidez y el factor de seguridad de éste.

De igual modo analizando la ecuación que define la frecuencia natural del sistema de suspensión tipo péndulo, vemos que la frecuencia natural es solo función de la longitud del péndulo, esto quiere decir que su sección transversal se puede seleccionar de forma que pueda ser capaz de soportar una amplia gama de pesos sin que afecte la frecuencia natural del sistema para una longitud

dada. Se puede ver que a medida que la longitud aumenta, la frecuencia natural disminuye. (Sánchez, 2000)

### **2.5.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA LA MÁQUINA DE BALANCEO.**

Para este caso particular el banco de balanceo dinámico a diseñar, operará con rotores rígidos, estos trabajarán por arriba de la frecuencia natural del sistema de suspensión; además, al ser un banco de balanceo que cubra un amplio rango de pesos de rotores a balancear, es conveniente que el peso de este, no afecte la frecuencia natural de sistema de suspensión, por último, el uso de técnicas modernas de diseño y materiales ligeros permite que la masa de los elementos móviles sea minimizada incrementando de esta manera la sensibilidad al medir el efecto de las fuerzas no balanceadas facilitando de esta manera el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y fuerzas de inercia.

Por tanto, se concluye que la selección del sistema de suspensión será del tipo péndulo, para el banco de balanceo dinámico de rotores.

### **2.5.3 CÁLCULO DE LONGITUD DE PÉNDULO PARA SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

Una relación de transmisibilidad pequeña permite que una vez balanceado el rotor la fuerza transmitida al bastidor también sea lo mínimo posible. Además, una transmisibilidad pequeña permite también que la señal de vibración predominante sea solo la que proviene del desbalance del rotor y eso significa que los errores del filtrado de las otras armónicas que componen la vibración se reduzcan, logrando así mejores estimaciones de los pesos de balanceo.

$$TR = \frac{F_{tr}}{F_o} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.7)$$

De la ecuación de transmisibilidad se sustituye la velocidad angular en que sucede la frecuencia natural ( $\omega_n$ ) y recordando que la frecuencia del sistema balanceador se encuentra por debajo de la frecuencia del balanceo aplicado, queda lo siguiente:

$$TR = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\sqrt{\frac{g}{l}}}\right)^2 - 1}$$

Se establece para el sistema una frecuencia natural fundamental: con  $\omega_n = 50 \text{ RPM}$ ; por tanto:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{l}} \rightarrow l = \frac{g}{\omega_n^2} = \frac{9.81}{\left(50 * \frac{2\pi}{60}\right)^2} = 0.3578 \text{ m}$$

$$l = 357.8 \text{ mm}$$

Esta longitud cumple con los requisitos, pero no es óptima para un diseño, entonces se vuelve a ensayar con  $\omega_n = 95 \text{ RPM}$ ; por tanto:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{l}} \rightarrow l = \frac{g}{\omega_n^2} = \frac{9.81}{\left(95 * \frac{2\pi}{60}\right)^2} = 0.09912 \text{ m}$$

$$l \approx 100 \text{ mm} \approx 10 \text{ cm}$$

Es importante señalar que para concluir sobre la longitud del elemento péndulo se deben cumplir con los requisitos mínimos, así mismo dicha longitud deberá ser compacta, por tanto, una longitud de 35 cm no cumple con este criterio, por lo que mejor se optará por elegir una longitud de 10 cm especificada en el segundo cálculo.

Otro parámetro importante a tener en cuenta en el diseño es la transmisibilidad del sistema de suspensión, para lo cual, en base al análisis de aislamiento de la vibración (Rao, Singiresu S., 2011), se adopta el criterio de una transmisibilidad máxima del 5%; el procedimiento matemático es el siguiente:

### 2.5.4 Ejemplo de cálculo de trasmisibilidad

Sustituyendo la  $\omega_n = 95 \text{ RPM}$  y con una  $\omega = 800 \text{ RPM}$ ; en la ecuación de trasmisibilidad:

$$TR = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\sqrt{\frac{g}{l}}}\right)^2 - 1} \rightarrow TR = \frac{1}{\left(\frac{800}{95}\right)^2 - 1} * 100 = 1.4303\%$$

Si variamos la velocidad de la rotación del rotor desbalanceado se obtiene en la Tabla 2-4:

Tabla 2-4: Porcentajes de trasmisibilidad

TRANSMISIBILIDAD	
RPM Variables	TR%
200	29.14%
250	16.88%
300	11.14%
400	5.98%
500	3.75%
800	1.43%
900	1.13%
1000	0.91%
1200	0.63%
1400	0.46%
1800	0.28%

De la tabla anterior se obtiene el valor de velocidad para el sistema de balanceo de 435 RPM cumpliendo con el criterio de 5% de trasmisibilidad. Con ello se determina que nuestro sistema sería utilizado para balanceos desde los 435 RPM hasta los 1800 RPM con un peso máximo del mismo de 300 kg.

## 2.6 DISEÑO DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

En este apartado se seleccionará y diseñarán los diferentes componentes del sistema de suspensión. Cabe aclarar que los cálculos de éste, serán más exhaustivos, por lo cual, se hará uso del software de diseño: SolidWorks; en el cual se analizará por separado el efecto de la carga estática debida al peso del rotor y la carga alternante debida a la fuerza critica de desbalance, determinada en el apartado 2.4.

### **Criterio para selección del factor de seguridad:**

Dado que la máquina será sometida a vibraciones forzadas y las cargas que generan dichas vibraciones son moderadas, se recomienda en base a criterios de diseño adoptar un factor de seguridad entre 1.2 y 1.25, sin embargo, en los cálculos posteriores se utilizará un factor de seguridad mas conservador el cual será igual a 1.0.

En la etapa final de cada cálculo de los elementos, el lector podrá constatar que el factor de seguridad real una vez definido el material, será mucho mayor, el cual nos garantiza la seguridad del equipo.

### 2.6.1 ANÁLISIS DE RODAMIENTOS SOSTENEDORES

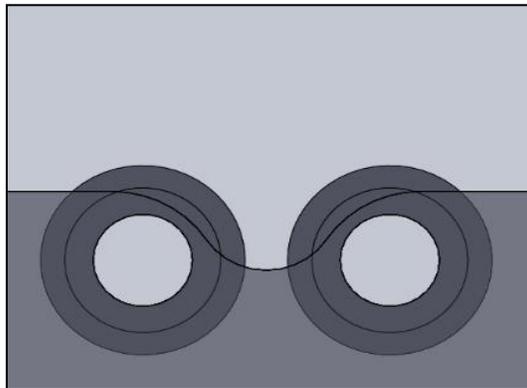


Fig. 2.11: Rodamientos sostenedores. Fuente: Elaboración propia.

Se procede a realizar la sustitución en las ecuaciones (Mott, 2006):

$$C = V * (F_{Rodst} + F_{RodD}) * \left( \frac{L_{10} * n * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.8)$$

En donde:

Factor de rotación:  $V = 1.2$

### Carga estática:

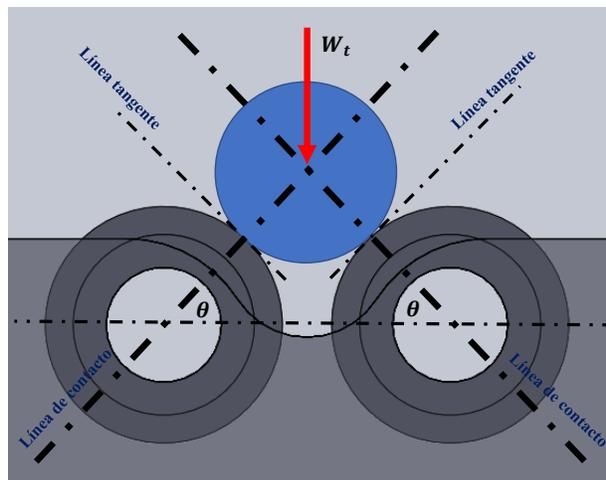


Fig. 2.12: DCL de las líneas de contacto. Fuente: Elaboración propia.

En donde:  $F_{Rod1} = F_{Rod2} = F_{Rodst}$

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje "y" positivo hacia arriba y despejando:

$$F_{Rodst} = \frac{w}{2 \sin \theta} \quad (2.9)$$

En este caso el ángulo máximo al que se va a evaluar es a  $60^\circ$ , ya que es el ángulo máximo de contacto que tendrá el eje del rodete.

Evaluando:

$$F_{Rodst} = \frac{300 * 9.81}{2 * \sin(60)} = 1699.1418 \text{ N} \approx 1700 \text{ N}$$

**Carga alternante:**

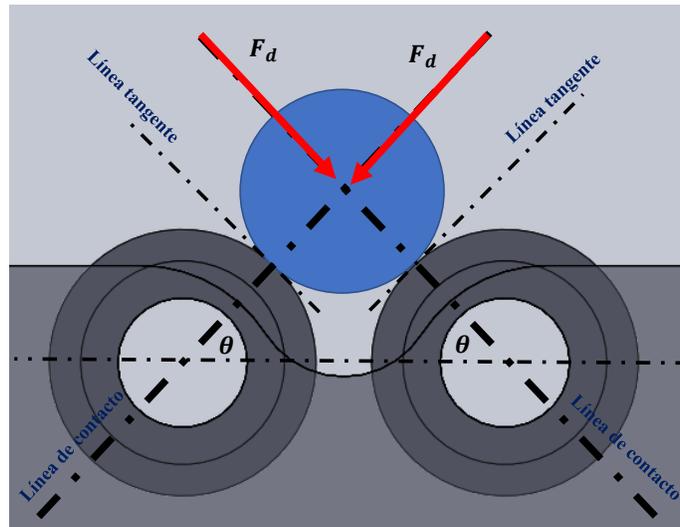


Fig. 2.13: DCL de las fuerzas alternantes en contacto. Fuente: Elaboración propia.

En donde:

$$F_{Rod1} = F_{Rod2} = F_{RodD}$$

Y a simple inspección:

$$F_{RodD} = F_D \text{ y } F_D = F_{cmax}$$

Sustituyendo:

$$F_{RodD} = 3562.56 \text{ N}$$

La vida de diseño en horas del rodamiento tabla 11.4 (Budynas R. G., 2018):

$$L_{10} = 11,000 \text{ horas}$$

La velocidad en rpm del eje es:

$$n = 1800 \text{ rpm}$$

Factor de vida del cojinete:

$$k = 3$$

Sustituyendo en la ecuación de carga dinámica:

$$C = 1.2 * (1700 + 3562.56) * \left( \frac{11,000 * 1800 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 66872.3 \text{ N}$$

Buscando en catálogo (SKF, 2022) se tienen que, las dimensiones del rodamiento escogido son:

Serie de rodamiento: NUP 308 ECML 18

$$D_{ext} = 90 \text{ mm}$$

$$D_{inte} = 40 \text{ mm}$$

$$b = 23 \text{ mm}$$

## 2.6.2 ANÁLISIS DE PLACA PORTA RODAMIENTOS SOSTENEDORES.

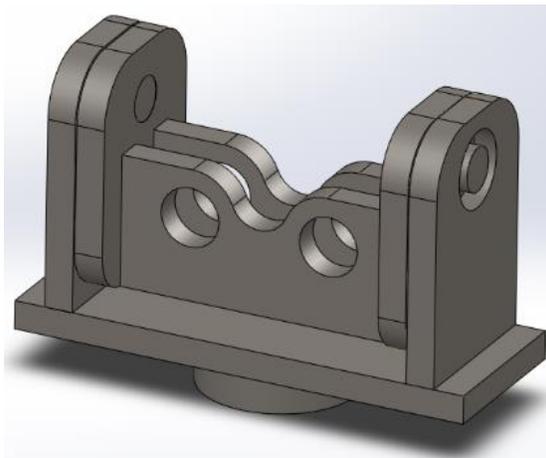


Fig. 2.14: Placa porta rodamientos sostenedores (Pieza N° 2 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

## Análisis de fatiga:

### Carga estática

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye el peso del rodete transmitido por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de 60° respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_{st} = \frac{1700}{2} = 850 \text{ N}$$

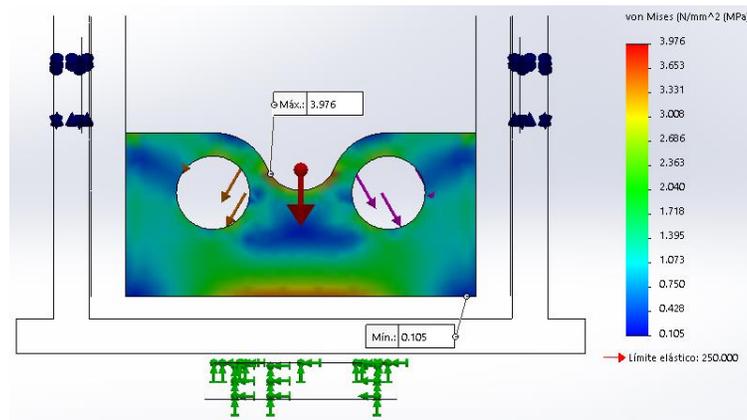


Fig. 2.15: Esfuerzos de Von Mises a carga estática en placa porta-rodamientos sostenedores. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 3.976 \text{ MPa}$$

### Carga alternante

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye la carga alternante transmitida por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de  $60^\circ$  respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_D = \frac{3.56 \text{ kN}}{2} = 1780 \text{ N}$$

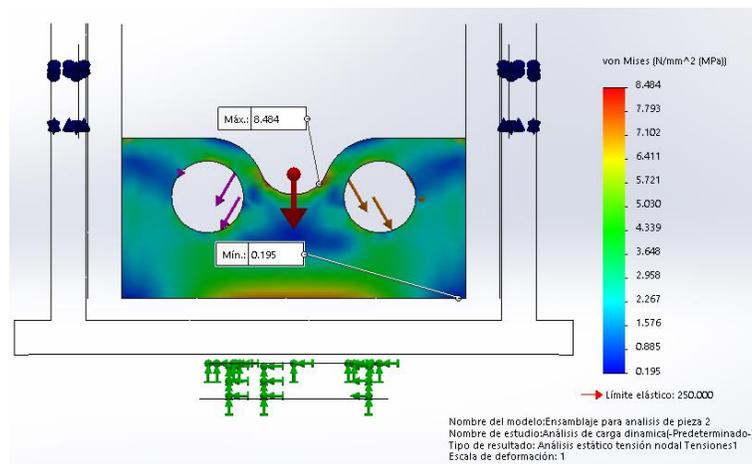


Fig. 2.16: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante en placa porta rodamientos sostenedores. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 8.434 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D & (2.10) \\ \sigma_{max} &= 12.41 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} & (2.11) \\ \sigma_{min} &= 3.976 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.12)$$

$$\sigma_m = 8.193 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.13)$$

$$\sigma_a = 4.217 \text{ MPa}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f} \quad (2.14)$$

Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$

$$S'_n = 0.5 * S_{ut} \quad (2.15)$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (2.16)$$

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$

Para este caso hay que utilizar un  $d_e$  y este estará en el rango de entre 0.11 y 2 pulg, o entre 2.79 y 51 mm.

Sustituyendo:

$$d_e = 0.808 * \sqrt{0.01905 * 48.9 * 10^{-3}}$$

$$d_e = 24.7 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * (24.7)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.85$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6-4 mostrada en anexos. (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará la tabla 6-5 mostrada en anexos. (Budynas R. G., 2018), seleccionando un porcentaje de confiabilidad del 50%:

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (2.17)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.85 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 24.52 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2.18)$$

$$\sigma_m = 8.193 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 4.217 \text{ MPa} \quad S_n = 24.52 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{4.217}{24.52 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{8.193}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 9.03 \text{ MPa}$$

Se puede observar que luego de realizar el análisis de carga a la fatiga se obtiene un valor de esfuerzo de  $9.03 \text{ MPa}$ . De acuerdo a la tabla A-20 mostrada en anexos (Budynas R. G., 2018) se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

### 2.6.3 DISEÑO DE LAS PLACAS LATERALES DE SUJECIÓN

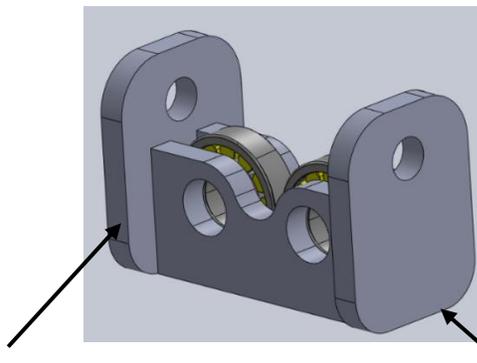


Fig. 2.17: Placas laterales de sujeción (Pieza N° 10 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

#### **Análisis de fatiga:**

##### **Carga estática**

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad

- Se distribuye el peso del rodete transmitido por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de  $60^\circ$  respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_{st} = \frac{1700}{2} = 850 \text{ N}$$

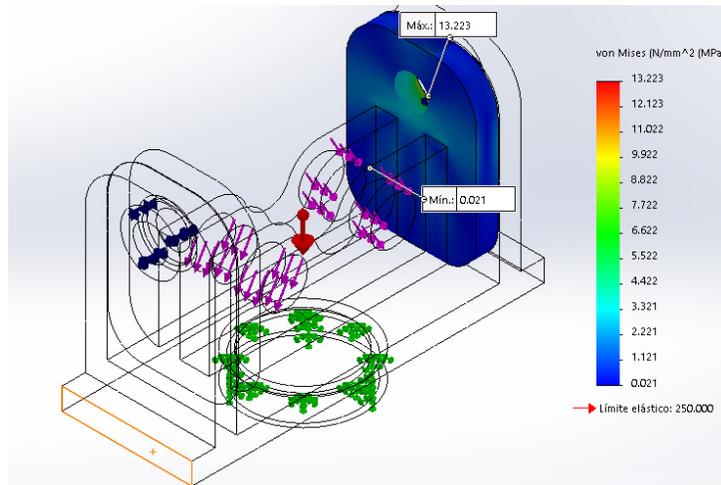


Fig. 2.18: Esfuerzos de Von Mises a carga estática de placas laterales de sujeción.  
Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 13.223 \text{ MPa}$$

### Carga alternante

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye la carga alternante transmitida por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de  $60^\circ$  respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_D = \frac{3.56 \text{ kN}}{2} = 1780$$

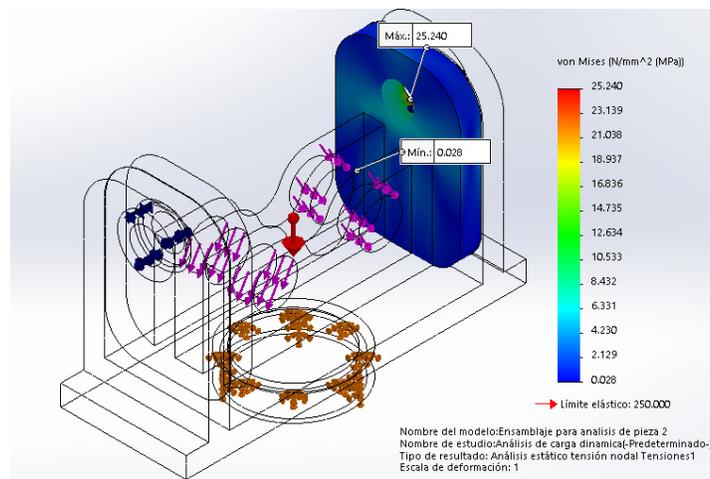


Fig. 2.19: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante de placas laterales de sujeción.  
Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 25.240 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 38.463 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 13.223 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_m &= 25.843 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a &= 12.62 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$

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

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$

Para este caso hay que utilizar un  $d_e$  y este estará en el rango de entre 0.11 y 2 pulg, o entre 2.79 y 51 mm se calcula con la siguiente formula:

Sustituyendo:

$$d_e = 0.808 * \sqrt{0.01905 * 0.1224}$$

$$d_e = 39.02 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24 * (39.02)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.84$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4. (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará la tabla 6.5. (Budynas R. G., 2018) seleccionando un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor:

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.84 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 24.234 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 25.843 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 12.62 \text{ MPa} \quad S_n = 24.234 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{12.62}{24.234 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{25.843}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 32.13 \text{ MPa}$$

Al igual que en el análisis de fatiga anterior, se calculó el esfuerzo ultimo resultando este de  $32.13 \text{ MPa}$ . De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018) se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

#### 2.6.4 DISEÑO DE PILARES DE SUJECIÓN PARA CAJA DE SOPORTE

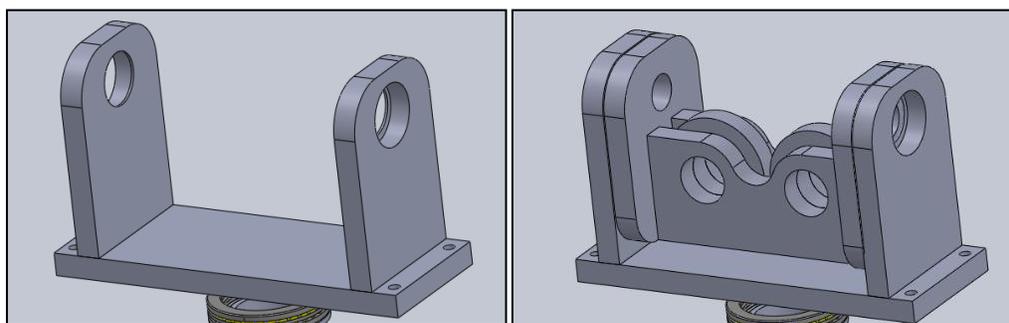


Fig. 2.20: Pilares de sujeción y caja de soporte (Pieza N° 11 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

#### Análisis de fatiga:

##### Carga estática

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye el peso del rodete transmitido por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de  $60^\circ$  respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_{st} = \frac{1700}{2} = 850 \text{ N}$$

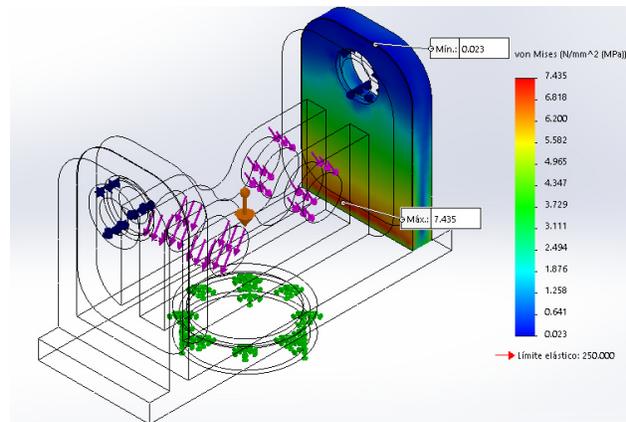


Fig. 2.21: Esfuerzos de Von Mises a carga estática de pilares de sujeción. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 7.435 \text{ MPa}$$

### Carga alternante

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye la carga alternante transmitida por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de  $60^\circ$  respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_D = \frac{3.56 \text{ kN}}{2} = 1780$$

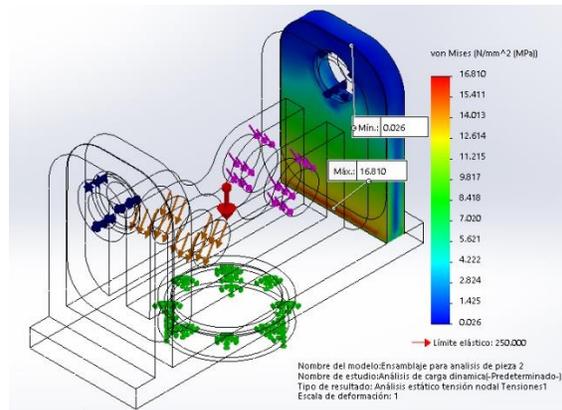


Fig. 2.22: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante de pilares de sujeción. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 16.810 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 24.245 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 7.435 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_m &= 15.84 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a &= 8.405 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$

Para este caso hay que utilizar un  $d_e$  y este estará en el rango de entre 0.11 y 2 pulg, o entre 2.79 y 51 mm se calcula con la siguiente formula:

$$d_e = 0.808 * \sqrt{0.01905 * 0.1143}$$

$$d_e = 37.7 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24 * (37.7)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.841$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4 mostrada en anexos. (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.5 (Budynas R. G., 2018):

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.841 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 24.263 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 15.84 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 8.405 \text{ MPa} \quad S_n = 24.263 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{8.405}{24.263 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{15.84}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 18.674 \text{ MPa}$$

En este análisis el esfuerzo ultimo nos da un resultado de 18.674 MPa. De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018) se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

## 2.6.5 DISEÑO DE PLACA SUPERIOR

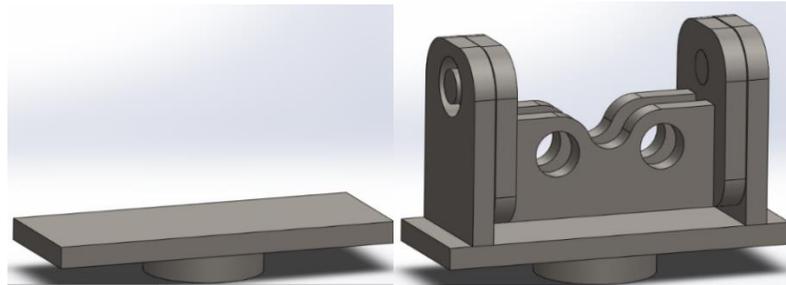


Fig. 2.23: Placa superior (Pieza N° 1 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

### Análisis de fatiga:

#### Carga estática

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye el peso del rodete transmitido por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de 60° respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_{st} = \frac{1700}{2} = 850 \text{ N}$$

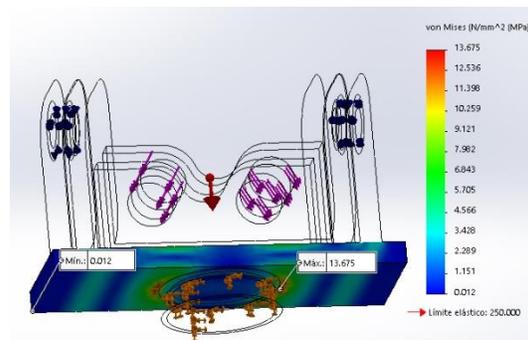


Fig. 2.24: Esfuerzos de Von Mises a carga estática de placa superior. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 13.675 \text{ MPa}$$

### Carga alternante

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se distribuye la carga alternante transmitida por los rodamientos hacia la placa con un ángulo de  $60^\circ$  respecto de la horizontal con un valor de:

$$F_D = \frac{3.56 \text{ kN}}{2} = 1780$$

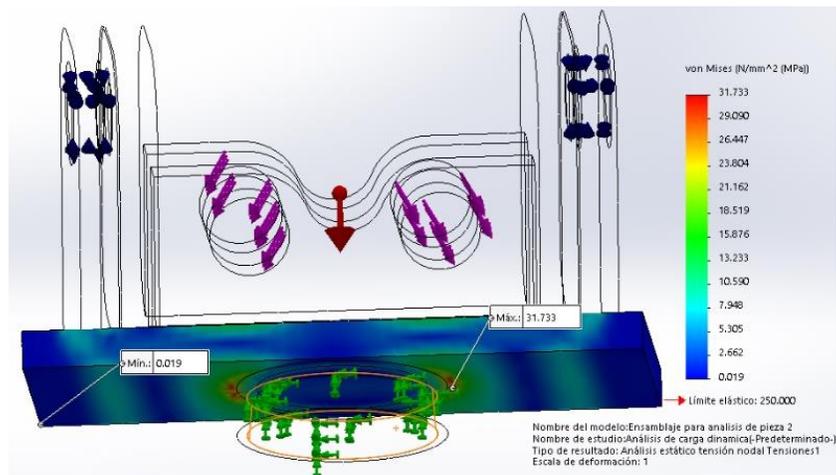


Fig. 2.25: Esfuerzos de Von Mises a carga alternante de placa superior. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 31.733 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 45.408 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 13.675 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = 29.542 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = 15.867 \text{ MPa}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$ .

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$ .

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

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$ .

Para este caso hay que utilizar un  $d_e$  y este estará en el rango de entre 0.11 y 2 pulg, o entre 2.79 y 51 mm se calcula con la siguiente formula:

$$d_e = 0.808 * \sqrt{0.01905 * 0.1143}$$

$$d_e = 37.7 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * (37.7)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.841$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4 (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.5 (Budynas R. G., 2018):

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.841 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 24.263 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 29.542 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 15.867 \text{ MPa} \quad S_n = 24.263 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{15.867}{24.263 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{29.542}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 38.542 \text{ MPa}$$

El esfuerzo último en este caso resulta ser  $38.542 \text{ MPa}$ . De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018), se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

## 2.6.6 DISEÑO DE ELEMENTO CENTRAL

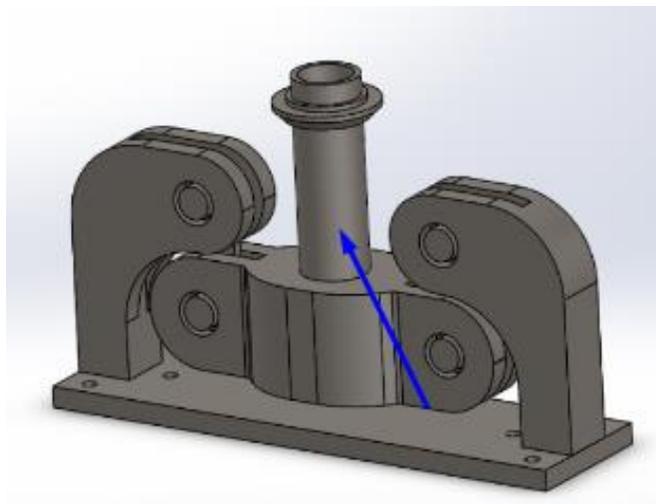


Fig. 2.26: Elemento central (Pieza N° 5 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

## Análisis de fatiga:

### Carga estática

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el peso del rodete.
- Se considera el efecto de la gravedad

$$F_{st} = 2.943 \text{ kN}$$

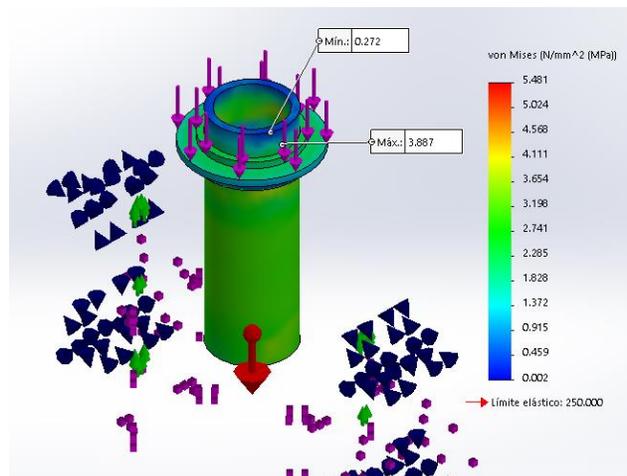


Fig. 2.27: Simulación a carga estática de elemento central. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 3.887 \text{ MPa}$$

### Carga alternante.

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad.
- Se considera el efecto de toda la fuerza centrífuga crítica.

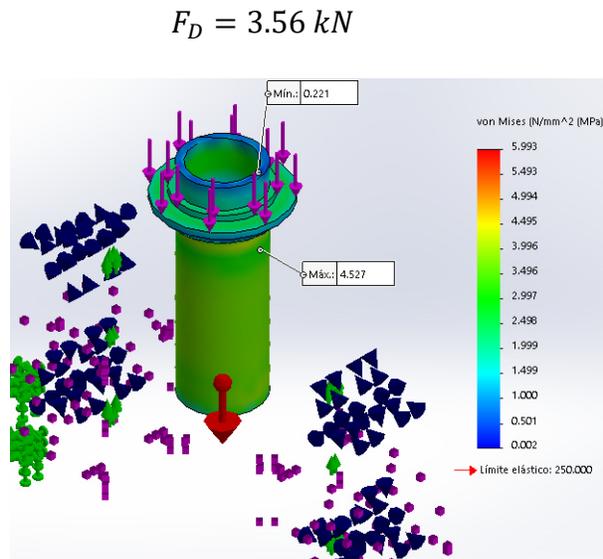


Fig. 2.28: Simulación a carga alternante de elemento central. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 4.527 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 8.414 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 3.887 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_m &= 6.15 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a &= 2.2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$ .

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$ .

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

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$ .

Para este caso el diámetro del tubo de 2", este estará en el rango de entre 0.11 y 2 pulg, o entre 2.79 y 51 mm se calcula con la siguiente formula:

$$k_b = 1.24 * (51)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.814$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4. (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.5 (Budynas R. G., 2018):

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.814 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 23.50 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 6.15 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 2.2 \text{ MPa} \quad S_n = 23.50 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{2.2 \text{ Mpa}}{24.263 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{6.15 \text{ Mpa}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 6.50 \text{ MPa}$$

**Análisis de pandeo de elemento central.**

$$D_{ext} = 2 \text{ pulg}$$

$$t = 5 \text{ mm}$$

$$L_{\text{tubo}} = 7 \text{ pulg}$$

Para este análisis del elemento central (ver Fig. 2.25) se realizará en base al procedimiento del subtema “13.3 Columnas que tienen varios tipos de soportes” (Hibbeler, 2011).

En este caso se tiene un caso de “extremos fijos” por lo cual se tomará una  $K = 0.5$ , tal como aparece en la Fig. 2.25:

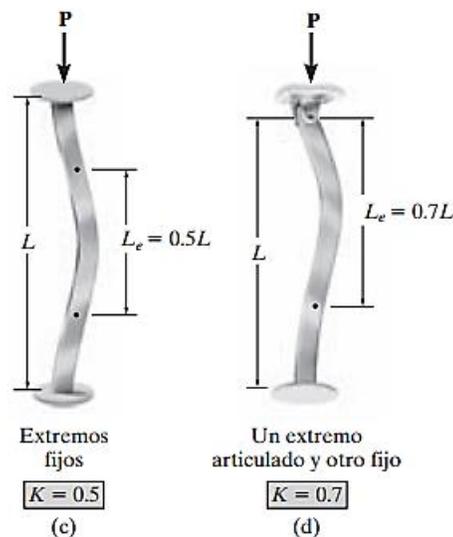


Fig. 2.29 : Configuraciones para análisis de pandeo. Fuente: (Hibbeler, 2011).

Calculando la esbeltez efectiva del tubo:

$$e_{ef} = \frac{K * L}{r} \quad (2.19)$$

En donde:

$r$ : radio de giro

$K$ : factor de pandeo, en este caso  $K = 0.5$

$L$ : longitud total de la columna (tubo), en este caso  $L_t = 7 \text{ pulg}$

Para calcular el radio de giro se dispone de la siguiente formula:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{64} * (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{\frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2)}} \quad (2.20)$$

Sustituyendo:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{64} * ((2)^4 - (2 - 2 * \frac{5}{25.4})^4)}{\frac{\pi}{4} * ((2)^2 - (2 - 2 * \frac{5}{25.4})^2)}}$$

$$r = 0.641281 \text{ pulg} = 0.01629 \text{ m}$$

Sustituyendo en la ecuación para calcular la esbeltez efectiva del tubo:

$$\frac{kL}{r} = e_{ef} = \frac{K * L}{r} = \frac{0.5 * 16}{0.641281} = 5.4578$$

$$e_{ef} \cong 5.46$$

Ahora se comparará con la esbeltez crítica utilizando la siguiente formula:

$$\left(\frac{kL}{r}\right)_c = e_c = \frac{K * L}{r} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_{yc}}} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 199.95}{248.2}} = 3.9877$$

$$e_c \cong 4$$

$$\left(\frac{kL}{r}\right)_c \leq \frac{kL}{r} \leq 200$$

Por lo tanto, se debe aplicar la ecuación siguiente para determinar el esfuerzo permisible.

Calculando el esfuerzo permisible del tubo:

$$\sigma_{perm} = \frac{12\pi^2 * E}{23 * e_{ef}^2} \quad (2.21)$$

En este caso la ecuación incluye un F.S. de 1.92 según la norma AISC:

Sustituyendo:

$$\sigma_{perm} = \frac{12 * \pi^2 * (199.95)}{(23) * (5.46)^2} = 34.5736 \text{ MPa}$$

Este es el esfuerzo máximo permisible justo antes del pandeo.

El esfuerzo último en este caso resulta ser de 6.50 MPa y el esfuerzo antes de que ocurra pandeo es de 34.6MPa. De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018), se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

### 2.6.7 DISEÑO DEL SOPORTE INFERIOR

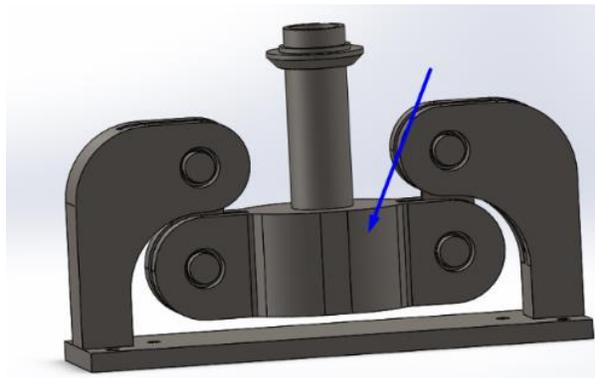


Fig. 2.30: Soporte inferior (Pieza N° 6 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

#### **Análisis fatiga:**

#### **Carga estática**

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el peso del rodete.
- Se considera el efecto de la gravedad

$$F_{st} = 2.943 \text{ kN}$$

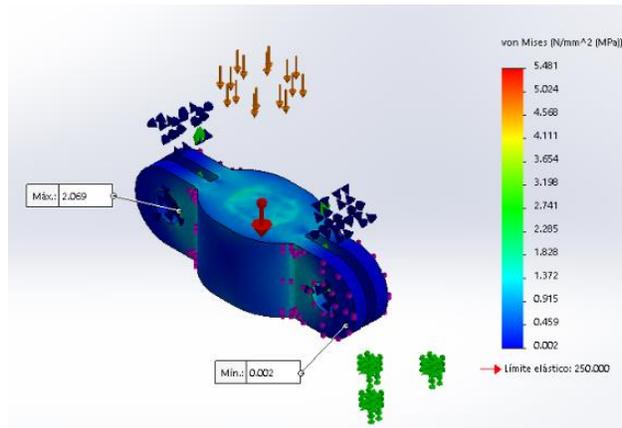


Fig. 2.31: Análisis de carga estática de soporte inferior. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 2.069 \text{ MPa}$$

### Carga alternante

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad.
- Se considera el efecto de toda la fuerza centrífuga crítica.

$$F_D = 3.56 \text{ kN}$$

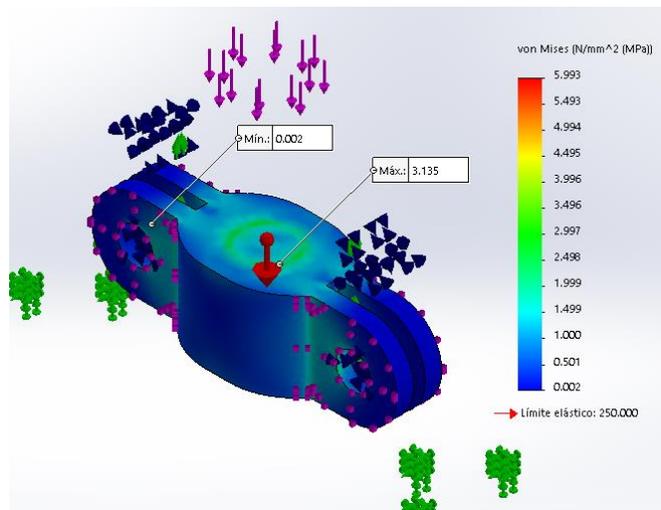


Fig. 2.32: Análisis a carga alternante de soporte inferior. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 3.135 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 5.204 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 2.069 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_m &= 3.637 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a &= 1.569 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$ .

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$ .

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

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$ .

Para este caso hay que utilizar un  $d_e$  y este estará en el rango de entre 0.11 y 2 pulg, o entre 2.79 y 51 mm se calcula con la siguiente formula:

$$d_e = 0.808 * \sqrt{0.1143 * 0.1016}$$

$$d_e = 87.0726 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * (87.07)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.77$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4 (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.5 (Budynas R. G., 2018):

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.77 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 22.21 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 3.637 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 1.567 \text{ MPa} \quad S_n = 22.21 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{1.567 \text{ MPa}}{22.21 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{3.637 \text{ MPa}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 3.822 \text{ MPa}$$

El esfuerzo último en este caso resulta ser 3.9 MPa. De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018), se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

## 2.6.8 DISEÑO DE PÉNDULOS

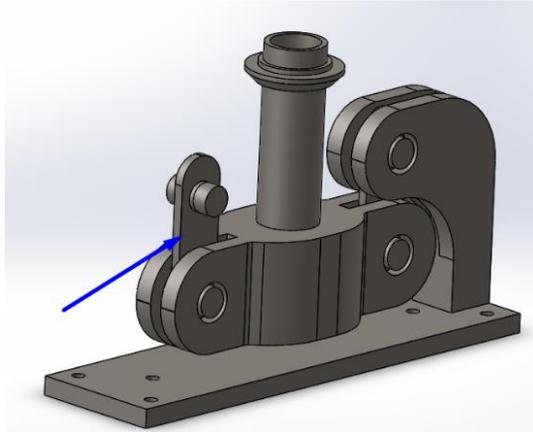


Fig. 2.33: Péndulos de sistema de suspensión (Pieza N° 4 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

### Análisis de fatiga:

#### Carga estática

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el peso del rodete.
- Se considera el efecto de la gravedad

$$F_{st} = 2.943 \text{ kN}$$

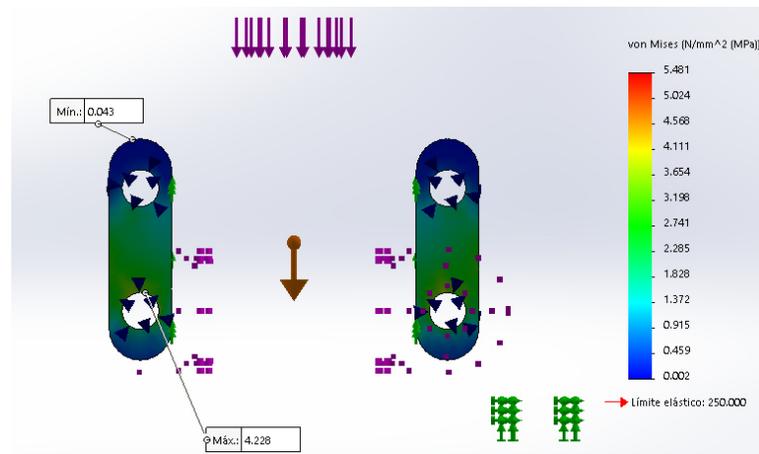


Fig. 2.34: Análisis de carga estática de sistema de suspensión. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 4.228 \text{ MPa}$$

### Carga alternante

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad.
- Se considera el efecto de toda la fuerza centrífuga crítica.

$$F_D = 3.56 \text{ kN}$$

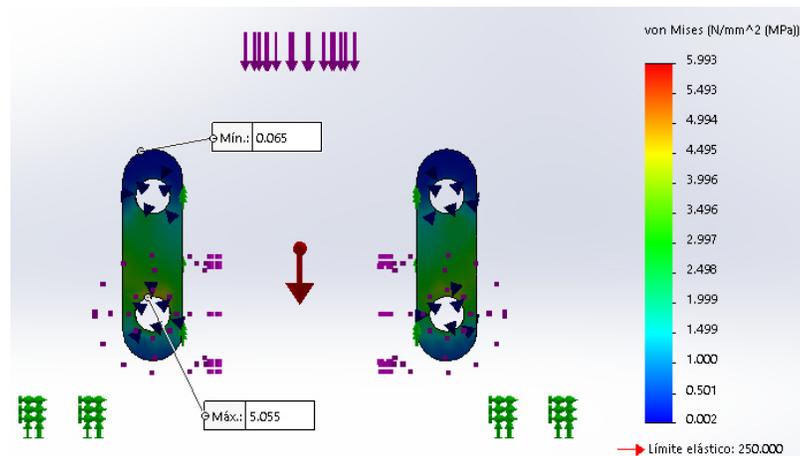


Fig. 2.35: Análisis de carga alternante del sistema de suspensión. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 5.055 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 9.283 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 4.228 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{mx} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = 6.76 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 2.53 \text{ MPa}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$ .

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$ .

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

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$ .

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual:

$$k_b = 1$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga axial entonces:

$$k_c = 0.85$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4 (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.5 del libro (Budynas R. G., 2018):

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 1 * 0.85 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 24.52 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 6.76 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 2.53 \text{ MPa} \quad S_n = 24.52 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{2.53 \text{ MPa}}{24.52 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{6.76 \text{ MPa}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 7.185 \text{ MPa}$$

El esfuerzo último en este caso resulta ser 7.185 MPa. De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018) se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006 laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

## 2.6.9 DISEÑO DE COLUMNAS SOPORTE DE PÉNDULOS.

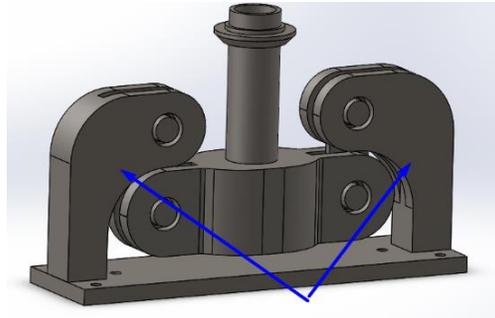


Fig. 2.36: Columna de soporte de péndulo (Pieza N° 9 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

### Análisis de fatiga:

#### Carga estática

Mediante el software de SolidWorks se analizó la pieza mostrada anteriormente, obteniéndose el valor de esfuerzo de Von Mises para carga estática los resultados de la simulación son:

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se considera el peso del rodete.

$$F_{st} = 2.943 \text{ kN}$$

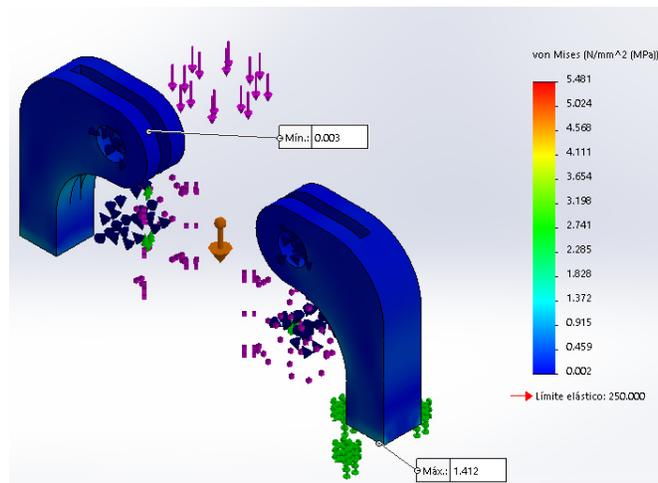


Fig. 2.37: Análisis de carga estática de soporte de péndulo. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga estática:

$$\sigma_e = \sigma_{st} = 1.412 \text{ MPa}$$

### Carga alternante.

Condiciones de carga:

- Se considera el efecto de la gravedad
- Se considera el efecto de la fuerza centrífuga crítica.

$$F_D = 3.56 \text{ kN}$$

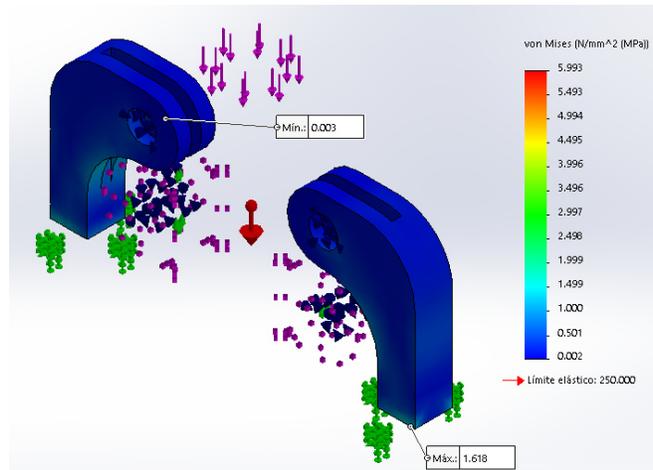


Fig. 2.38: Análisis de carga alternante del soporte de péndulo. Fuente: Elaboración propia.

Se obtiene un esfuerzo de Von Mises para la carga alternante:

$$\sigma_e = \sigma_D = 1.618 \text{ MPa}$$

Luego de haber calculado el esfuerzo producido por la carga estática y el esfuerzo producido por la carga alternante se procede a calcular los esfuerzos máximos y mínimos:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{st} + \sigma_D \\ \sigma_{max} &= 3.03 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{st} \\ \sigma_{min} &= 1.412 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzos medios y alternos de los obtenidos por Von Mises:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_m &= 2.221 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ \sigma_a &= 0.809 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Con estos resultados se procede a analizar los esfuerzos por fatiga. Para este cálculo se utilizará el siguiente método. (Budynas R. G., 2018):

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_n$ .

$$S'_n = 0.5 * S_{ut}$$

- Factor de modificación de la condición superficial  $k_a$ .

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

$$k_a = 57.7 * S_{ut}^{-0.718}$$

- Factor de modificación del tamaño  $k_b$ .

Sustituyendo:

$$d_e = 0.808 * \sqrt{0.0508 * 0.06115}$$

$$d_e = 45.034096 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24 * (45.034096)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.8250737$$

- Factor de modificación de la carga  $k_c$

Para carga a flexión entonces:

$$k_c = 1$$

- Factor de modificación de la temperatura  $k_d$

Para ello se seleccionará una temperatura ambiente de 25 °C obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.4 (Budynas R. G., 2018):

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad  $k_e$

Para ello se utilizará la siguiente tabla seleccionando un porcentaje de confiabilidad del 50% obteniendo el siguiente valor de la tabla 6.5 del libro (Budynas R. G., 2018):

$$k_e = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos  $k_f$

Para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Dado que se desconoce el material, se considera un factor de sensibilidad de la muesca igual a 1.

$$k_f = 1$$

Con todos los factores calculados se procede sustituir en la ecuación del esfuerzo a la fatiga  $S_n$ :

$$S_n = \frac{57.7 * S_{ut}^{-0.718} * 0.825 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * S_{ut})}{1}$$

$$S_n = 23.80 * S_{ut}^{0.282}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 2.221 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 0.809 \text{ MPa} \quad S_n = 23.80 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{0.809 \text{ MPa}}{23.80 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{2.221 \text{ MPa}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Utilizando un factor de seguridad igual a uno se obtiene un  $S_{ut}$  de:

$$S_{ut} = 2.282 \text{ MPa}$$

El esfuerzo último en este caso resulta ser 2.3 MPa. De acuerdo a la tabla A-20 (Budynas R. G., 2018) se recomienda un material SAE y/o AISI núm. 1006

laminado en caliente. El material seleccionado presenta el esfuerzo ultimo más bajo respecto a los otros materiales que se muestran en la tabla, por tanto, al seleccionar cualquier otro material se garantiza que el elemento no fallará.

### 2.6.10 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

- **Selección de rodamiento para articulación entre soporte inferior y péndulos.**

Para la selección de rodamiento se utilizará la formula planteada para calcular la carga dinámica en el libro (Budynas G. , 2008) y el cálculo de la fuerza equivalente (Mott, 2006).

Rodamiento sometido a carga radial.

$$C = F_e * \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Se procede a realizar la sustitución en las ecuaciones:

$$C = F_e * \left( \frac{L_{10} * n * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C = V * (F_{st} + F_D) * \left( \frac{L_{10} * n * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Luego:

Fuerza estática

$$F_{st} = \frac{W_t * 1.1}{4}$$

Sustituyendo:

$$F_{st} = \frac{(300 * 9.81) * 1.1}{4} = 809.325 \text{ N}$$

Fuerza alternante

$$F_D = \frac{F_{cmax}}{4}$$

Sustituyendo:

$$F_D = \frac{3562.56}{4} = 890.64 \text{ N}$$

Factor de vida del cojinete

$$k = 3$$

Sustituyendo en la ecuación de carga alternante

$$C = 1 * (809.3125 + 890.64) * \left( \frac{11,000 * 500 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 11,747.34125 \text{ N}$$

Buscando en catálogo. (SKF, 2022) se tienen: **NU 203 ECP**

Las dimensiones del rodamiento escogido son:

$$D_{ext} = 40 \text{ mm}$$

$$D_{inte} = 17 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

- **Selección del rodamiento intermedio entre el tubo central y la placa superior**

En este caso es un rodamiento de carga axial y carga radial el cual agregará al sistema el tercer grado de libertad, para ello se utilizará el siguiente procedimiento planteado. (Mott, 2006) Considerando siempre carga radial.

Carga dinámica equivalente:

$$C = F_e * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

Los parámetros o variables de diseño tienen el mismo significado que en el análisis anterior salvo por:  $F_e$ , que es la carga dinámica en el cojinete, la cual se calcula así:

$$F_e = V * X * F_R + Y * F_A \quad (2.22)$$

Se procede a realizar la sustitución en las ecuaciones:

$$C = F_e * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C = (V * X * F_R + Y * F_A) * \left(\frac{L_{10} * n * 60}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C = (V * X * F_{st} + Y * (F_{st} + F_D)) * \left(\frac{L_{10} * n * 60}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.23)$$

Fuerza estática:

$$F_{st} = W_t * 1.05$$

Sustituyendo:

$$F_{st} = (300 * 9.81) * 1.05 = 3090.15 \text{ N}$$

Fuerza alternante,  $F_D = F_{cmax}$

Sustituyendo:

$$F_D = 3562.56 \text{ N}$$

Se prosigue con el análisis establecido en las bibliografías mencionadas y se escoge rodamiento en base a los resultados.

Designación de rodamiento: **32012 X**

Las dimensiones del rodamiento escogido son:

$$D_{ext} = 95 \text{ mm}$$

$$D_{inte} = 60 \text{ mm}$$

$$b = 23 \text{ mm}$$

- **Selección de rodamiento de los pilares de sujeción de la caja de soporte**

Rodamiento sometido a carga radial.

$$C = F_e * \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$C = V * (F_{st} + F_D) * \left( \frac{L_{10} * n * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

#### A) Carga estática

$$F_{st} = \frac{W_t * 1.1}{2} = \frac{(300 * 9.81) * 1.1}{2} = 1618.65 \text{ N}$$

#### B) Carga alternante

$$F_D = \frac{F_{cmax}}{2} = \frac{3562.56}{2} = 1781.28 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación de carga dinámica:

$$C = 1 * (1618.65 + 1781.28) * \left( \frac{11,000 * 500 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 23495 \text{ N}$$

Buscando en catálogo. (SKF, 2022) Se escoge el rodamiento con la designación: **N 205 ECP**

Las dimensiones del rodamiento escogido son:

$$D_{ext} = 52 \text{ mm}$$

$$D_{inte} = 25 \text{ mm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

### 2.6.11 SELECCIÓN DE PERNO DE SUJECIÓN ENTRE COLUMNA DE SUJECIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y PÉNDULOS.

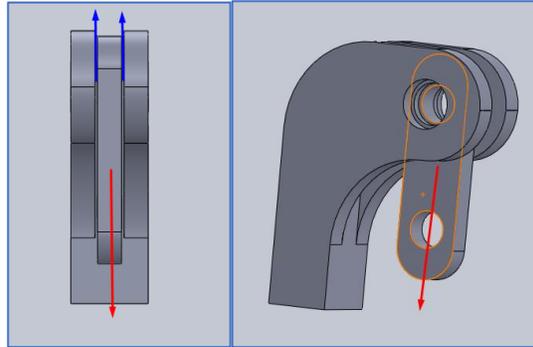


Fig. 2.39: Ubicación del perno a seleccionar. Fuente: Elaboración propia.

Tomando como base preliminar el diámetro interno del rodamiento seleccionado anteriormente para estos componentes, el diámetro del perno será de 5/8" (0.015875 m), el cual a continuación evaluamos.

- Cálculo del esfuerzo a la fatiga.

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

$$S_n = \frac{14.4 * S_{ut}^{-0.718} * 0.97767 * 1 * 0.59 * 0.5 * S_{ut} * 6.89476}{1}$$

$$S_n = 28.63492 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa}$$

- Aplicando el teorema de Goodman modificado.

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Tenemos:

$$\sigma_m = 6.34 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 2.25 \text{ MPa} \quad S_n = 28.63 * S_{ut}^{0.282} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{2.25}{28.63 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{6.34}{S_{ut}} = \frac{1}{20}$$

$$S_{ut} = 196.5 \text{ MPa}$$

Comparando con los valores de resistencia de la Fig. A-, presentada en anexos, todos resultan adecuados, en este caso se escogerá un perno de acero de bajo contenido de carbono, grado 2.

A continuación, definimos la geometría del perno, cabe recalcar que en este punto tomaremos en consideración la recomendación de (Budynas R. G., 2018), lo cual consiste en evitar en la mayor medida posible que el plano de corte, este en la zona roscada del perno.

Por lo tanto, la especificación del perno sería:

Ø	N° de hilos/pulg	Long. Total	Norma	Grado
5/8"	18	3.25 pulg.	UNF	2

- Arandela 5/8W, de 0.095 pulg. de espesor
- Tuerca de 15/16 pulg. de ancho y 35/64 pulg. de espesor.
- Longitud total de rosca (LT) de 1.50 pulg.

Estas mismas dimensiones tendrá el perno ubicado en la unión entre la placa inferior y los péndulos.

#### 2.6.12 SELECCIÓN DE PERNOS ENTRE CAJA SOPORTE Y PILARES.

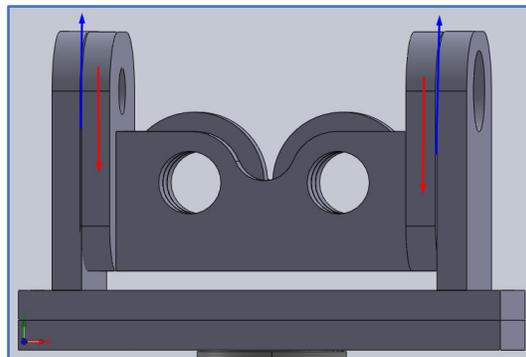


Fig. 2.40: Ubicación del perno de sujeción entre la caja de soporte y el pilar. Fuente: Elaboración propia.

Tomando como base preliminar el diámetro interno del rodamiento seleccionado anteriormente para estos componentes, predefinimos el diámetro del perno de 1" (0.0254 m), el cual a continuación procedemos a evaluar.

Cálculo del esfuerzo a la fatiga:

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

$$S_n = \frac{14.4 * S_{ut}^{-0.718} * 0.97767 * 1 * 0.59 * 0.5 * S_{ut} * 6.89476}{1}$$

$$S_n = 28.6349 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 4.81 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 1.76 \text{ MPa} \quad S_n = 28.63 * S_{ut}^{0.282} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{1.7577}{28.6349 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{4.8069}{S_{ut} * 6.89476} = \frac{1}{20}$$

$$S_{ut} = 138.6 \text{ MPa}$$

Comparando con los valores de resistencia de la Fig. A-, presentada en anexos, todos resultan adecuados, en este caso se escogerá un perno de acero de bajo contenido de carbono, grado 2.

A continuación, definimos la geometría del perno, cabe recalcar que en este punto tomaremos en consideración la recomendación que nos brindan los libros de diseño, lo cual consiste en evitar en la mayor medida posible que el plano de corte, este en la zona roscada.

Por lo tanto, la especificación del perno sería:

Ø	N° de hilos/pulg	Long. Total	Norma	Grado
1"	12	3.75	UNF	2

- Arandela 1W, de 0.165 pulg. de espesor
- Tuerca de 1.5 pulg. de ancho y 55/64 pulg. de espesor.
- Longitud total de roscada del perno: 2.25 pulg.

### 2.6.13 SELECCION DEL PERNO DE SUJECIÓN QUE SOPORTA A LOS RODAMIENTOS SOPORTE DE EJES DE RODETE.

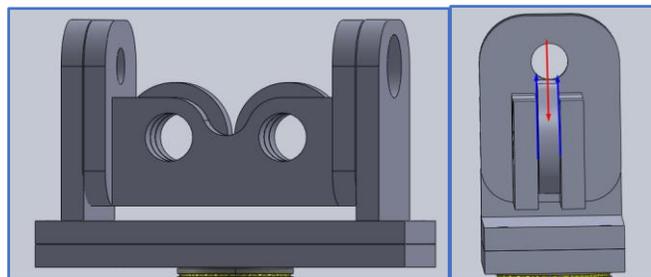


Fig. 2.41: Ubicación del perno de sujeción entre las placas soporte de rodamientos.  
Fuente: Elaboración propia.

Tomando como base preliminar el diámetro interno del rodamiento seleccionado anteriormente para estos componentes, predefinimos el diámetro del perno de 1 ¼" (0.03175 m), a continuación, procedemos a evaluar con dicha geometría.

#### A) Carga estática

$$\tau = \frac{V}{n * A_t} \quad (2.24)$$

$$\tau = \frac{2943 \text{ N}}{1 * (7.9173 * 10^{-4} \text{ m}^2)}$$

$$\tau_{st} = 3.7171 \text{ MPa}$$

Aplicando teorema de energía de distorsión máxima:

$$\tau_{st} = 0.577 \frac{S_p}{n_d} \quad (2.25)$$

$$\tau_{st} = 3.7171 \text{ MPa} = 0.577 \frac{S_p}{1} \rightarrow S_p = 6.44 \text{ MPa}$$

## B) Cálculo de esfuerzo a la fatiga.

$$S_n = \frac{k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_n}{k_f}$$

$$S_n = \frac{14.4 * S_{ut}^{-0.718} * 0.9546 * 1 * 0.59 * 1 * 0.5 * S_{ut}}{1}$$

$$S_n = 27.9602 * S_{ut}^{0.282} \text{ MPa}$$

- Aplicando el teorema de Goodman modificado

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = 11.94 \text{ MPa} \quad \sigma_a = 4.5 \text{ MPa} \quad S_n = 27.96 * S_{ut}^{0.282} \quad S_{ut} = ? \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{4.5}{27.96 * S_{ut}^{0.282}} + \frac{11.94}{S_{ut}} = \frac{1}{10}$$

$$S_{ut} = 188.7 \text{ MPa}$$

Comparando con los valores de resistencia de la Fig. A-, presentada en anexos, todos resultan adecuados, en este caso se escogerá un perno de acero de bajo contenido de carbono, grado 2.

Por lo tanto, la especificación del perno sería:

Ø	Nº de hilos/pulg	Long. Total	Norma	Grado
1 ¼"	12	4.25	UNF	2

- Arandela 1 ¼ W, de 0.165 pulg. de espesor
- Tuerca de 1 7/8 pulg. de ancho y 1 1/16 pulg. de espesor.
- Longitud total de roscada del perno: 4.25 pulg.

#### 2.6.14 DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE LA PLACA SOPORTE DE RODAMIENTO Y LA PLACA SOSTENEDORA.

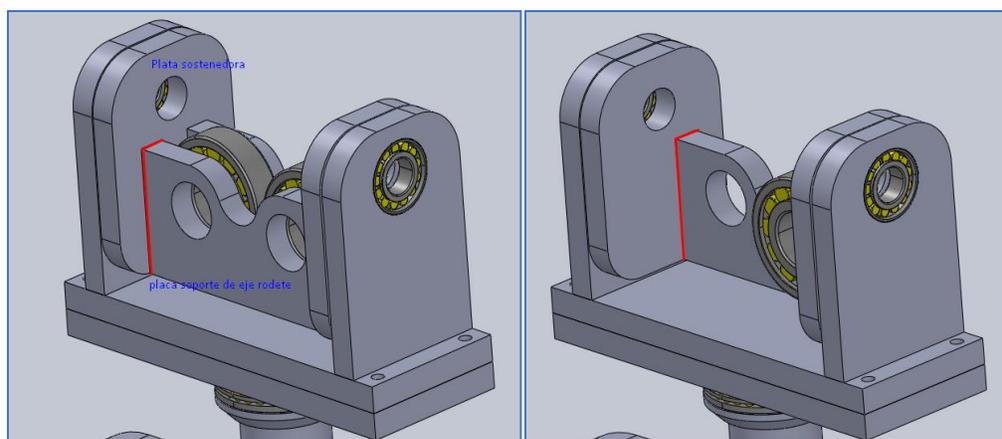


Fig. 2.42: Ubicación de cordón de soldadura entre la placa soporte de rodamiento y placa sostenedora. Fuente: Elaboración propia.

En este caso el cordón de soldadura se aplicará en las secciones marcadas de rojo en la figura anterior, se evaluará para un electrodo E60XX.

#### A) Carga alternante

Esfuerzo cortante primario:

$$\tau'_m = kfs \frac{V_m}{A_s} \quad (2.26)$$

$$\tau'_m = 2.7 * \frac{1083 \left( \frac{N}{mm} \right)}{89.79 * h} = \frac{32.551}{h} \left( \frac{N}{mm} \right)$$

$$\tau'_a = kfs \frac{V_a}{A_s} \quad (2.27)$$

$$\tau'_a = 2.7 * \frac{445.3 \left(\frac{N}{mm}\right)}{89.79 * h} = \frac{13.391 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

Esfuerzo cortante secundario:

$$\tau''_m = kfs \frac{M_m c}{I} \quad (2.28)$$

$$\tau''_m = 2.7 * \frac{1.34 \text{ kN} \cdot \text{mm} (44.45 \text{ mm})}{0.707 * h * 1.3382 * 10^5 \text{ mm}^3} = \frac{4.1193 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

$$\tau''_a = kfs \frac{M_a c}{I} \quad (2.29)$$

$$\tau''_a = 2.7 * \frac{3.25 \text{ kN} \cdot \text{mm} (44.45 \text{ mm})}{0.707 * h * 1.3382 * 10^5 \text{ mm}^3} = \frac{1.6946 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

Esfuerzo cortante equivalente a carga alterna:

$$\tau_a = \sqrt{\tau''_a^2 + \tau'_a^2} \quad (2.30)$$

$$\tau_a = \frac{13.498 \frac{N}{mm}}{h}$$

$$\tau_m = \sqrt{\tau''_m^2 + \tau'_m^2} \quad (2.31)$$

$$\tau_m = \frac{32.811 \frac{N}{mm}}{h}$$

## B) Calculando esfuerzo a la fatiga.

$$S_n = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_n$$

$$S_n = 0.701 * 0.76 * 1.0 * 1.0 * 1.0 * 200$$

$$S_n \approx 106.552 \text{ MPa}$$

- Aplicando el teorema de Goodman modificado

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = \frac{32.811 \frac{N}{mm}}{h} \quad \sigma_a = \frac{13.498 \frac{N}{mm}}{h} \quad S_n = 106.56 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{13.498 \frac{N}{mm}}{h} + \frac{32.811 \frac{N}{mm}}{h} = \frac{1}{1}$$

$$h = 0.21 \text{ mm}$$

Según la recomendación de (Budynas R. G., 2018), sobre el tamaño mínimo de soldadura de filete (ver anexos, Fig. A-), para un espesor de material de 3/4" es de 1/4" (6.35 mm), el cual seleccionamos.

### 2.6.15 DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE LA PLACA LATERAL (PILAR) SOPORTE DE CAJA Y PLACA SUPERIOR.

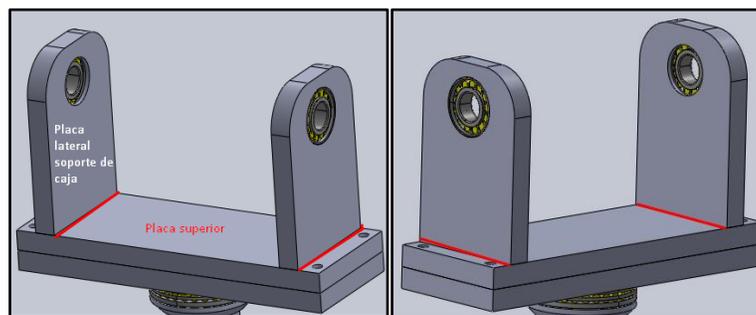


Fig. 2.43: Ubicación del cordón de soldadura entre la placa superior y la placa lateral.  
Fuente: Elaboración propia.

En este caso el cordón de soldadura se aplicará en las secciones marcadas de rojo en la figura anterior, se evaluará para un electrodo E60XX.

**A) Carga alternante**

Esfuerzo cortante primario:

$$\tau'_a = \tau'_m = kfs \frac{V_m}{A_s} = 2.7 * \frac{1781.3 \left(\frac{N}{mm}\right)}{161.62 * h} = \frac{29.76}{h} \left(\frac{N}{mm}\right)$$

Esfuerzo cortante secundario:

$$\tau''_a = \tau''_m = kfs \frac{M_{mC}}{I} = 2.7 * \frac{22.62 \text{ kN} \cdot \text{mm} (9.525 \text{ mm})}{0.707 * h * 2.49 * 10^5 \text{ mm}^3} = \frac{3.306}{h} \left(\frac{N}{mm}\right)$$

Esfuerzo cortante equivalente a carga alterna:

$$\tau_m = \tau_a = \sqrt{\tau''_a{}^2 + \tau'_a{}^2} = \frac{29.941 \frac{N}{mm}}{h}$$

**B) Calculando esfuerzo a la fatiga.**

$$S_n = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_n$$

$$S_n = 0.701 * 0.76 * 1.0 * 1.0 * 1.0 * 200$$

$$S_n \approx 106.503 \text{ MPa}$$

- Aplicando el teorema de Goodman modificado

$$\sigma_m = \frac{29.941 \frac{N}{mm}}{h} \quad \sigma_a = \frac{29.941 \frac{N}{mm}}{h} \quad S_n = 106.50 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{\frac{29.941 \frac{N}{mm}}{h}}{106.50 \text{ MPa}} + \frac{\frac{29.941 \frac{N}{mm}}{h}}{400 \text{ MPa}} = \frac{1}{1}$$

$$h = 0.36 \text{ mm}$$

Según la recomendación de (Budynas R. G., 2018), sobre el tamaño mínimo de soldadura de filete (ver anexos, Fig. A-), para espesor de material de 3/4", es de 1/4" (6.35 mm), el cual seleccionamos

## 2.6.16 DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE EL TUBO CENTRAL Y EL SOPORTE INFERIOR.

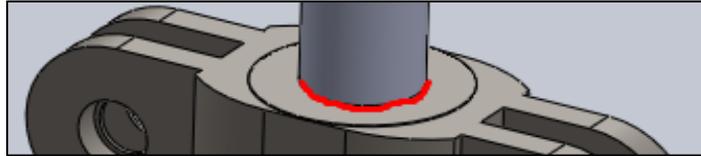


Fig. 2.44: Ubicación del cordón de soldadura entre el tubo central y la placa inferior.  
Fuente: Elaboración propia.

En este caso el cordón de soldadura se aplicará en las secciones marcadas de rojo en la figura anterior, se evaluará para un electrodo E60XX.

### A) Carga alternante

$$\tau'_m = \frac{1.2 * 4298.31 \text{ N}}{1.414 * \pi * h * \frac{60}{2} \text{ mm}} = \frac{38.69}{h}$$

$$\tau'_a = \frac{1.2 * 735.75 \text{ N}}{1.414 * \pi * h * \frac{60}{2} \text{ mm}} = \frac{6.624}{h}$$

### B) Cálculo del esfuerzo a la fatiga.

$$S_n = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_n = 0.701 * 0.76 * 0.85 * 1 * 1 * 200$$

$$S_n \approx 90.528 \text{ MPa}$$

- Aplicando el teorema de Goodman modificado

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\tau'_m = \frac{36.571}{h} \quad \tau'_a = \frac{6.260}{h} \quad S_n = 90.53 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{\frac{6.62}{h}}{90.528 \text{ MPa}} + \frac{\frac{38.7}{h}}{400 \text{ MPa}} = \frac{1}{1}$$

$$h = 0.17 \text{ mm}$$

Según la recomendación de (Budynas R. G., 2018), sobre el tamaño mínimo de soldadura de filete (ver anexos, Fig. A-), es de 1/4" (6.35 mm), el cual seleccionamos.

### 2.6.17 DISEÑO DEL CORDÓN DE SOLDADURA ENTRE LA PLACA SOPORTE INFERIOR Y LAS COLUMNAS DE SUJECIÓN

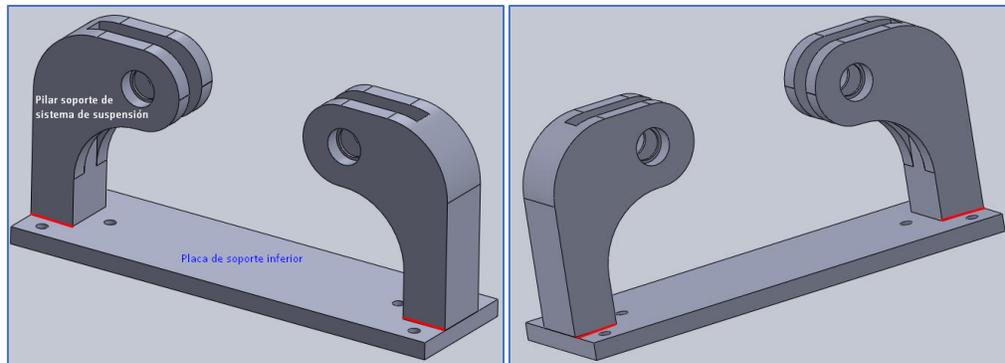


Fig. 2.45: Ubicación del cordón de soldadura entre la placa soporte inferior y las columnas de sujeción. Fuente: Elaboración propia.

En este caso el cordón de soldadura se aplicará en las secciones marcadas de rojo en la figura anterior, se evaluará para un electrodo E60XX.

#### A) Carga estática.

Esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{V_{st}}{A_s} = \frac{0.73575 \text{ kN}}{1.414 * h * b} = \frac{0.73575 \text{ kN}}{1.414 * h * 50.8 \text{ mm}}$$

$$\tau' = \frac{10.243 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{h}$$

Esfuerzo cortante secundario:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{73.87 \text{ kN} \cdot \text{mm} (25.4 \text{ mm})}{0.707 * h * 9.498 * 10^4 \text{ mm}^3}$$

$$\tau'' = \frac{27.942 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{h}$$

Esfuerzo cortante equivalente a carga estática:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \frac{29.76 \frac{N}{mm}}{h}$$

Determinando h de cordón, para esfuerzo permisible según código AISC.

$$n = \frac{0.60Sy}{\tau} \rightarrow 1 = \frac{0.60 * 345MPa}{\frac{29.76 \frac{N}{mm}}{h}} \rightarrow h = 0.144 \text{ mm}$$

## B) Carga alternante

Esfuerzo cortante primario:

$$\tau'_m = kfs \frac{V_m}{A_s} = 2.7 * \frac{1181.07 \left(\frac{N}{mm}\right)}{71.831 * h} = \frac{32.551 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

$$\tau'_a = kfs \frac{V_a}{A_s} = 2.7 * \frac{445.3 \left(\frac{N}{mm}\right)}{71.831 * h} = \frac{16.739 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

Esfuerzo cortante secundario:

$$\tau''_m = kfs \frac{M_m c}{I} = 2.7 * \frac{118.58 \text{ kN} \cdot \text{mm} (25.4 \text{ mm})}{0.707 * h * 9.498 * 10^4 \text{ mm}^3} = \frac{121.105 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

$$\tau''_a = kfs \frac{M_a c}{I} = 2.7 * \frac{44.71 \text{ kN} \cdot \text{mm} (25.4 \text{ mm})}{0.707 * h * 9.498 * 10^4 \text{ mm}^3} = \frac{45.66 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

Esfuerzo cortante equivalente a carga alterna:

$$\tau_a = \sqrt{\tau''_a^2 + \tau'_a^2} = \frac{128.985 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

$$\tau_m = \sqrt{\tau''_m^2 + \tau'_m^2} = \frac{48.63 \left(\frac{N}{mm}\right)}{h}$$

## C) Calculando esfuerzo a la fatiga.

$$S_n = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_n$$

$$S_n = 0.701 * 0.76 * 1.0 * 1.0 * 1.0 * 200$$

$$S_n \approx 106.503 \text{ MPa}$$

- Aplicando el teorema de Goodman modificado

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = \frac{121.105}{h} \left( \frac{N}{mm} \right) \quad \sigma_a = \frac{45.66}{h} \left( \frac{N}{mm} \right) \quad S_n = 106.503 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 400 \text{ MPa}$$

Sustituyendo:

$$\frac{\frac{45.66}{h} \left( \frac{N}{mm} \right)}{106.503 \text{ MPa}} + \frac{\frac{121.105}{h} \left( \frac{N}{mm} \right)}{400 \text{ MPa}} = \frac{1}{1}$$

$$h = 0.73 \text{ mm}$$

Según la recomendación de (Budynas R. G., 2018), sobre el tamaño mínimo de soldadura de filete (ver anexos, Fig. A-), para espesor de material de 2" es de 3/8" (9.525 mm), el cual seleccionamos.

## 2.7 DISEÑO DE LAS TORRES DE SOPORTE

Las torres, cumplen la función de soporte de los rotores a ser balanceados y del sistema de suspensión, en base al diseño tomado como modelo, las torres se diseñarán basado en valores comercialmente disponibles de perfil en C.

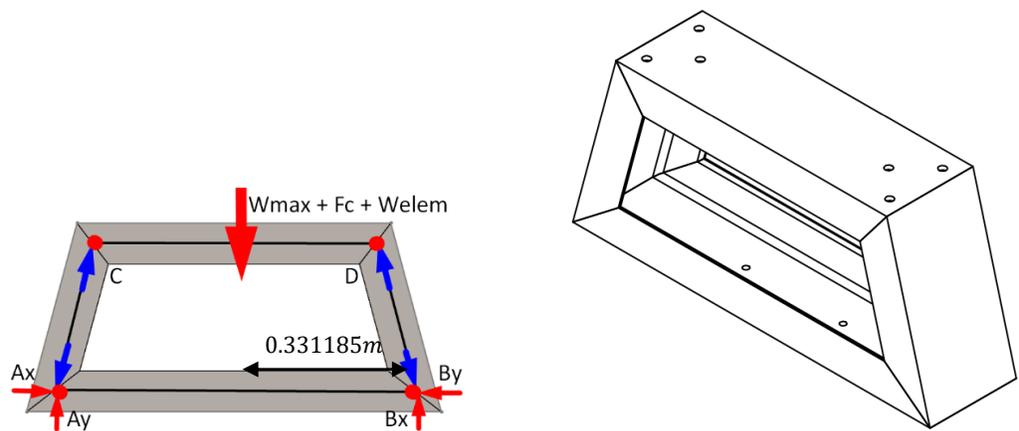


Fig. 2.46: Torre de soporte (Pieza N° 15 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

### Consideraciones generales para el análisis:

- El peso que estará soportando las torres de soporte será; el peso del rotor máximo a balancear + la fuerza centrífuga + el peso de los elementos que están sobre esta, datos previamente obtenidos.
- Para determinar las reacciones en la base de esta, se aplicará un análisis nodal de la estructura.
- Debido a la geometría de la torre, se puede aplicar simetría.

### Datos de entrada:

$$F_{max.sobre\ torre} = \frac{W_{rotor} + F_{centrifuga} + W_{elementos}}{2} \quad (2.32)$$

$$F_{max.sobre\ torre} = 3398.65\ N$$

$$F_{min.sobre\ torre} = \frac{W_{rotor}}{2}$$

$$F_{min.sobre\ torre} = 1471.5\ N$$

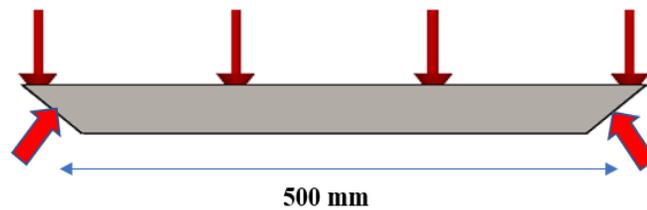


Fig. 2.47: Esfuerzos en barra principal. Fuente: Elaboración propia.

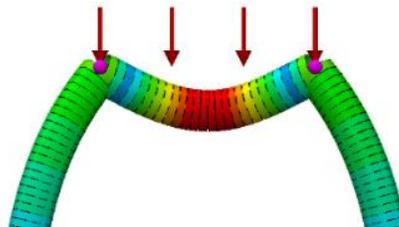


Fig. 2.48: Simulación de torre de soporte en SolidWorks. Fuente: Elaboración propia.

Por lo que se procede a efectuar el análisis en este elemento de la torre.

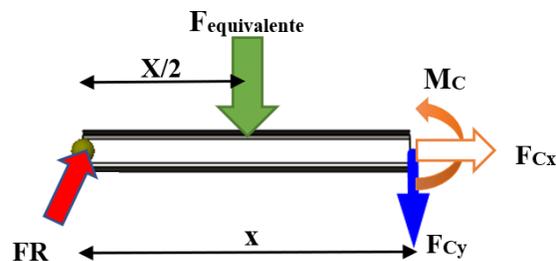


Fig. 2.49: Diagrama esfuerzo cortante de elemento crítico.

### **Análisis de momento flector y esfuerzos cortantes, para elemento crítico.**

Mediante una simulación en el software de diseño, SolidWorks, se determinó que el elemento en el que se concentra la mayor cantidad de esfuerzo es en la barra superior como se muestra en Fig. 2.44.

De lo que se obtiene:

$$\begin{array}{lll}
 \sum Fy = 0 \text{ (fuerza cortante)} & \sum Fx = 0 \text{ (fuerza normal)} & \sum Mcorte = 0 \\
 R_{cy} - F_{equivalente} - V = 0 & R_{Ax} + F_{cx} = 0 & \\
 V = Ry - 2F(x) & F_{cx} = -R_{Ax} & Mc = -Fx^2 + R_{Ay}(x)
 \end{array}$$

### Cálculo de los esfuerzos-Carga alternante

Primero procedemos a identificar los esfuerzos alternos y medios para cada carga.

Definimos:  $F_{min} = 1471.5N$  y  $F_{max} = 3398.65N$

$$F_{alt} = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{3398.65 N - 1471.5N}{2} = 963.6N$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{3398.65N + 1471.5N}{2} = 2435.08N$$

De las ecuaciones anteriores procedemos a sustituir los valores de F medios y alternos correspondientes:

Tabla 2-5: Valores medios y alternos de Fx y Momento cortante.

Tipo de carga	Fcx(N)	Momento cortante (N.m)
Carga mínima	197.7	92.0
Carga máxima	456.6	212.4
Valores medios	327.1	152.2
Valores Alternos	129.5	60.2

### Esfuerzos de Flexión

Tenemos:  $\sigma_m = \frac{MC}{I}$  esfuerzo de flexión medio.

$$\sigma_a = \frac{MC}{I} k_f \text{ esfuerzo de flexión alterno.}$$

**Para el cálculo de la inercia:**

Consideraciones para el análisis:

- Nos basamos en dimensiones de perfiles en "C" comerciales.

**Datos de entrada:**

Tomamos, Polín C 6 x2"x 0.0709" ASTM A36

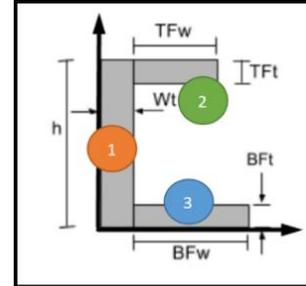


Fig. 2.50: Perfil de las vigas de las torres de soporte. Fuente: Elaboración propia.

**Cálculo de Inercial:**

Aplicando la teoría de ejes paralelos para cada elemento y se obtiene:

$$I = \frac{1}{12} b h^3 + A_i D_{ejes}$$

$$I = 1\,567\,936.31 \text{ mm}^4 = 1.568 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

**Para el cálculo del concentrador de esfuerzos:**

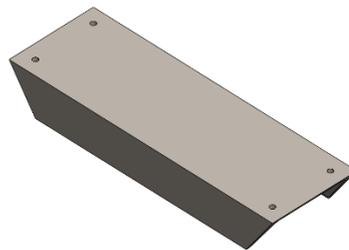


Fig. 2.51: Concentradores de esfuerzo en viga superior. Fuente: Elaboración propia.

**Datos de entrada:**

Tenemos 4 agujeros de 9.53 mm de diámetro cada uno, en una viga polín c de 152.4 mm de diámetro, aplicamos.

$$\frac{d}{w} = 0.0625$$

### Cálculo de concentrador:

Ahora nos vamos a las gráficas.

para:  $k_{t \text{ compresión}} = 2.78$

para:  $k_{t \text{ flexión}} = 1.51$

Sustituyendo:

$$\sigma_m = \frac{M_m C}{I} \quad (2.33)$$

$$\sigma_m = \frac{(295.205 \text{ Nm})(0.0112 \text{ m})}{1.568 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 1.087 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{MC}{I} k_f \quad (2.34)$$

$$\sigma_a = \frac{(111.332 \text{ Nm})(0.0112 \text{ m})}{1.568 \times 10^{-6} \text{ m}^4} \times 1.51 = 0.6496 \text{ MPa}$$

**Esfuerzo de compresión**  $\sigma = \frac{F}{A}$

Donde F es la reacción en x, la cual comprime la viga.

### Esfuerzo de compresión medio.

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A} = \frac{1779.64 \text{ N}}{0.0004572 \text{ m}^2} = -0.7156 \text{ MPa}$$

### Esfuerzo de compresión alterno.

$$\sigma_a = \frac{671.14}{0.0004572 \text{ m}^2} \times 2.78 = -0.787 \text{ MPa}$$

Ahora se procede a determinar el esfuerzo equivalente alterno y medio, utilizando la teoría de la energía de distorsión máxima.

### Consideraciones para el análisis:

- Como no hay cortante, esta se simplifica a:  $\sigma_{ea} = \sigma_a$  y  $\sigma_{em} = \sigma_m$
- La condición más crítica será en la superficie donde se suman de esfuerzos de compresión.
- Se determina el material mínimo que soportara.

$$\sigma_{ea} = 1.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} = 1.802 \text{ MPa}$$

Luego se aplica:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S'_n}{k_f}$$

$$k_a = 1.58 S_u^{-0.085} \text{ (Rectificado)}$$

$$k_c = 1 \text{ (flexion)}$$

$$k_b = 0.884 \text{ (con un diámetro}$$

$$k_d = 1 \text{ (temperatura ambiente)}$$

equivalente de 0.94")

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Aplicando Goodman Modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{1.5 \text{ MPa}}{0.698 S_u^{0.915}} + \frac{1.802 \text{ MPa}}{S_u} = \frac{1}{\eta} \text{ (tamamos } \eta = 1)$$

$$S_u = 10.28 \text{ Mpa}$$

De la tabla A.20 del libro de (Budynas R. G., 2018), el material mínimo que soporta será: 1006 AISI, las vigas son hechas de acero A-36 lo cual es mucho más resistente que el 1006 AISI, lo cual implica que soportará tal carga. De la tabla A.20 del libro de (Budynas R. G., 2018), el material mínimo que soporta será: 1006 AISI, las vigas son hechas de acero A-36 lo cual es mucho más resistente que el 1006 AISI, lo cual implica que soportará tal carga.

## 2.8 DISEÑO DE LA BASE

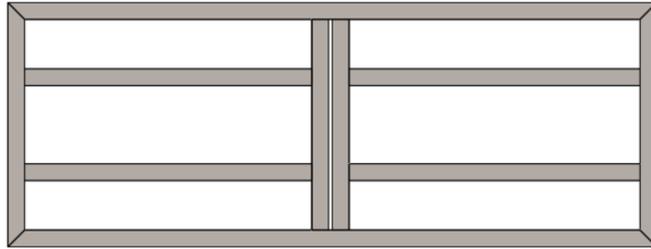


Fig. 2.52: Geometría de la base (Pieza N° 19 de ensamble). Fuente: Elaboración propia.

### Consideraciones para el análisis:

- Sobre la base recae el peso total de toda la estructura más la del rotor a balancear, por lo cual la base solo está sometida a esfuerzos de compresión en el área paralela a las fuerzas.
- En base a los modelos tomados como referencia, el perfil de la base es “C”

### Datos de entrada:

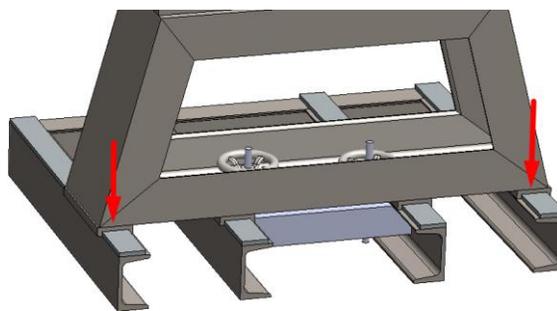


Fig. 2.53: Puntos de la base sometido a carga alternante. Fuente: Elaboración propia.

Fmin. Sobre base (N)	2104.25
Fmax. Sobre base (N)	3692.95

**Cálculo de reacciones:**

Aplicando las ecuaciones;  $\sum M_B = 0$ ,  $\sum Fy = 0$ , determinamos:

Tabla 2-6: Reacciones medias y alternas resultantes en la base.

Fmin/cada viga (N)	1052.12
Fmax/cada viga (N)	2430.03
Falterna (N)	688.96
Fmedia (N)	1741.08

**Análisis de fatiga:**

Esfuerzo de compresión sobre la base:

$$\sigma_{\text{medio}} = 1.65 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{alterno}} = 0.65 \text{ Mpa}$$

Se aplica:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S'_n}{k_f}$$

$$k_a = 1.58 S_u^{-0.085} \text{ (Rectificado)}$$

$$k_c = 1 \text{ (flexion)}$$

$$k_b = 0.8452 \text{ (con un diámetro}$$

$$k_d = 1 \text{ (temperatura ambiente)}$$

equivalente)

Aplicando Goodman Modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{0.65 \text{ MPa}}{0.6677 S_u^{0.915}} + \frac{1.65 \text{ MPa}}{S_u} = \frac{1}{\eta} \text{ (tamamos } \eta = 1)$$

$$S_u = 5.279 \text{ Mpa}$$

De la tabla A.20 del libro de (Budynas R. G., 2018), el material mínimo que soporta será: 1006 AISI, las vigas son hechas de acero A-36 lo cual es

mucho más resistente que el 1006 AISI, lo cual implica que soportará con creces tal carga.

### 2.8.1 DISEÑO DE LA SOLDADURA EN LA BASE DE LA TORRE.

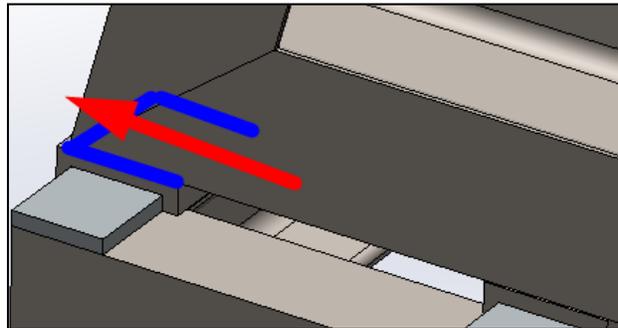


Fig. 2.54: Perfil del cordón de soldadura de la base. Fuente: Elaboración propia.

#### Consideraciones generales para el análisis:

- Consideramos un cordón de soldadura de tipo filete alrededor de la base de la torre, tal y como se muestra en la Fig. 2-50.
- Para el cálculo del cordón de soldadura solo se considerarán las fuerzas cortantes, las cuales se ejercen sobre el eje x, tal y como se muestra en la Fig. 2-50.
- En material base en la soldadura es acero A-36, del que se investigó, están fabricadas las platinas comercialmente disponibles, además de ser un material con una muy buena soldabilidad.

#### Datos de entrada:

$$F_{max. \text{ sobre soldadura}} = 456.6 \text{ N}$$

$$F_{min. \text{ sobre soldadura}} = 197.7 \text{ N}$$

### Cálculo esfuerzo:

Según la geometría del cordón de soldadura tipo filete, se tiene las siguientes propiedades según la tabla 9-2 de (Budynas R. G., 2018)

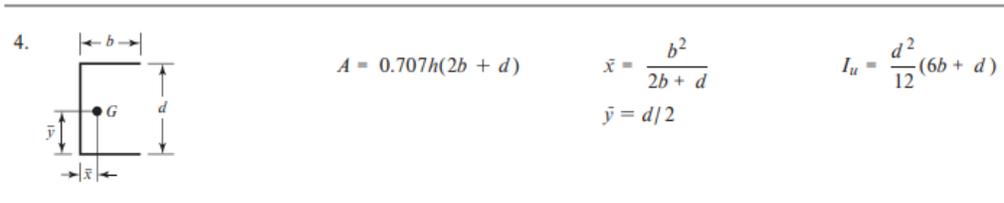


Fig. 2.55: Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete. Fuente: Elaboración propia.

Con la finalidad de que los esfuerzos reales no pueden exceder los esfuerzos permisibles, se considerará los factores de concentración de esfuerzo de fatiga que se recomienda en (Budynas R. G., 2018).

Sustituyendo:

$$\tau = \frac{F}{A} K_{fs} \rightarrow \frac{F}{0.707h(2b + d)} * K_{fs} = \frac{F}{0.707h(2b + d)} * 2.7$$

Obteniendo:

$$\tau_m = \frac{6246.8}{h} \quad \tau_a = \frac{2471.81}{h}$$

### Cálculos de fatiga:

Se aplica:

$$S_n = \frac{k_a k_b k_c k_d k_e S'_n}{k_f}$$

$$k_a = 0.94 \text{ (Rectificado)}$$

$$k_c = 0.85 \text{ (Axial)}$$

$$k_b = 0.852 \text{ (con diámetro equivalente).}$$

$$k_d = 1 \text{ (temperatura ambiente)}$$

$$S'_n = 200 \text{ Mpa}$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1$$

Aplicando Goodman Modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{\frac{2471.81}{h}}{136.15 \text{ Mpa}} + \frac{\frac{6246.8}{h}}{400 \text{ Mpa}} = \frac{1}{\eta} \quad (\text{tomamos la condición crítica, } \eta = 1)$$

$$h = 0.0000338 \text{ m}$$

De esto se concluye que un cordón de soldadura de 3/16" será suficiente, con esta altura de filete se procede a escoger material de aporte para la soldadura, en este caso se utilizará la tabla 9.3 del libro (Budynas R. G., 2018), en donde podemos ver que con el electrodo número E6013 será más que suficiente, pues el esfuerzo último es superior al del metal base.

## 2.9 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

### Consideraciones generales:

Según los parámetros tomados de los modelos de banco de balanceo, la transmisión de potencia se diseñará para banda plana, esto debido a las ventajas que presentan, las cuales son:

- Se emplean principalmente cuando la distancia entre centros de árboles sea elevada.
- Permiten configuraciones cruzadas, es decir, transmisión de potencia entre dos ejes no paralelos.
- Existe la posibilidad de obtener la longitud deseada, por unión entre extremos, Suelen ser delgadas, por lo que el efecto de fuerza centrífuga es menor. Esto implica que puedan operar con poleas pequeñas a altas velocidades.



De lo que observamos que, según los datos del catálogo (Habasit, 2019), ver anexos, Fig. A-, aplican para nuestro caso solamente la poliamida A2, A3 y A4, por consideraciones de espacio y resultado de evaluar las diferentes alternativas, se selecciona finalmente poliamida A-3.

### **Cálculo del ancho de banda**

Primeramente, determinamos la potencia de diseño ( $H_d$ ), lo cual se determina mediante:

$$H_d = H_{nom} k_s n_d \quad (2.37)$$

Donde:

$k_s$ , es el factor de servicio, para desviaciones de la carga (en nuestro caso tomamos el factor de 1.3 el cual es para carga intermitente).

$n_d$ , es un factor de diseño (para este caso se recomienda 1.05)

$H_{nom}$ , es la potencia nominal, en este caso la del motor, calculado en el numeral 2.10.3.

De lo cual se obtiene:

$$H_d = 9.15 \text{ HP}$$

Con este valor, determinamos que el torque de diseño es de:

$$427 \text{ lbf. pulg} \quad 48.25 \text{ N-m}$$

Determinamos la tensión permisible máxima, mediante la ecuación:

$$F_{1a} = b F_a C_p C_v \quad (2.38)$$

Donde:

$$F_{1a} = \text{Tensión permisible máxima}$$

$$b = \text{ancho de la banda}$$

$F_a =$  Tensión permitida recomendada por el fabricante

$C_p =$  factor de corrección de la polea

$C_v =$  Factor de corrección de la velocidad

Al sustituir, obtenemos:

Tabla 2-7: Parámetros para determinar espesor de banda.

Tensión permitida recomendada por fabricantes (N/m)	36000
Para correas de poliamida, uretano y otros, utilice el factor CV = 1.	
Factor de corrección de polea (12.5 cm = 5")	0.7
$F_{1a}$ - Tensión permisible máx. (N)	25200 b

Sustituyendo en la ecuación:

$$F_2 = (F_1)_a - \frac{2T}{d} \quad (2.39)$$

Se obtiene:  $\frac{2T}{d} = 772$

Todos los resultados anteriores, los sustituimos en la ecuación:

$$\frac{F_1 - k}{F_2 - k} = e^{f\theta} \rightarrow \frac{F_1 - k}{F_2 - k} = e^{0.8 * \pi}$$

$$\frac{25200b - 501.233b}{(25200b - 772) - 501.233b} = 12.345$$

De lo que obtenemos:  $b = 34.0\text{mm}$ , tomamos el valor inmediato superior, que es de  $40\text{mm}$ .

## 2.10.2 SELECCIÓN DE DIMENSIONES DE POLEA MOTRIZ

Para el diseño de las poleas, nuevamente nos basaremos en las recomendaciones que nos brinda Habasit en su guía de ingeniería para selección de banda motriz.

### Directrices para el diseño de poleas para correas planas

- Material de las poleas: Para velocidades periféricas  $v \leq 35$  m/s, es preferible elegir poleas de hierro fundido. Para  $v > 35$  m/s, utilice poleas de acero o de hierro fundido de mayor resistencia, nuestro caso es este último, puesto que la velocidad de la banda alcanza valores de 70 m/s, tomamos como material de banda acero A36.
- Anchura de las poleas: La anchura de las poleas debe ser por lo menos de 1,05 a 1,1 veces la anchura de la correa, en nuestro caso será:  
$$\text{Ancho} = 40 \cdot 1.1 = 44 \text{ mm, tomando el inmediato superior, } 50 \text{ mm}$$
- Diámetro de las poleas: Se debe respetar la relación de transmisión requerida para la aplicación. Se debe respetar el diámetro de polea mínimo según la hoja de datos del producto de la correa plana, en nuestro caso, el diámetro de polea mínimo es de 12.5 cm, básicamente, las poleas pueden tener cualquier dimensión. Sin embargo, respetaremos el diámetro estándar según la norma ISO 22, en este caso, el valor de diámetro mínimo anteriormente seleccionado, está dentro de las consideraciones de esta norma, por lo cual tomamos este.
- Abombamiento de polea: Para evitar que las correas planas se salgan de la polea, como mínimo una de las poleas debe ser abombada, preferiblemente la polea de mayores dimensiones, o la polea con el mayor arco de contacto.

Normalmente, las poleas comerciales están abombadas según la norma ISO 22, la altura de abombamiento para nuestro según dicha normativa es de 0.3mm.

A continuación, se muestra la tabla resumen del proceso de selección anterior:

Tabla 2-8: Dimensiones de polea motriz.

Anchura de Polea (mm)	50
Diámetro (externo) de polea (mm)	125
Diámetro (interno) de polea (mm)	60
h de Abombamiento (mm)	0.3

### 2.10.3 SELECCIÓN DE MOTOR.

Para la selección del motor hacemos uso de los parámetros definidos en los capítulos anteriores, con lo cual aplicamos.

$$T_{inercia} = \left[ I_1' + I_{eje2} \frac{\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2}{\eta} \right] \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2.40)$$

Donde:

$$I_1' = I_{motor} + I_{polea} \quad (2.41)$$

De los datos de catálogos de los distribuidores de motores marca WEG, en el país, se tiene:

$$I_{motor} \quad 0.00945 \text{ kg m}^2$$

Para determinar la inercia de la polea motriz, aplicamos:

$$I_{polea} = \frac{\gamma \pi R^4 B}{2g} \quad (2.42)$$

Sustituyendo determinamos:

$$\text{Inercia polea:} \quad 0.0916 \text{ lbm. in}^2 \quad 0.01034 \text{ kg. m}^2$$

Obteniendo:

$$T_{inercia} = \left[ (0.00945 \text{ kg } m^2 + 0.01034 \text{ kg } m^2) + 37.5 \text{ kg} \cdot m \frac{\left(\frac{1350}{3500}\right)^2}{0.95} \right] \frac{366.52 \text{ rad/s}}{150 \text{ s}}$$

Torque inercia:            14.37392 N.m    o   127.219946 lbf. pulg

Finalmente:

Potencia del motor:    7.065 HP

En base al catálogo tomado como base, tomamos el valor superior más cercano, por lo que tomamos un motor de 7.5 HP.

### 3.0 PROPUESTA DE EQUIPO DE MEDICIÓN DE DATOS

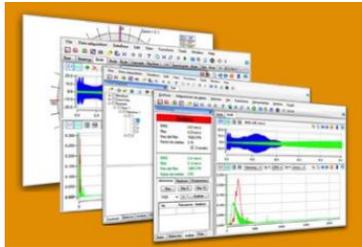
Luego de haber realizado el diseño del conjunto de elementos que componen el banco didáctico de balanceo, se procederá a seleccionar un equipo de medición para capturar datos y poder evaluar el desbalance que poseen los diferentes rotores a analizar. Para ello, se mostrará como propuesta el siguiente analizador, detallando las características técnicas mínimas que deberá cumplir, ya que en el mercado existe una amplia variedad de equipos los cuales tienen la misma aplicación.

#### 3.1 SELECCIÓN DE EQUIPO PARA ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL BANCO DE BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES.

##### 3.1.1 ALCANCE

El suministro se considera integral para el sistema: DigivibeMX M10, por lo cual cualquier accesorio o equipamiento necesario para la operación o mantenimiento del producto suministrado deberá ser incluido. A continuación, se detalla el alcance de este suministro:

Tabla 3-1: Detalle del Alcance de Suministros.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD REQUERIDA	ESPECIFICACIONES GENERALES
1	Software de: DigivibeMX M10	1	

- 
- 2 Interfaz de cuatro canales modelo GX 400 con salida de conector USB 1



- 
- 3 Acelerómetro con sensibilidad 100 mV/g modelo AC500 2P, con cables y base magnética incluida 2



- 
- 4 Sensor óptico laser con salida analógica modelo OP-20, con base magnética y cables incluidos. 1



- 
- 5 Computadora portátil modelo: ThinkPad E590 1



6 Kit de pesos de prueba de 0.2 a 13 gramos 1



7 Báscula digital para determinar valor de la masa de prueba de balanceo 1



### 3.1.2 DESCRIPCIÓN DE LOS PRODUCTOS REQUERIDOS

Tabla 3-2: Descripción de los productos requeridos.

ITEM	DESCRIPCIÓN	SOLICITADO POR EIM - UES	
1	Software DigivibeMX M10	Compatibilidad:	ASCII, el cual contenga la información de los canales de la interfaz.
		Reportes automáticos de balanceo:	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Valores para cada corrida separados en tablas</li> <li>• Tendencia de la evolución del balanceo en r.m.s y valores filtrados.</li> <li>• FFT en cascada para cada plano</li> <li>• Señales en dominio del tiempo en formato de cascada</li> <li>• Gráficos polares</li> <li>• Espectro final.</li> </ul>

		El software debe incluir:	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Calculadora de balanceo de 1 y 2 planos</li> <li>• Balanceo serial</li> <li>• Desbalanceo residual</li> <li>• Calculadora de Grado de Balanceo</li> <li>• Pesos separados</li> <li>• Pesos combinados</li> <li>• Profundidad de perforación</li> <li>• Tamaño de placa</li> <li>• Calculadora de masas de prueba</li> <li>• Cambio de radio</li> </ul>
		Debe incluir las siguientes pantallas:	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diagrama de BODE</li> <li>• Respuesta en frecuencia</li> <li>• Modo de balanceo en bases flotantes.</li> </ul>
<b>2</b>	Interfaz de cuatro canales modelo GX 400 con salida de conector USB	Modelo:	Interfaz de cuatro canales GX 400
		Material:	Nylon balístico
		Dimensiones:	67 x 74 x 22 mm
		Grado de protección:	IP 67
		Peso:	100 g
		Frecuencia de muestreo:	48 000 HZ
		Rango de frecuencia:	0.5 – 24 000 HZ
		Temperatura de operación:	-10 °C a 65 °C (14 °F a 149 °F)
		Temperatura de almacenamiento:	-40 °C a 85 °C (-40 °F a 185 °F)
		Conectores:	3 conectores LEMO de 5 pines de entrada
		Compatible con:	Sensores de 5 volt
		Aplicación:	Para balanceo dinámico de rotores y análisis de vibraciones
		<b>3</b>	Acelerómetro con sensibilidad 100 mV/g modelo AC500 2P, con cables
Material:	Acero inoxidable 316L		
Material del elemento sensor:	PZT cerámico.		
Alimentación de voltaje:	18 – 30 VDC		

	y base magnética incluida	Excitación de corriente constante:	2 a 10 mA
		Respuesta frecuencia (+/- 3 dB):	0.4 a 13000 HZ
		Respuesta frecuencia (+/- 10%):	1 a 9000 HZ
		Frecuencia de resonancia:	26000 HZ
		Rango de impacto dinámico:	80 G pico (máximo impacto 5000 G)
		Sensibilidad:	100 mV/g (+/- 10%)
		Sensibilidad transversal:	Menor al 5%
		Protección interna:	De cortocircuito
		Grado de protección:	IP68
		Conector:	2 pin MIL- C-5015
		Peso:	50 g
		Base:	Magnética MF025 acoplada en el extremo del sensor.
		Adicional:	El sensor debe incluir el cable con el conector especificado en un extremo y con el conector de la interfaz del otro.
		4	Sensor óptico laser con salida analógica modelo OP-20, con base magnética y cables incluidos.
Salida:	Analógica		
Frecuencia de operación:	1 a 5000 HZ		
Alimentación:	5 V, 20 a 30 mA		
Caída de voltaje:	Menor a 0.4 V		
Protección interna	Contra cortocircuito, Voltaje inverso y sobre voltaje (15 V por 1 minuto)		
Distancia de operación:	20 cm a 15 m		
Temperatura de funcionamiento:	-10 a 50 °C		
Temperatura de almacenamiento:	-40 a 85 °C		
Grado de protección:	IP60, III		

		Resistencia a impactos:	IEC 60028-27
		Peso:	60 g
		Accesorios:	Base magnética de 50 x 60 x 55 mm, con rosca de sujeción de la base M8, con longitud de brazo y columna de 165 mm y 176 mm respectivamente.
		Configuración de conector:	Conector de 5 pines; 1: VCC 5 V, 2: DATA, 3: NC, 4:NC, 5: Gnd
<b>5</b>	Computadora portátil modelo: ThinkPad E590	Procesador:	Hasta Intel® Core™ i7-8565U de octava generación
		Sistema operativo:	Hasta Windows 10 Pro
		Memoria:	32 GB (2 DIMM)
		Pantalla:	FHD antirreflejante (1920 x 1080) con tecnología IPS de 14 pulgadas
		Batería:	Hasta 11 horas de duración* en una batería de 45 Wh, con tecnología de Rapid Charge
		Almacenamiento:	SSD M.2 PCIe de hasta 512 GB. 500 GB (7200 rpm) HDD SATA 2.5 de hasta 2 TB (5400 rpm)
		Gráficos:	Gráficos integrados Intel® y AMD Radeon 550X discretos de 2 GB
		Dimensiones:	369 mm x 252 mm x 19.9 mm
		Puertos:	*1 puerto USB tipo C (con suministro de energía y se puede utilizar como DisplayPort) *2 puertos USB 3.1 *USB 2.0 *HDMI 1.4b *RJ45 *Lector de tarjetas MicroSD *Conector combinado para auriculares y micrófono
<b>6</b>	Kit de pesos de prueba de 0.2 a 13 gramos.	Material de Construcción:	Acero inoxidable
		Tipo de pesas:	Clips de jaula de ardilla. 300 piezas en diferentes medidas. De 0.2 a 13.0 g.
		Estuche:	En maleta de plástico hermético.
		Accesorio extra:	Dos rollos de cinta reflejante de 2 m o mayor.
		Aplicación:	Para balanceo dinámico de rotores

7	Báscula digital para determinar valor de la masa de prueba de balanceo	Marca:	IEAV
		Dimensiones:	114 x 76 x 20 mm
		Peso:	1000 g (1 kg)
		Precisión:	0.01 y 0.1 g
		Unidades:	G/CT/OZ/OZT/DWT/GN
		Pantalla:	LCD 5 dígitos
		Uso de baterías:	2 baterías AAA
		Apagado:	Automático
		Alarmas:	Batería baja
		Función:	"TARE"

Debe acatarse que esta documentación se considera parte integral del suministro sin estar limitada a ella.

### 3.1.3 CANTIDADES DE CADA PRODUCTO

Tabla 3-3: Cantidades a ser suministradas de cada uno de los productos

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
1	Software DigivibeMX M10	1	N/A
2	Interfaz de cuatro canales modelo GX 400 con salida de conector USB	1	Pieza
3	Acelerómetro con sensibilidad 100 mV/ g modelo AC500 2P, con cables y base magnética incluida	2	Pieza
4	Sensor óptico laser con salida analógica modelo OP-20, con base magnética y cables incluidos.	1	Pieza
5	Computadora portátil modelo: ThinkPad E590	1	Pieza
6	Kit de pesos de prueba de 0.2 a 13 gramos.	1	Kit de piezas
7	Báscula digital para determinar valor de la masa de prueba de balanceo	1	Pieza

### 3.2 PASOS PARA EL BALANCEO DE ROTORES EN DOS PLANOS.

El siguiente procedimiento muestra la forma general para llevar a cabo el balanceo dinámico de rotores en dos planos, independientemente del equipo analizador de vibraciones a utilizar:

- 1 Colocar los sensores en los sistemas de suspensión.
- 2 Colocar el sensor laser de velocidad o lampará estroboscópica (tacómetro) que servirá para determinar la velocidad de giro del rotor.
- 3 Iniciar el programa de analizador de vibraciones.
- 4 Arrancar el motor y regular la velocidad de giro a las RPM a las cuales se realizará el balanceo.
- 5 Verificar que se haya alcanzado las RPM deseados.
- 6 Mediante el analizador de vibraciones se registra el vector de desbalance original en los sistemas de suspensión "A" y "B"; en donde la magnitud del vector es la amplitud de la vibración y el ángulo sería el ángulo de desfase. Los resultados se registran como los vectores  $\vec{V}_A$  y  $\vec{V}_B$ .  
**Nota:** Verifique que el valor del vector de vibración corresponde a un desbalance, si es así detenga el motor y prosiga con los siguientes pasos. Caso contrario termine la prueba.
- 7 Se procede medir los pesos de prueba mediante una báscula teniendo en cuenta que dichos pesos deben ser menores o iguales a 10% del peso del rotor.
- 8 Realice o señale una pequeña marca en el rotor que servirá para referencia al momento de medir los ángulos de posición de las masas de prueba.

Viendo el rotor desde el plano I (ver Fig. 3.1), el cero (la marca de referencia) siempre está en la horizontal hacia la derecha, a partir de ahí el

conteo del ángulo se realiza en sentido contrario al de las manecillas del reloj (Fig.3.2).

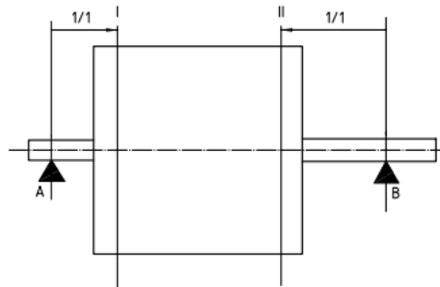


Fig. 3.1: Planos de balanceo. Fuente: (Organización Internacional de Normalización, ISO 10816, 2009)



Fig. 3.2: representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba. Fuente: (Instruments, 2016)

- 9 Una vez detenido el motor colocar la masa de prueba en el plano izquierdo en una posición conocida. Registre estos valores de masa y posición. peso conocido en el plano izquierdo se denota como:  $\vec{W}_L$
- 10 Luego de haber colocado y registrado la masa y el ángulo de posición, proceda a arrancar el motor y verificar que se haya alcanzado las RPM deseadas, posteriormente registre el vector de vibración en los planos “A” y “B”, con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Los vectores registrados se denotan como:  $\vec{V}'_A$  y  $\vec{V}'_B$  respectivamente.
- 11 Luego de haber registrado estos vectores, con su magnitud y ángulo de desfase la vibración. Detenga el motor y prosiga con el siguiente paso.

- 12** Colocar la otra masa de prueba antes medida mediante una báscula en el plano derecho en una posición conocida. Registre también estos valores de masa y posición. Este vector se denota como:  $\vec{W}_R$
- Colocar la marca reflejante frente a nosotros visto desde el plano II, la marca queda del lado izquierdo y el conteo del ángulo se realiza en el sentido horario (ver Fig. 3.3).



Fig. 3.3: representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba. Fuente: (Instruments, 2016)

- 13** Luego de finalizar la colocación de la masa de prueba y haber registrado el ángulo de posición, ponga en marcha el motor nuevamente y verifique que se alcancen las RPM deseadas.
- 14** Registre el vector de vibración en los planos “A” y “B”, con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Estos vectores se denotan como:  $\vec{V}''_A$  y  $\vec{V}''_B$
- 15** Con los datos de los registros anteriores, el analizador procede a calcular los pesos de corrección. Esto de igual forma se puede hacer manualmente con las ecuaciones mostradas en el apartado 1.5.7 literal B
- 16** Ahora se puede balancear el rotor agregando pesos de balanceo iguales y opuestos en cada plano. Los pesos de balanceo en los planos izquierdo y derecho se indican vectorialmente como:  $\vec{B}_L = -\vec{U}_L$  y  $\vec{B}_R = -\vec{U}_R$ .

### EJEMPLO.

En el balanceo en dos planos de un rotor de turbina, a continuación, se muestran los datos obtenidos con la medición del desbalance original, el peso de

prueba en el plano derecho y el peso de prueba en el plano izquierdo. Las amplitudes de desplazamiento se expresan en mils (1/1 000 pulg). Determine el tamaño y la ubicación de los pesos requeridos.

Tabla 3-4: Condición del desbalance del rotor de turbina.

Condición	Amplitud de vibración (desplazamiento)		Ángulo de fase	
	En el cojinete A	En el cojinete B	En el cojinete A	En el cojinete B
Desbalance original	8.5	6.5	60°	205°
$W_L = 10.0$ oz agregadas a 270° de la marca de referencia	6.0	4.5	125°	230°
$W_R = 12.0$ oz agregadas a 180° de la marca de referencia	6.0	10.5	35°	160°

**Solución:** Los datos se expresan en notación vectorial como:

$$\vec{V}_A = 8.5 \angle 60^\circ = 4.2500 + i7.3612$$

$$\vec{V}_B = 6.5 \angle 205^\circ = -5.8910 - i2.7470$$

$$\vec{V}'_A = 6.0 \angle 125^\circ = -3.4415 + i4.9149$$

$$\vec{V}'_B = 4.5 \angle 230^\circ = -2.8926 - i3.4472$$

$$\vec{V}''_A = 6.0 \angle 35^\circ = 4.9149 + i3.4472$$

$$\vec{V}''_B = 10.5 \angle 160^\circ = -9.8668 + i3.5912$$

$$\vec{W}_L = 10.0 \angle 270^\circ = 0.0000 - i10.0000$$

$$\vec{W}_R = 12.0 \angle 180^\circ = -12.0000 + i0.0000$$

Se aplican las ecuaciones para determinar el vector de desbalance específico debido al peso de prueba en el plano izquierdo en los cojinetes "A" y "B":

$$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}}{\vec{W}_L} = \frac{-7.6915 - i2.4463}{0.0000 - i10.0000} = 0.2446 - i0.7691$$

$$\vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L} = \frac{2.9985 - i0.7002}{0.0000 - i10.0000} = 0.0700 + i0.2998$$

Se aplican las ecuaciones para determinar el vector de desbalance específico debido al peso de prueba en el plano derecho en los cojinetes “A” y “B”:

$$\vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R} = \frac{0.6649 - i3.9198}{-12.0000 + i0.0000} = -0.0554 + i0.3266$$

$$\vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R} = \frac{-3.9758 + i6.3382}{-12.0000 + i0.0000} = 0.3313 - i0.5282$$

Ahora se determinan los pesos de desbalance:

$$\begin{aligned} \vec{U}_L &= \frac{(5.2962 + i0.1941) - (1.2237 - i1.7721)}{(-0.3252 - i0.3840) - (-0.1018 + i0.0063)} = \frac{(4.0725 + i1.9661)}{(-0.2234 - i0.3903)} \\ &= -8.2930 + i5.6879 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \vec{U}_R &= \frac{(-1.9096 + i1.7898) - (3.5540 + i3.8590)}{(-0.1018 + i0.0063) - (-0.3252 - i0.3840)} = \frac{(1.6443 - i2.0693)}{(0.2234 + i0.3903)} \\ &= -2.1773 - i5.4592 \end{aligned}$$

Por lo tanto, los pesos de balance requeridos están dados por:

$$\vec{B}_L = -\vec{U}_L = (8.2930 - i5.6879) = 10.0561 / \underline{145.5548^\circ}$$

$$\vec{B}_R = -\vec{U}_R = (2.1773 + i5.4592) = 5.8774 / \underline{248.2559^\circ}$$

Esto muestra que la adición de un peso de 10.0561 oz en el plano izquierdo a  $145.5548^\circ$  y un peso de 5.8774 oz en el plano derecho a  $248.2559^\circ$  de la posición de referencia balanceará el rotor de la turbina. Se infiere que los pesos de balanceo se colocan a la misma distancia radial que los pesos de prueba. Si un peso de balanceo se tuviera que colocar en una posición radial diferente, el peso de balanceo requerido tendría que modificarse en proporción inversa a la distancia radial del eje de rotación.

### 3.3 PROPUESTA DE HOJA DE CÁLCULO PARA LA DETERMINACIÓN DEL VECTOR DE MASAS DE CORRECCIÓN.

Para el uso de la hoja de cálculo será necesario disponer de un equipo de análisis de vibraciones que únicamente tenga un lector de RPM, dos acelerómetros y una consola o dispositivo captador de señales producidas por los sensores, de lo cual entregará como respuesta los vectores de desbalance.

La hoja de cálculo requiere todos los datos registrados sobre las vectores de vibración:  $\vec{V}_A$  y  $\vec{V}_B$ ,  $\vec{V}'_A$  y  $\vec{V}'_B$ ;  $\vec{V}''_A$  y  $\vec{V}''_B$ ; y  $\vec{W}_L$  con  $\vec{W}_R$ , estos serán los datos de entrada para la hoja de cálculo tal como se indica en las siguientes tablas:

Tabla 3-5: Condición del desbalance

PLANO L		
DESBALANCE ORIGINAL-COJINETE "A"		UNIDADES
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	8.5	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	60	Grados
PLANO R		
DESBALANCE ORIGINAL-COJINETE "B"		UNIDADES
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	6.5	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	205	Grados

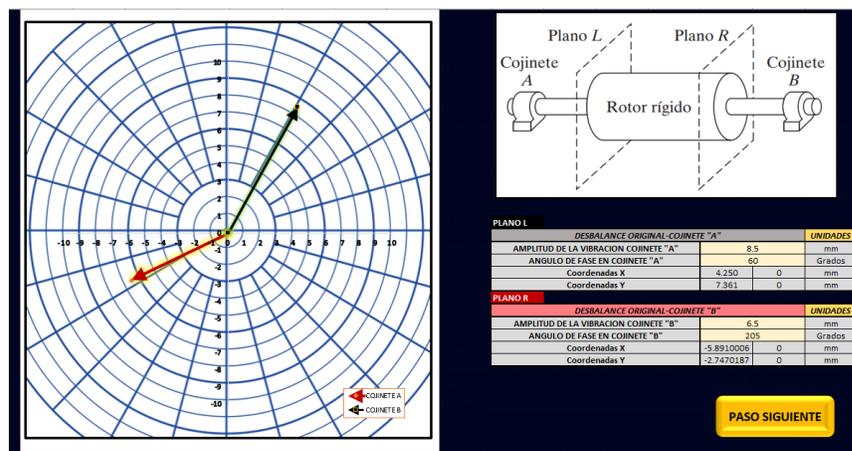


Fig. 3.4: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de condición inicial del desbalance. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3-6: Al agregar el peso de prueba en el plano izquierdo.

<b>VECTOR DEL PESO DE PRUEBA EN PLANO IZQUIERDO</b>		<b>UNIDADES</b>
MASA DE PRUEBA EN PLANO IZQUIERDO	10	onz.
ANGULO DE POSICION EN QUE SE UBICA LA MASA "WL"	270	grados

Tabla 3-7: Resultado del vector de vibración debido al peso de prueba colocado en el plano izquierdo.

<b>PLANO L</b>		
<b>DESBALANCE COJINETE "A"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	6	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	125	Grados
<b>PLANO R</b>		
<b>DESBALANCE COJINETE "B"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	4.5	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	230	Grados

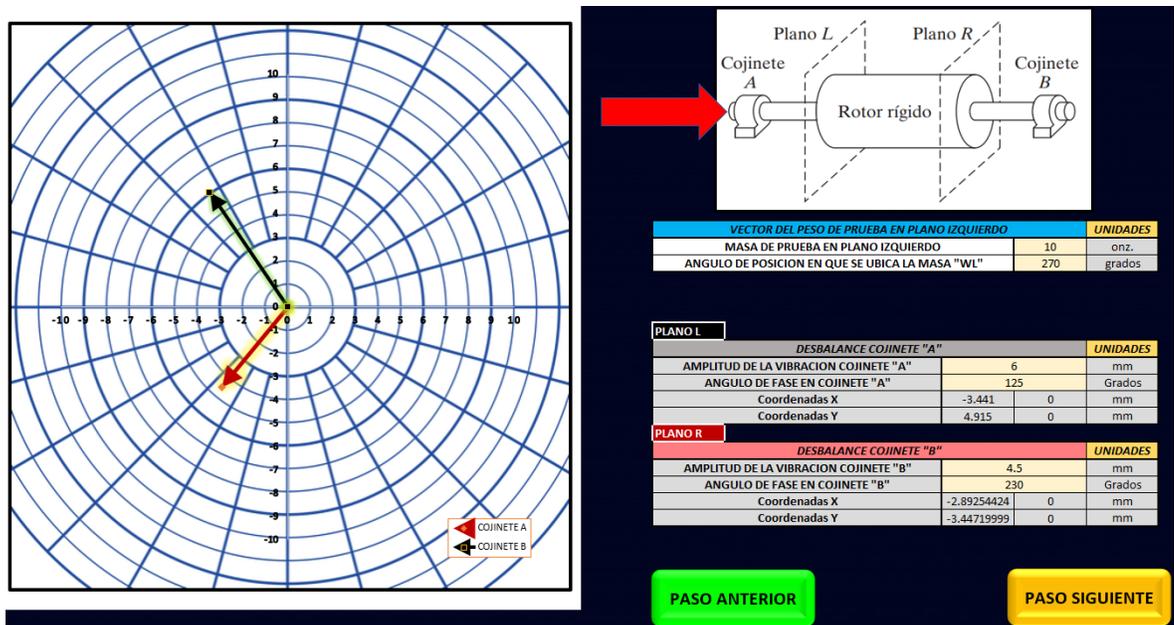


Fig. 3.5: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de Peso de prueba en el plano izquierdo. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3-8: Al agregar el peso de prueba en el plano derecho.

VECTOR DEL PESO DE PRUEBA EN PLANO DERECHO		UNIDADES
MASA DE PRUEBA EN PLANO DERECHO	12	onz.
ANGULO DE POSICION EN QUE SE UBICA LA MASA "WR"	180	Grados

Tabla 3-9: Resultado del vector de vibración debido al peso de prueba colocado en el plano derecho.

PLANO L		
DESBALANCE COJINETE "A"		UNIDADES
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	6	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	35	Grados
PLANO R		
DESBALANCE COJINETE "B"		UNIDADES
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	10.5	mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	160	Grados

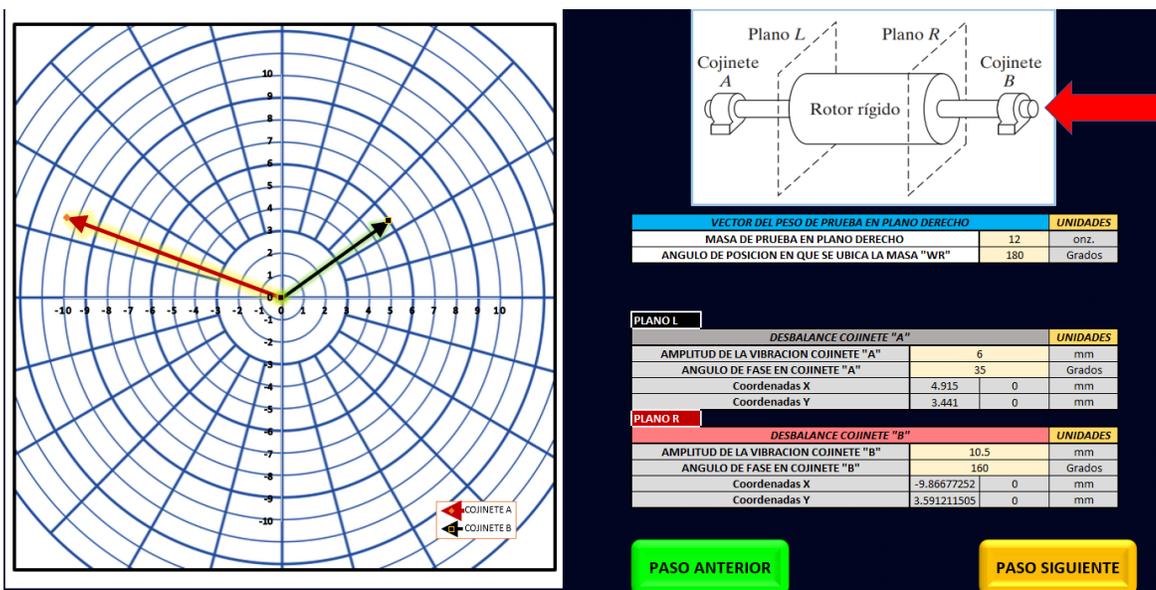


Fig. 3.6: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de Peso de prueba en el plano derecho. Fuente: Elaboración propia.

Luego de registrar estos datos de entrada, la hoja de cálculo realiza todo el desarrollo de las ecuaciones establecidas en esta metodología y arroja los siguientes resultados:

Tabla 3-10: Procedimiento matemático.

<b>CÁLCULOS</b>	
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE ORIGINAL EN COJINETE "A"[VA]	4.25+7.36i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE ORIGINAL EN COJINETE "B"[VB]	-5.89-2.75i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_IZQUIERDO COJINETE"A" [VA']	-3.44+4.91i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_IZQUIERDO COJINETE"B" [VB']	-2.89-3.45i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_DERECHO COJINETE"A" [VA'']	4.91+3.44i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_DERECHO COJINETE"B" [VB'']	-9.87+3.59i
VECTOR DE PESO DE PRUEBA AGREGADO AL PLANO IZQUIERDO [WL]	-10i
VECTOR DE PESO DE PRUEBA AGREGADO AL PLANO IZQUIERDO [WR]	-12
VECTOR "A_AL"	0.245-0.769i
VECTOR "A_BL"	0.07+0.3i
VECTOR "A_AR"	-0.055+0.3267i
VECTOR "A_BR"	0.33167-0.5283i
VECTOR "UL"	-8.28+5.695i
VECTOR "UR"	-2.170-5.453i
VECTOR "BL"	8.29-5.69i
VECTOR "BR"	2.17+5.45i

Tabla 3-11: Resultados de procedimiento efectuado en hoja de cálculo.

<b>Peso (onz)</b>	<b>Posición (°)</b>	<b>Peso (onz)</b>	<b>Fase (°)</b>
10.056	145.50°	5.870	248.30°

Luego de este desarrollo el software nos arrojará el resultado final indicando el valor de la masa que deberá agregarse al rodete en cada uno de los planos y la posición en donde esta debe añadirse.

Debe señalarse que existen analizadores que integran en su sistema el método matemático anteriormente planteado y por lo tanto presentarían la masa de corrección con su pasión sin necesidad de otros cálculos externos.

### **3.4 TAREAS PREVIAS AL USO DEL EQUIPO.**

Todos estamos conscientes que, si queremos que un equipo tenga una vida útil prologada, debemos darle ciertos cuidados, la finalidad de este apartado es específicamente esta, a continuación, se muestra una lista de tareas a realizar antes de hacer uso de equipo.

- Asegurar y revisar el correcto tensado de la banda plana, y la correcta alineación entre el rotor y la polea motriz.
- Comprobación de ausencia de vibraciones excesivas, ruidos anómalos y dificultad de movilidad en piezas móviles
- Limpiar polvo y suciedad acumulada en superficie del equipo.
- Verificar estado de superficie de banda plana, que esté libre de grietas (en caso de haber, se debe sustituir).
- Comprobar el correcto anclaje de la unión empernada del motor eléctrico a la base.
- Eliminar depósitos de polvo, aceite y suciedad en la tapa del ventilador del motor, para mantener una buena ventilación en este.
- Control del estado de rodamientos y soportes (Buscar holguras y ruidos extraños).
- Engrase de elementos móviles del equipo.
- Inspeccionar estado de los elementos de instrumentación.
- Inspeccionar el tablero eléctrico, para comprobar que no haya elementos sueltos o en mal estado.
- Reapriete general de todas las uniones empernadas (seguir recomendaciones de las tablas técnicas del par de apriete inicial)

- Comprobar que los sensores funcionen correctamente.
- Comprobar el buen funcionamiento de las protecciones eléctricas del motor.

## CONCLUSIONES

- Se ha dispuesto de una amplia información sobre los conceptos principales que más se utilizan en el área del balanceo de rotores, cabe señalar que todos éstos son sujetos a modificaciones por parte de organizaciones internacionales y existe la probabilidad que, a la fecha, que el lector revise este documento mucha de la terminología haya cambiado.
- En este proyecto se ha presentado un listado de normativas referentes al balanceo de rotores y análisis de vibraciones, con el fin de que el lector pueda informarse sobre los recursos y bases de las que se puede apoyar en caso de realizar una práctica de balanceo dinámico, es importante señalar que esta información está sujeta a ser actualizada por las empresa u organizaciones internacionales, por lo que, el lector deberá considerar la fecha en la que revise esta información y comprobar si estas normas han sido derogadas o se mantienen vigentes.
- A lo largo de este proyecto una de las normas que se tomó como base fue la ISO 1940-1, de esta se presentan en el documento todos los parámetros que se deben considerar para realizar una buena práctica de balanceo dinámico, parámetros que además se vuelven aspectos claves para el diseño del equipo, tales como, los criterios para determinar una fuerza centrífuga que puede causar daños graves al equipo de balanceo, los planos en los que deben colocarse los pesos de prueba y no menos importante el grado de calidad de balanceo según la aplicación del rotor instalado en determinada maquinaria.
- Es importante antes de realizarle un balanceo dinámico a cualquier rotor, comprobar que, dicha intervención es necesaria, y esto se determina mediante un análisis del espectro de vibración registrado de la máquina

en donde se encuentra montado el rotor, por lo que, en este proyecto se tomó como base la norma ISO 10816, en donde se establecen los criterios para evaluar si el dato de vibración registrado está dentro del rango permisible de la máquina. Dicha información es importante desde el punto de vista didáctico, debido a que el lector necesita tener bases para comprobar un estado de desbalance dinámico que requiere ser corregido.

- El diseño del equipo didáctico de balanceo dinámico de rotores se realizó atendiendo a la maquinaria de mediana potencia que más se repite en las industrias, todo esto producto de una investigación minuciosa de la maquinaria disponible, es por ello que todo el diseño de los componentes, es decir, dimensiones y formas geométricas, así como la selección de materiales, etc. Este sujeto a la capacidad misma del equipo, que como ya se mencionó abarca una amplia gama de rotores.
- Como bien se presenta en el documento existen diversos prototipos de bancos de balanceo dinámico, sin embargo, nuestro diseño selecciona el prototipo que atienda a los criterios de viabilidad en cuanto a futura construcción, fácil ensamble y mantenimiento de los componentes.
- En el diseño del equipo se consideró una serie de variables que deben tenerse predefinidas antes de diseñar los componentes, dichas variables van desde el peso máximo del rotor a balancear en el banco, así como sus dimensiones y alcances en cuanto a la calidad resultados, todo ello en base a investigaciones bibliográficas; por otra parte, dentro de este diseño se considera crítica la condición de resonancia del sistema de suspensión por lo que, se tiene especial cuidado en el principal elemento expuesto a esta condición, el cual es, el elemento péndulo.

- Dado que el fuerte de este proyecto es el diseño, es importante mencionar que todos los procedimientos de análisis se basan en las últimas ediciones accesibles de los libros mencionados en la bibliografía, además, en este proyecto se hace uso del software: SolidWorks, el cual es un software acreditado para la simulación, así mismo se hace uso de catálogos y sitios web nacionales para la selección de bandas y rodamientos.
- Para el registro de datos, en este proyecto se propone una instrumentación que actualmente viene acompañada de un software llamado: DigivibeMX M10, el cual registra datos como, el ángulo de desfase y amplitud de la vibración, seguidamente con estos valores el software determina la masa de corrección y ángulo de posición. Por otro lado, se propone el método matemático en base a ecuaciones para obtener los resultados de forma manual; dichas ecuaciones además se presentan programadas en una hoja de Excel con el fin de ampliar las alternativas para obtener un resultado confiable.
- Como bien lo indica el tema de este proyecto, se ha proporcionado una serie de instrucciones para poder llevar a cabo una buena intervención de balanceo dinámico, dichas instrucciones se presentan en forma de guías de laboratorio en anexos.
- Para la elaboración de planos de detalle, en este proyecto se utilizó el software de diseño: Solidworks, atendiendo a la normativa correspondiente para la especificación de detalles, dimensiones, vistas y simbologías.

**BIBLIOGRAFÍA Y FUENTES CITADAS**

- Barra, L. A. (2006). *BALANCEO DINAMICO DE ROTORES DE SISTEMAS ROTATIVOS*. Valdivia, Chile: Univerisidad Austral de Chile.
- Barriga, L. C. (2009). *PROTOCOLO PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE UN VENTILADOR CON ANALIZADOR DETECTOR III*. Valdivia, Chile: Universidad Austral de Chile.
- Budynas, G. (2008). Fallas por fatiga resultantes de carga variable. En R. G. Nisbett, *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley (8a. ed., 8a. reimp.)* (págs. 258-336). MEXICO: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Budynas, R. G. (2008). Efecto carga-vida del cojinete a confiabilidad nominal. En R. G. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (págs. 554-555). Mexico: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Budynas, R. G. (2008). Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes. En R. G. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (págs. 395-440). Mexico: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Budynas, R. G. (2018). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw Hill.
- Budynas, R. G. (2018). Soldadura, adhesión y diseño de uniones permanentes. En R. G. Nisbett, *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (págs. 444-476). Mexico: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- BURGOS ALCONZ, S. C. (2019). *DISEÑO Y DESARROLLO DE UNA MÁQUINA DE BALANCEO DINÁMICO DE VIBRACIONES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES*. Colcapirhua: Laboratorio de Innovación Tecnológica Industrial y Robótica (LITIR).
- Dickert, A. (2019). *REALIABILITYWEB.COM*. Obtenido de <https://reliabilityweb.com/sp/tips/article/la-amplitud-de-la-vibracion-es-la-magnitud-de-la-vibracion>

- Ecorli, L. (2013). *Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales*. Buenos Aires: ALSINA.
- Fox, R. L. (1980). *Dynamic Balancing*. Texas, USA: Texas A&M University.
- Garrido, S. G. (2003). *Organización y gestión integral de mantenimiento*. Madrid: Diaz de Santos S.A.
- Gunter, I. H. (2009). *ANÁLISIS DE BALANCEO DE MÁQUINAS EN TÁNDEM CONECTADOS CON AL MENOS UN COUPLE Y VALIDACIÓN EXPERIMENTAL*. MEXICO D. F.: UNIVERSIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS.
- Habasit. (2019). Correas de transmisión, guía de ingeniería. *Habasit*, 9-24.
- Hibbeler, R. C. (2011). *Mecánica de Materiales*. Mexico: PEARSON.
- Instruments, E. (2 de feb de 2016). *YouTube*. Obtenido de [https://www.youtube.com/watch?v=uaBI7xxxFK8&ab\\_channel=ErbessdInstruments](https://www.youtube.com/watch?v=uaBI7xxxFK8&ab_channel=ErbessdInstruments)
- ISO. (2003). Vibración Mecánica - Requerimientos para la calidad de balanceo en rotores rígidos. *Especificación y verificación de las tolerancias de balanceo* (pág. 28). Suecia: ISO.
- Juinall, R. C. (1967). *Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength*. Washington D. C.: McGraw-Hill.
- López, E. R. (2019). *Clasificaciones de las Vibraciones Mecánicas*. Nehualcóyotl, México: Facultad de Estudios Superiores Aragón UNAM.
- Martha Álvarez-Ramírez, A. G. (2013). *El movimiento oscilatorio*. Mexico D. F.: Depto. de Matemáticas. UAM-I.
- Mott, R. (2006). Selección de Rodamientos. En R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas* (págs. 614-615). Pearson Education, Inc.,.

- Organización Internacional de Normalización (ISO). (2018). *Monitoreo mecánico de vibraciones, golpes y condiciones - Vocabulario (ISO 2041)*. Obtenido de <https://www.iso.org/standard/68734.html>
- Organización Internacional de Normalización. (ISO 10816, 2009). *Vibraciones mecánicas- Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en partes no rotativas*. Obtenido de <https://www.iso.org/standard/50528.html>
- Organización Internacional de Normalización. (ISO 1925, 2001). *Vibraciones Mecánicas - Vocabulario - Balanceo*. Suiza.
- Organización Internacional de Normalización. (ISO 1940, 2003). *Grado de calidad del balanceo*. Obtenido de <https://www.iso.org/standard/27092.html>
- Ortiz, G. A. (2013). *Análisis y Configuración de Sistemas de Monitoreo Continuo en Equipos Rotatorios Críticos de Celulosa Planta Arauco*. CONCEPCION-CHILE: Universidad del Bio-Bio Facultad de Ingeniería DIM.
- P., M. S. (2001). *Balanceo Dinámico de Rotores*. Huasco: Universidad de Concepción.
- Pereira, U. T. (s.f.). *Vibraciones Mecánicas: Capítulo 5. Monitoreo de Vibraciones en maquinaria industrial*. Pereira, Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira.
- Rao, S. S. (2012). Balanceo en dos planos. En S. S. Rao, *Vibraciones Mecánicas 5ta Edición* (págs. 654-657). Mexico: Pearson.
- Rao, S. S. (2012). Conceptos básicos de la vibración. En S. S. Rao, *Vibraciones Mecánicas* (págs. 13-13). Mexico: Pearson.
- Rao, S. S. (2012). Movimiento armónico. En S. S. Rao, *Vibraciones Mecánicas* (págs. 51-52). Mexico D. F.: Pearson.
- Rao, S. S. (2012). Vibraciones en condiciones forzadas. En S. S. Rao, *Vibraciones mecánicas* (págs. 332-332). Mexico D. F.: Pearson.
- Sánchez, i. E. (2000). *Diseño de una máquina de balanceo dinámico de rotores con capacidad de 1000 kg*. México : Universidad Veracruzana .

Santiago, I. E. (2000). *DISEÑO DE UNA MAQUINA DE BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES CON CAPACIDAD DE 1000 KG*. Veracruz, Mexico: Universidad Veracruzana Instituto de Ingeniería.

Singuiresu, R. S. (2012). Definiciones y terminología. En R. S. Singuiresu, *Vibraciones Mecánicas* (págs. 58-58). Mexico D. F.: Pearson.

SKF. (2022). *SKF, Fabrica de Rodamientos de bola sueca*. Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NUP%20308%20ECML>

## ANEXOS

## ANEXOS A.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de bajo o medio carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ - 1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
5.2	$\frac{1}{4}$ a 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ - 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Fig. A-1: Tabla de especificaciones SAE para pernos de acero.  
Fuente: (Budynas R. G., Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes., 2008).

Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg		Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta $\frac{1}{4}$ inclusive		$\frac{1}{8}$
Mayor que $\frac{1}{4}$	Hasta $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Mayor que $\frac{1}{2}$	Hasta $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
†Mayor que $\frac{3}{4}$	Hasta $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Mayor que $1\frac{1}{2}$	Hasta $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Mayor que $2\frac{1}{4}$	Hasta 6	$\frac{1}{2}$
Mayor que 6		$\frac{5}{8}$

Fig. A-2: Tamaños mínimos de soldadura de filete. (Budynas R. G., Soldadura, adhesión y diseño de uniones permanentes., 2018)

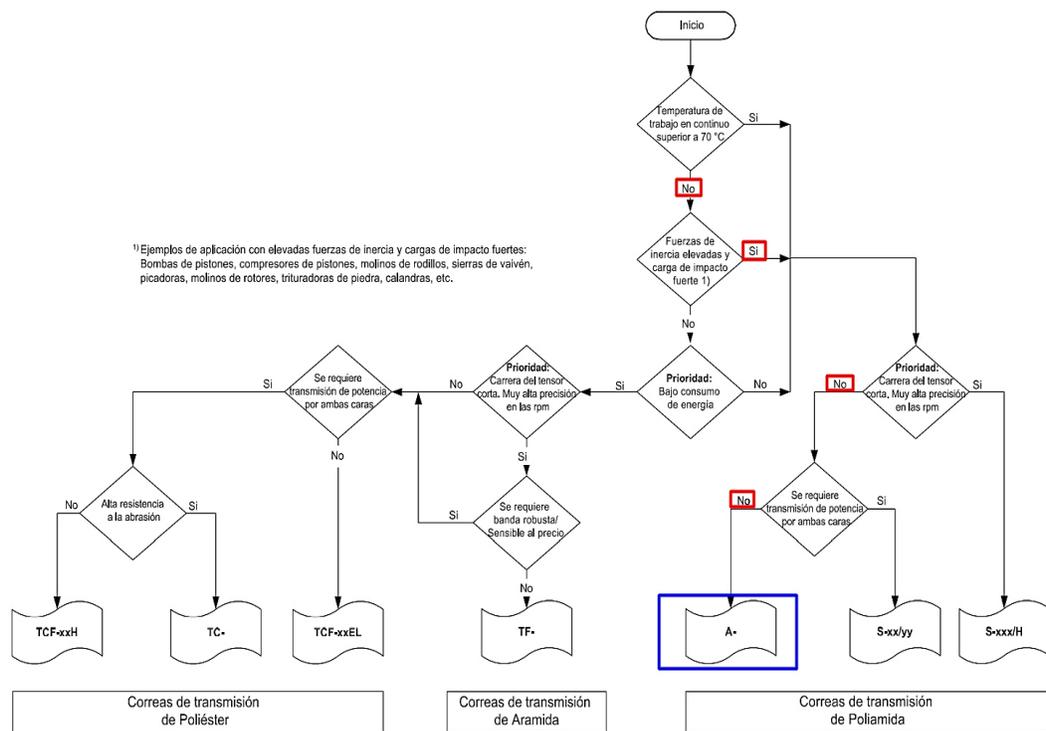


Fig. A-3: Proceso de selección del material de la banda según catálogo. (Habasit, 2019)

	Grupo de correa	Código de correa	Transmisión de doble cara, accionamientos tangenciales	Grosor [mm]	Diámetro mínimo de las poleas con contraflexión [mm]	Fuerza de tracción para un 1% de alargamiento por unidad de anchura [N/mm] (k <sub>1%</sub> tras el rodaje)	Fuerza periférica nominal por unidad de anchura [N/mm]		
Correas de transmisión de <b>Poliéster</b>	TC-	TC-10EF	●	1,8	25	5	10		
		TC-20EF	●	2,0	25	10	21		
		TC-20/25EF	●	2,5	50	11	23		
		TC-35ER	●	2,5	50	18	38		
		TC-35/30ER	●	3,0	50	18	38		
		TC-35/35ER	●	3,5	70	18	38		
		TC-55ER	●	3,0	70	25	53		
	TCF-	TCF-20EL	○	2,6	80	10	21		
		TCF-35EL	○	3,0	100	18	38		
		TCF-55EL	○	3,5	150	25	53		
		TCF-20H	●	1,5	25	10	20		
		TCF-50H	●	2,0	60	24	48		
		Correas de transmisión de <b>Poliamida</b>	S-	S-10/15	●	1,5	40	4,4	12
				S-18/20	●	2,0	60	8	22
S-18/30	●			3,0	60	8	22		
S-33/40	●			4,0	125	13	37		
S-33/50	●			5,0	125	13	37		
S-140H	●			1,7	40	4,8	13		
S-141H	●			2,3	40	4,8	13		
S-250H	●			2,3	100	11	29		
S-250HR	●			2,6	100	11	29		
S-251H	●			3,0	100	11	29		
S-321H	●			3,2	125	13	35		
S-390H	●			3,2	160	14	38		
S-391H	●			4,0	160	14	38		
A-	A-2		○	2,7	60	7,5	22		
A-3	○	3,4	125	12	36				
A-4	○	5,0	300	21	63				
A-5	○	6,8	450	30	92				

Fig. A-4: Datos de correas de transmisión planas. (Habasit, 2019)

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.\*  
 ( $S_T$  = resistencia a la tensión a la temperatura de operación,  $S_{RT}$  = resistencia a la tensión a temperatura ambiente;  $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$ )

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: figura 2-9.

Fig. A-5: Tabla 6-4 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. (Budynas R. G., Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 2018)

**Tabla 6-5**

Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
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

Fig. A-6: Tabla 6-5 Factores de confiabilidad. Fuente: (Budynas R. G., Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 2018)

## ANEXOS B. GUÍAS DE LABORATORIO

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
 DINÁMICA DE MÁQUINAS



### BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES P1

#### OBJETIVO:

Utilizando la instrumentación de balanceo dinámico de rotores, realizar el cálculo de masas de corrección por medio de ecuaciones matemáticas.

#### GENERALIDADES:

Las principales causas de vibraciones en la maquina rotatoria son primordialmente el desbalance de masa y el desalineamiento, los cuales causan el 90% de problemas vibratorios en casos reales de maquinaria rotatoria en todos niveles. Desde herramientas rotatoria manual (como es un taladro o una máquina esmeriladora), hasta rotores de helicópteros, grandes generadores y turbinas de gas.

Las razones para esta distribución de masas no uniformes respecto al eje de rotación pueden ser:

- Desgaste no simétrico del material. Ej. turbinas.
- Dilataciones no simétricas (máquinas térmicamente sensibles). Ej. generadores.
- Deformaciones no simétricas cuando giran a su velocidad de operación. Ej. ventiladores.
- Montaje excéntrico de elementos. Ej. rodamientos, rotores, etc.
- Otras: desalineamientos, mala fijación de acoplamientos, etc.

#### EQUIPOS A UTILIZAR:

Ítem	Descripción	Cantidad Requerida	Especificaciones Generales
1	Interfaz de cuatro canales modelo GX 400 con salida de conector USB	1	

2	Acelerómetro con sensibilidad 100 mV/g modelo AC500 2P, con cables y base magnética incluida	2	 <p>The image shows two cylindrical accelerometers with red caps, each mounted on a silver magnetic base. Below them are two cables: one with a BNC connector and another with a different connector. The logo 'VibraSens' is visible at the bottom.</p>
3	Sensor óptico laser con salida analógica modelo OP-20, con base magnética y cables incluidos.	1	 <p>The image shows a black rectangular laser optical sensor with a yellow laser warning symbol on its side. It is mounted on a black magnetic base. A cable is connected to the top of the sensor.</p>
4	Computadora portátil modelo: ThinkPad E590	1	 <p>The image shows two black ThinkPad E590 laptops. One is open and showing the Windows desktop, while the other is closed.</p>
5	Kit de pesos de prueba de 0.2 a 13 gramos	1	 <p>The image shows a blue plastic case containing a set of test weights. The weights are arranged in a grid, and there are several small cards or labels next to them.</p>

6	Báscula digital para determinar valor de la masa de prueba de balanceo	1	
---	--	---	---

### ECUACIONES A UTILIZAR:

#### Desbalance residual

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega} \quad (1)$$

En donde:

$U_{per}$ : es el valor numérico del desbalance residual, expresada en gramos milímetros (g\*mm);

$e_{per} * \Omega$ : es el valor numérico de la calidad del grado de balanceo seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm/s); según el tipo de máquina se seleccionará un valor de la tabla 1.

$m$ : es el valor numérico de la masa del rotor, expresada en kilogramos (kg)

$\Omega$ : es el valor numérico de la velocidad angular máxima de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s)

✓ Debido a que la tolerancia de desbalanceo es para rotores rígidos en dos planos de corrección, se recomienda tomar medio valor para cada plano, por lo cual:

$$U_{per \text{ por plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}} \quad (2)$$

#### Ecuaciones para cálculo de masas de corrección

$$\vec{V}_A = \vec{A}_{AL} \vec{U}_L + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \quad (3)$$

$$\vec{V}_B = \vec{A}_{BL} \vec{U}_L + \vec{A}_{BR} \vec{U}_R \quad (4)$$

$$\vec{V}'_A = \vec{A}_{AL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \quad (5)$$

$$\vec{V}'_B = \vec{A}_{BL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{BR} \vec{U}_R \quad (6)$$

Resultado de restar las ecuaciones 3 y 4 de las ecuaciones 5 y 6:

$$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_L} \quad (7)$$

$$\vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L} \quad (8)$$

$$\vec{V}''_A = \vec{A}_{AR} (\vec{U}_R + \vec{W}_R) + \vec{A}_{AL} \vec{U}_L \quad (9)$$

$$\vec{V}''_B = \vec{A}_{BR} (\vec{U}_R + \vec{W}_R) + \vec{A}_{BL} \vec{U}_L \quad (10)$$

Resultado de restar las ecuaciones 3 y 4 de las ecuaciones 9 y 10:

$$\vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R} \quad (11)$$

$$\vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R} \quad (12)$$

Una vez se tienen los resultados de las ecuaciones 7, 8, 11 y 12, se despejan  $\vec{U}_L$  y  $\vec{U}_R$  de las ecuaciones 3 y 4 obteniendo:

$$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR} \vec{V}_A - \vec{A}_{AR} \vec{V}_B}{\vec{A}_{BR} \vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AL} \vec{A}_{BR}} \quad (13)$$

$$\vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL} \vec{V}_A - \vec{A}_{AL} \vec{V}_B}{\vec{A}_{BL} \vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL} \vec{A}_{BR}} \quad (14)$$

#### DESARROLLO DE LA PRACTICA:

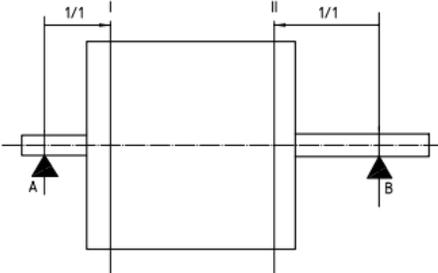
- ✓ Identificar la instrumentación utilizada en el banco de balanceo dinámico de rotores.
- ✓ Determinar el grado de desbalance residual admisible que el rotor posee haciendo uso de la tabla 1 que se encuentra en la norma 1940-1 y la ecuación 1 y 2.

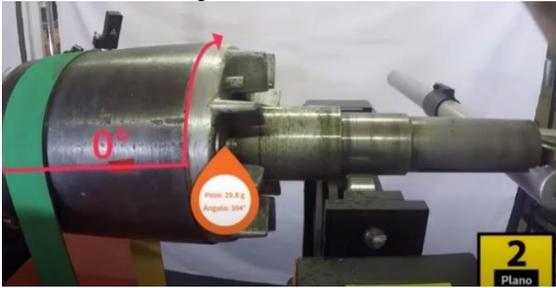
Tabla 1. Grados de calidad de balanceo ISO 1940-1

Calidad Balanceo Grados G	$e_{per} \omega$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o mas cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

- ✓ Identificar las lecturas de vibraciones obtenidas por el equipo y con el uso de ecuaciones calcular los pesos de corrección. Para ello se seguirá el siguiente procedimiento:

Tabla 2 Procedimiento para balanceo dinámico de rotores

1	Colocar los sensores en los sistemas de suspensión.
2	Colocar el sensor laser de velocidad o lampará estroboscópica (tacómetro) que servirá para determinar la velocidad de giro del rotor.
3	Iniciar el programa de analizador de vibraciones.
4	Arrancar el motor y regular la velocidad de giro a las RPM a las cuales se realizará el balanceo. En este caso la velocidad de giro es a la que opera el rotor a balancear.
5	Verificar que se haya alcanzado las RPM deseados.
6	Mediante el analizador de vibraciones se registra el vector de desbalance original en los sistemas de suspensión "A" y "B"; en donde la magnitud del vector es la amplitud de la vibración y el ángulo sería el ángulo de desfase. Los resultados se registran como los vectores $\vec{V}_A$ y $\vec{V}_B$ . <b>Nota:</b> Verifique que el valor del vector de vibración corresponde a un desbalance. Esto se hará comparando el valor de desbalance residual calculado en un inicio. Si es así detenga el motor y prosiga con los siguientes pasos. Caso contrario termine la prueba.
7	Se procede medir los pesos de prueba mediante una báscula teniendo en cuenta que dichos pesos deben ser menores o iguales a 10% del peso del rotor. Realice o señale una pequeña marca en el rotor que servirá para referencia al momento de medir los ángulos de posición de las masas de prueba. Viendo el rotor desde el plano I (ver Fig. 1), el cero (la marca de referencia) siempre está en la horizontal hacia la derecha, a partir de ahí el conteo del ángulo se realiza en sentido contrario al de las manecillas del reloj (Fig.2).
8	 <p>Fig. 1: Planos de balanceo.</p>
9	 <p>Fig. 2: Representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba.</p>
9	Una vez detenido el motor colocar la masa de prueba en el plano izquierdo en una posición conocida. Registre estos valores de masa y posición. peso conocido en el plano izquierdo se denota como: $\vec{W}_L$

10	Luego de haber colocado y registrado la masa y el ángulo de posición, proceda a arrancar el motor y verificar que se haya alcanzado las RPM deseadas, posteriormente registre el vector de vibración en los planos "A" y "B", con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Los vectores registrados se denotan como: $\vec{V}'_A$ y $\vec{V}'_B$ respectivamente.
11	Luego de haber registrado estos vectores, con su magnitud y ángulo de desfase la vibración. Detenga el motor y prosiga con el siguiente paso.
12	<p>Colocar la otra masa de prueba antes medida mediante una báscula en el plano derecho en una posición conocida. Registre también estos valores de masa y posición. Este vector se denota como: <math>\vec{W}_R</math></p> <p>Colocar la marca reflejante frente a nosotros visto desde el plano II, la marca queda del lado izquierdo y el conteo del ángulo se realiza en el sentido horario (ver Fig. 3).</p> 
13	Luego de finalizar la colocación de la masa de prueba y haber registrado el ángulo de posición, ponga en marcha el motor nuevamente y verifique que se alcancen las RPM deseadas.
14	Registre el vector de vibración en los planos "A" y "B", con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Estos vectores se denotan como: $\vec{V}''_A$ y $\vec{V}''_B$
15	Con los datos de los registros anteriores, el analizador procede a calcular los pesos de corrección. Pero en este caso se hará uso de las ecuaciones presentadas al inicio.
16	Ahora se puede balancear el rotor agregando pesos de balanceo iguales y opuestos en cada plano. Los pesos de balanceo en los planos izquierdo y derecho se indican vectorialmente como: $\vec{B}_L = -\vec{U}_L$ y $\vec{B}_R = -\vec{U}_R$ .

**REGISTRO DE RESULTADOS:**

Masa del rotor a balancear (Kg): \_\_\_\_\_

ACTIVIDAD	ECUACIÓN	RESULTADO
<b>Desbalance residual</b>	$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega}$	
	$U_{per \text{ por plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}}$	
<b>Balanceo dinámico de rotor</b>	$\vec{V}_A$	
	$\vec{V}_B$	
	$\vec{W}_L$	
	$\vec{V}'_A$	
	$\vec{V}'_B$	
	$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_L}$	
	$\vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L}$	
	$\vec{W}_R$	
	$\vec{V}''_A$	
	$\vec{V}''_B$	
	$\vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R}$	
	$\vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R}$	
	$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR}\vec{V}_A - \vec{A}_{AR}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BR}\vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AL}\vec{A}_{BR}}$	
	$\vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL}\vec{V}_A - \vec{A}_{AL}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BL}\vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL}\vec{A}_{BR}}$	
	$\vec{B}_L = -\vec{U}_L$	
	$\vec{B}_R = -\vec{U}_R$	

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
 DINÁMICA DE MÁQUINAS



## BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES P2

### OBJETIVO:

Utilizando la instrumentación de balanceo dinámico de rotores, realizar el cálculo de masas de corrección por medio de hoja de cálculo de Microsoft Excel.

### GENERALIDADES:

El desbalance mecánico en elementos rotatorios (rotor) se ha convertido en un problema importante en el desarrollo de maquinaria moderna, especialmente en donde altas velocidades y la confiabilidad son de extrema importancia.

El desbalance mecánico es la fuente de vibración más común en sistemas con elementos rotativos, todo rotor mantiene un nivel de desbalanceo residual, el hecho de que estos generen vibraciones o no, dependen básicamente de que estos operen dentro de las tolerancias de calidad establecidas en las normas para las características y velocidades del rotor en cuestión.

El mantener el desbalanceo residual dentro de tolerancias permitirá:

- Evitar falla por fatiga en estructuras y elementos asociadas al elemento rotatorio,
- Incrementar la vida útil del sistema rotatorio y u o máquina,
- Ahorro de energía,
- Prevenir cargas excesivas en rodamientos debido a sobrecargas.

### EQUIPOS A UTILIZAR:

Ítem	Descripción	Cantidad Requerida	Especificaciones Generales
1	Interfaz de cuatro canales modelo GX 400 con salida de conector USB	1	
2	Acelerómetro con sensibilidad 100 mV/g modelo AC500 2P, con cables y base magnética incluida	2	

			
3	Sensor óptico laser con salida analógica modelo OP-20, con base magnética y cables incluidos.	1	
4	Computadora portátil modelo: ThinkPad E590	1	
5	Kit de pesos de prueba de 0.2 a 13 gramos	1	

6	Báscula digital para determinar valor de la masa de prueba de balanceo	1	
---	--	---	---

### ECUACIONES A UTILIZAR:

#### Desbalance residual

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega} \quad (1)$$

En donde:

$U_{per}$ : es el valor numérico del desbalance residual, expresada en gramos milímetros (g\*mm);

$e_{per} * \Omega$ : es el valor numérico de la calidad del grado de balanceo seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm/s); según el tipo de máquina se seleccionará un valor de la tabla 1.

$m$ : es el valor numérico de la masa del rotor, expresada en kilogramos (kg)

$\Omega$ : es el valor numérico de la velocidad angular máxima de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s)

✓ Debido a que la tolerancia de desbalanceo es para rotores rígidos en dos planos de corrección, se recomienda tomar medio valor para cada plano, por lo cual:

$$U_{per \text{ por plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}} \quad (2)$$

### DESARROLLO DE LA PRACTICA:

- ✓ Identificar la instrumentación utilizada en el banco de balanceo dinámico de rotores.
- ✓ Determinar el grado de desbalance residual admisible que el rotor posee haciendo uso de la tabla 1 que se encuentra en la norma 1940-1 y la ecuación 1 y 2.

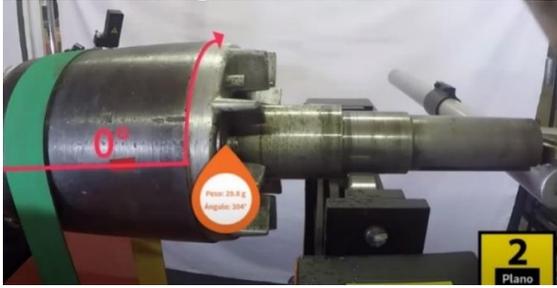
Tabla 1. Grados de calidad de balanceo ISO 1940-1

<b>Calidad Balanceo Grados G</b>	$e_{per} \omega$ mm/s	<b>Tipos de Rotor Ejemplos Generales</b>
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o mas cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

- ✓ Identificar las lecturas de vibraciones obtenidas por el equipo y con el uso de la hoja de cálculo de Microsoft Excel calcular las masas de corrección, por lo cual se seguirá el procedimiento de la tabla 2.

Tabla 2 Procedimiento para balanceo dinámico de rotores

1	Colocar los sensores en los sistemas de suspensión.
2	Colocar el sensor laser de velocidad o lampará estroboscópica (tacómetro) que servirá para determinar la velocidad de giro del rotor.
3	Iniciar el programa de analizador de vibraciones.
4	Arrancar el motor y regular la velocidad de giro a las RPM a las cuales se realizará el balanceo. En este caso la velocidad de giro es a la que opera el rotor a balancear.
5	Verificar que se haya alcanzado las RPM deseados.
6	Mediante el analizador de vibraciones se registra el vector de desbalance original en los sistemas de suspensión "A" y "B"; en donde la magnitud del vector es la amplitud de la vibración y el ángulo sería el ángulo de desfase. Los resultados se registran como los vectores $\vec{V}_A$ y $\vec{V}_B$ . <b>Nota:</b> Verifique que el valor del vector de vibración corresponde a un desbalance. Esto se hará comparando el valor de desbalance residual calculado en un inicio. Si es así detenga el motor y prosiga con los siguientes pasos. Caso contrario termine la prueba.
7	Se procede medir los pesos de prueba mediante una báscula teniendo en cuenta que dichos pesos deben ser menores o iguales a 10% del peso del rotor. Realice o señale una pequeña marca en el rotor que servirá para referencia al momento de medir los ángulos de posición de las masas de prueba. Viendo el rotor desde el plano I (ver Fig. 1), el cero (la marca de referencia) siempre está en la horizontal hacia la derecha, a partir de ahí el conteo del ángulo se realiza en sentido contrario al de las manecillas del reloj (Fig.2).
8	<div data-bbox="690 1081 1128 1354" data-label="Diagram"> </div> <p>Fig. 1: Planos de balanceo.</p> <div data-bbox="649 1459 1169 1753" data-label="Image"> </div> <p>Fig. 2: Representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba.</p>

9	Una vez detenido el motor colocar la masa de prueba en el plano izquierdo en una posición conocida. Registre estos valores de masa y posición. peso conocido en el plano izquierdo se denota como: $\vec{W}_L$
10	Luego de haber colocado y registrado la masa y el ángulo de posición, proceda a arrancar el motor y verificar que se haya alcanzado las RPM deseadas, posteriormente registre el vector de vibración en los planos "A" y "B", con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Los vectores registrados se denotan como: $\vec{V}'_A$ y $\vec{V}'_B$ respectivamente.
11	Luego de haber registrado estos vectores, con su magnitud y ángulo de desfase la vibración. Detenga el motor y prosiga con el siguiente paso.
12	Colocar la otra masa de prueba antes medida mediante una báscula en el plano derecho en una posición conocida. Registre también estos valores de masa y posición. Este vector se denota como: $\vec{W}_R$ Colocar la marca reflejante frente a nosotros visto desde el plano II, la marca queda del lado izquierdo y el conteo del ángulo se realiza en el sentido horario (ver Fig. 3). 
13	Luego de finalizar la colocación de la masa de prueba y haber registrado el ángulo de posición, ponga en marcha el motor nuevamente y verifique que se alcancen las RPM deseadas.
14	Registre el vector de vibración en los planos "A" y "B", con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Estos vectores se denotan como: $\vec{V}''_A$ y $\vec{V}''_B$
15	Con los datos de los registros anteriores, el analizador procede a calcular los pesos de corrección. Pero en este caso se sustituirán los valores obtenidos en la hoja de cálculo.
16	Ahora se puede balancear el rotor agregando pesos de balanceo iguales y opuestos en cada plano. Los pesos de balanceo en los planos izquierdo y derecho se indican vectorialmente como: $\vec{B}_L = -\vec{U}_L$ y $\vec{B}_R = -\vec{U}_R$ .

La hoja de cálculo requiere todos los datos registrados sobre las vectores de vibración:  $\vec{V}_A$  y  $\vec{V}_B$ ,  $\vec{V}'_A$  y  $\vec{V}'_B$ ;  $\vec{V}''_A$  y  $\vec{V}''_B$ ; y  $\vec{W}_L$  con  $\vec{W}_R$ , estos serán los datos de entrada para la hoja de cálculo tal como se indica en las siguientes tablas:

Tabla 3: Condición del desbalance

<b>PLANO L</b>		
<b>DESBALANCE ORIGINAL-COJINETE "A"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	8.5	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	60	Grados
<b>PLANO R</b>		
<b>DESBALANCE ORIGINAL-COJINETE "B"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	6.5	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	205	Grados

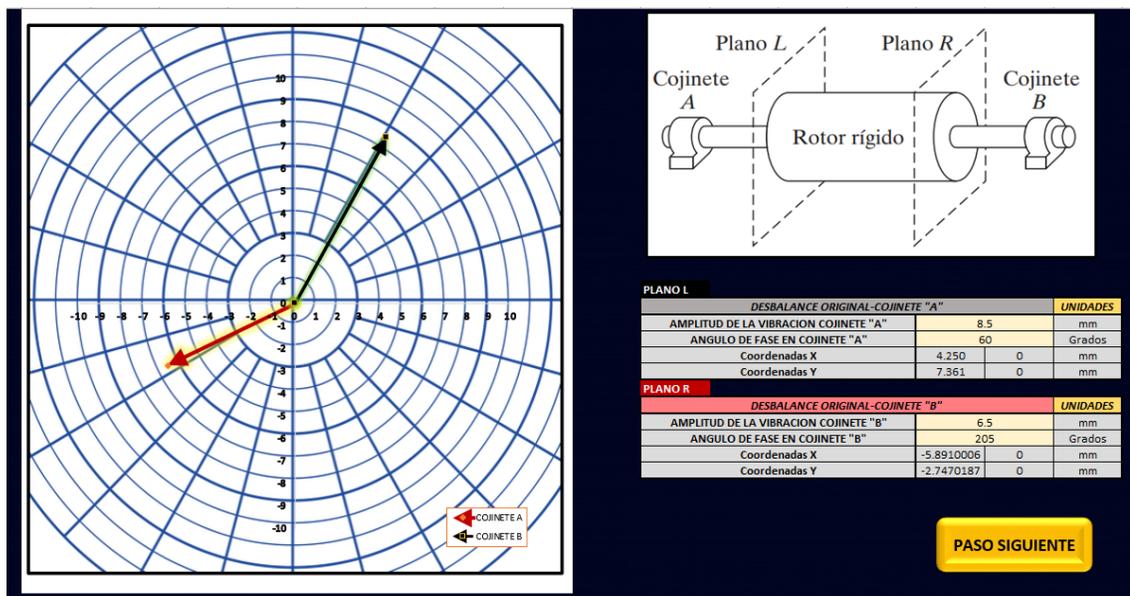


Fig. 3: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de condición inicial del desbalance.

Tabla 4: Al agregar el peso de prueba en el plano izquierdo.

<b>VECTOR DEL PESO DE PRUEBA EN PLANO IZQUIERDO</b>		<b>UNIDADES</b>
MASA DE PRUEBA EN PLANO IZQUIERDO	10	onz.
ANGULO DE POSICION EN QUE SE UBICA LA MASA "WL"	270	grados

Tabla 5: Resultado del vector de vibración debido al peso de prueba colocado en el plano izquierdo.

<b>PLANO L</b>		
<b>DESBALANCE COJINETE "A"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	6	Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	125	Grados

PLANO R		<b>DESBALANCE COJINETE "B"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	4.5			Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	230			Grados

VECTOR DEL PESO DE PRUEBA EN PLANO IZQUIERDO		UNIDADES	
MASA DE PRUEBA EN PLANO IZQUIERDO	10		onz.
ANGULO DE POSICION EN QUE SE UBICA LA MASA "WL"	270		grados

PLANO L		<b>DESBALANCE COJINETE "A"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	6			mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	125			Grados
Coordenadas X	-3.441	0		mm
Coordenadas Y	4.915	0		mm

PLANO R		<b>DESBALANCE COJINETE "B"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	4.5			mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	230			Grados
Coordenadas X	-2.89254424	0		mm
Coordenadas Y	-3.44719999	0		mm

Fig. 4: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de Peso de prueba en el plano izquierdo.

Tabla 6: Al agregar el peso de prueba en el plano derecho.

VECTOR DEL PESO DE PRUEBA EN PLANO DERECHO		UNIDADES	
MASA DE PRUEBA EN PLANO DERECHO	12		onz.
ANGULO DE POSICION EN QUE SE UBICA LA MASA "WR"	180		Grados

Tabla 7: Resultado del vector de vibración debido al peso de prueba colocado en el plano derecho.

PLANO L		<b>DESBALANCE COJINETE "A"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "A"	6			Mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "A"	35			Grados

PLANO R		<b>DESBALANCE COJINETE "B"</b>		<b>UNIDADES</b>
AMPLITUD DE LA VIBRACION COJINETE "B"	10.5			mm
ANGULO DE FASE EN COJINETE "B"	160			Grados

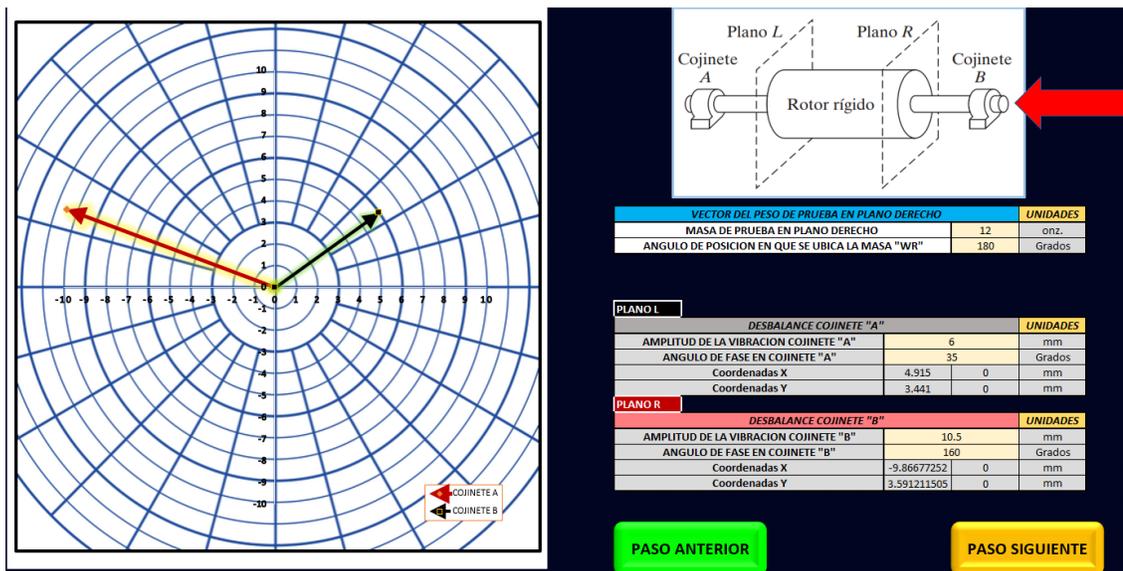


Fig. 5: Interfaz de la hoja de cálculo para ingresar los datos de Peso de prueba en el plano derecho.

Luego de registrar estos datos de entrada, la hoja de cálculo realiza todo el desarrollo de las ecuaciones establecidas en esta metodología y arroja los siguientes resultados:

Tabla 8: Procedimiento matemático.

### CÁLCULOS

VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE ORIGINAL EN COJINETE "A" [VA]	4.25+7.36i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE ORIGINAL EN COJINETE "B" [VB]	-5.89-2.75i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_IZQUIERDO COJINETE "A" [VA']	-3.44+4.91i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_IZQUIERDO COJINETE "B" [VB']	-2.89-3.45i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_DERECHO COJINETE "A" [VA'']	4.91+3.44i
VECTOR DE VIBRACION DE DESBALANCE CON MASA DE PRUEBA P_DERECHO COJINETE "B" [VB'']	-9.87+3.59i
VECTOR DE PESO DE PRUEBA AGREGADO AL PLANO IZQUIERDO [WL]	-10i
VECTOR DE PESO DE PRUEBA AGREGADO AL PLANO IZQUIERDO [WR]	-12
VECTOR "A_AL"	0.245-0.769i
VECTOR "A_BL"	0.07+0.3i
VECTOR "A_AR"	-0.055+0.3267i
VECTOR "A_BR"	0.33167-0.5283i
VECTOR "UL"	-8.28+5.695i
VECTOR "UR"	-2.170-5.453i

VECTOR "BL"	8.29-5.69i
VECTOR "BR"	2.17+5.45i

Tabla 9: Resultados de procedimiento efectuado en hoja de cálculo.

Peso (onz)	Posición (°)	Peso (onz)	Fase (°)
10.056	145.50°	5.870	248.30°

Luego de este desarrollo la hoja de cálculo arrojará el resultado final indicando el valor de la masa que deberá agregarse al rodete en cada uno de los planos y la posición en donde esta debe añadirse.

**REGISTRO DE RESULTADOS:**

Masa del rotor a balancear (Kg): \_\_\_\_\_

ACTIVIDAD	ECUACIÓN	RESULTADO
Desbalance residual	$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega}$	
	$U_{per \text{ por plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}}$	
Balanceo dinámico de rotor	$\vec{V}_A$	
	$\vec{V}_B$	
	$\vec{W}_L$	
	$\vec{V}'_A$	
	$\vec{V}'_B$	
	$\vec{W}_R$	
	$\vec{V}''_A$	
	$\vec{V}''_B$	
	$\vec{U}_L$	
	$\vec{U}_R$	
	$\vec{B}_L = -\vec{U}_L$	
	$\vec{B}_R = -\vec{U}_R$	

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
 DINÁMICA DE MÁQUINAS



### BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES P3

#### OBJETIVO:

Corregir el desbalance de un rotor utilizando el banco de balanceo dinámico de rotor.

#### GENERALIDADES:

El balanceo dinámico es una de las herramientas proporcionadas por la evolución del mantenimiento; el cual ayuda a elevar la vida útil de los equipos utilizados, ayuda a minimizar los paros por emergencia y a su vez permite trabajar con seguridad y con ello proporcionar productos finales de calidad y a un precio costo más bajo.

El balanceo dinámico reposiciona la masa y el centro de gravedad del rotor hasta llevarlos lo más cerca del centro de rotación y con ello disminuir en gran manera las vibraciones del equipo.

Los distintos sensores utilizados proporcionan la información necesaria para determinar las causas de la vibración en el equipo analizado. La interpretación correcta de esta información se convertirá en un mantenimiento adecuado y el mismo podrá evitar fallas mayores y paros por emergencia en la producción.

#### EQUIPOS A UTILIZAR:

Ítem	Descripción	Cantidad Requerida	Especificaciones Generales
1	Interfaz de cuatro canales modelo GX 400 con salida de conector USB	1	
2	Acelerómetro con sensibilidad 100 mV/g modelo AC500 2P, con cables y base magnética incluida	2	

3	Sensor óptico laser con salida analógica modelo OP-20, con base magnética y cables incluidos.	1	
4	Computadora portátil modelo: ThinkPad E590	1	
5	Kit de pesos de prueba de 0.2 a 13 gramos	1	
6	Báscula digital para determinar valor de la masa de prueba de balanceo	1	

**ECUACIONES A UTILIZAR:**Desbalance residual

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega} \quad (1)$$

En donde:

$U_{per}$ : es el valor numérico del desbalance residual, expresada en gramos milímetros (g\*mm);

$e_{per} * \Omega$ : es el valor numérico de la calidad del grado de balanceo seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm/s); según el tipo de máquina se seleccionará un valor de la tabla 1.

$m$ : es el valor numérico de la masa del rotor, expresada en kilogramos (kg)

$\Omega$ : es el valor numérico de la velocidad angular máxima de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s)

✓ Debido a que la tolerancia de desbalanceo es para rotores rígidos en dos planos de corrección, se recomienda tomar medio valor para cada plano, por lo cual:

$$U_{per \text{ por plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}} \quad (2)$$

**DESARROLLO DE LA PRACTICA:**

- ✓ Identificar la instrumentación utilizada en el banco de balanceo dinámico de rotores.
- ✓ Determinar el grado de desbalance residual admisible que el rotor posee haciendo uso de la tabla 1 que se encuentra en la norma 1940-1 y la ecuación 1 y 2.

Tabla 1. Grados de calidad de balanceo ISO 1940-1

Calidad Balanceo Grados G	$e_{per} \omega$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.

G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o mas cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

- ✓ Identificar las lecturas de vibraciones obtenidas por el equipo y colocar los pesos de corrección donde lo indique el analizador. Para ello se seguirá el procedimiento mostrado en la tabla 2.

Tabla 2 Procedimiento para balanceo dinámico de rotores

1	Colocar los sensores en los sistemas de suspensión.
2	Colocar el sensor laser de velocidad o lampará estroboscópica (tacómetro) que servirá para determinar la velocidad de giro del rotor.
3	Iniciar el programa de analizador de vibraciones.
4	Arrancar el motor y regular la velocidad de giro a las RPM a las cuales se realizará el balanceo. En este caso la velocidad de giro es a la que opera el rotor a balancear.
5	Verificar que se haya alcanzado las RPM deseados.
6	Mediante el analizador de vibraciones se registra el vector de desbalance original en los sistemas de suspensión "A" y "B"; en donde la magnitud del vector es la amplitud de la vibración y el ángulo sería el ángulo de desfase. Los resultados se registran como los vectores $\vec{V}_A$ y $\vec{V}_B$ . <b>Nota:</b> Verifique que el valor del vector de vibración corresponde a un desbalance. Esto se hará comparando el valor de desbalance residual calculado en un inicio. Si es así detenga el motor y prosiga con los siguientes pasos. Caso contrario termine la prueba.
7	Se procede medir los pesos de prueba mediante una báscula teniendo en cuenta que dichos pesos deben ser menores o iguales a 10% del peso del rotor.

Realice o señale una pequeña marca en el rotor que servirá para referencia al momento de medir los ángulos de posición de las masas de prueba. Viendo el rotor desde el plano I (ver Fig. 1), el cero (la marca de referencia) siempre está en la horizontal hacia la derecha, a partir de ahí el conteo del ángulo se realiza en sentido contrario al de las manecillas del reloj (Fig.2).

8

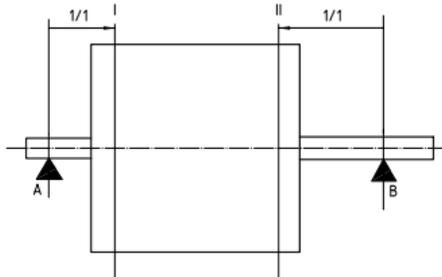


Fig. 1: Planos de balanceo.



Fig. 2: Representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba.

9

Una vez detenido el motor colocar la masa de prueba en el plano izquierdo en una posición conocida. Registre estos valores de masa y posición. peso conocido en el plano izquierdo se denota como:  $\vec{W}_L$

10

Luego de haber colocado y registrado la masa y el ángulo de posición, proceda a arrancar el motor y verificar que se haya alcanzado las RPM deseadas, posteriormente registre el vector de vibración en los planos "A" y "B", con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Los vectores registrados se denotan como:  $\vec{V}'_A$  y  $\vec{V}'_B$  respectivamente.

11

Luego de haber registrado estos vectores, con su magnitud y ángulo de desfase la vibración. Detenga el motor y prosiga con el siguiente paso.

Colocar la otra masa de prueba antes medida mediante una báscula en el plano derecho en una posición conocida. Registre también estos valores de masa y posición. Este vector se denota como:  $\vec{W}_R$   
Colocar la marca reflejante frente a nosotros visto desde el plano II, la marca queda del lado izquierdo y el conteo del ángulo se realiza en el sentido horario (ver Fig. 3).

12



Fig. 0: Representación de la medida del ángulo de posición de la masa de prueba.

13

Luego de finalizar la colocación de la masa de prueba y haber registrado el ángulo de posición, ponga en marcha el motor nuevamente y verifique que se alcancen las RPM deseadas.

14

Registre el vector de vibración en los planos "A" y "B", con su respectiva amplitud y ángulo de desfase. Estos vectores se denotan como:  $\vec{V}''_A$  y  $\vec{V}''_B$

15

Con los datos de los registros anteriores, el analizador procede a calcular los pesos de corrección.

16

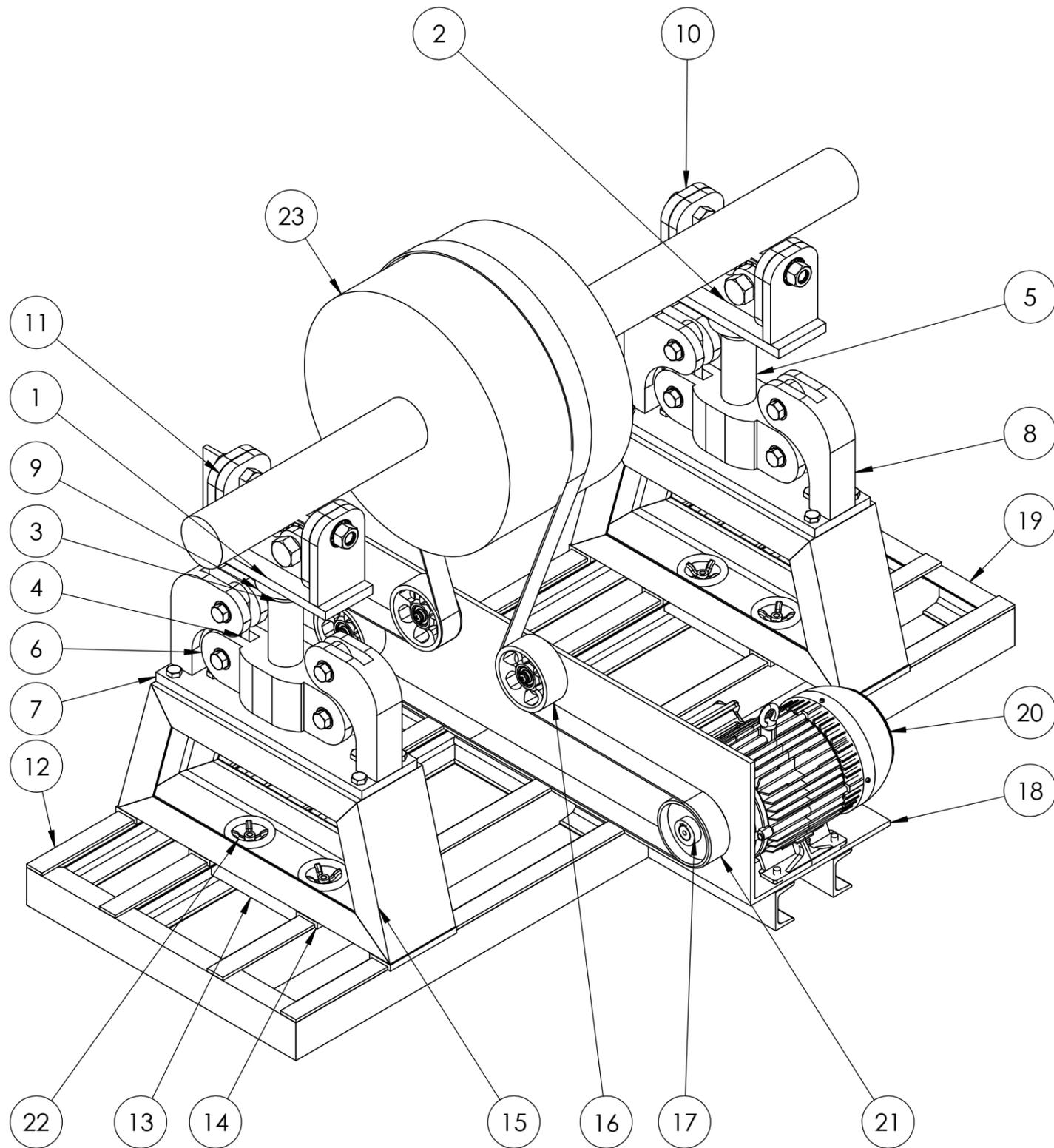
Ahora se puede balancear el rotor agregando pesos de balanceo iguales y opuestos en cada plano. Los pesos de balanceo en los planos izquierdo y derecho se indican vectorialmente como:  $\vec{B}_L = -\vec{U}_L$  y  $\vec{B}_R = -\vec{U}_R$ .

**REGISTRO DE RESULTADOS:**

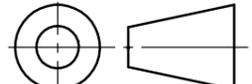
Masa del rotor a balancear (Kg): \_\_\_\_\_

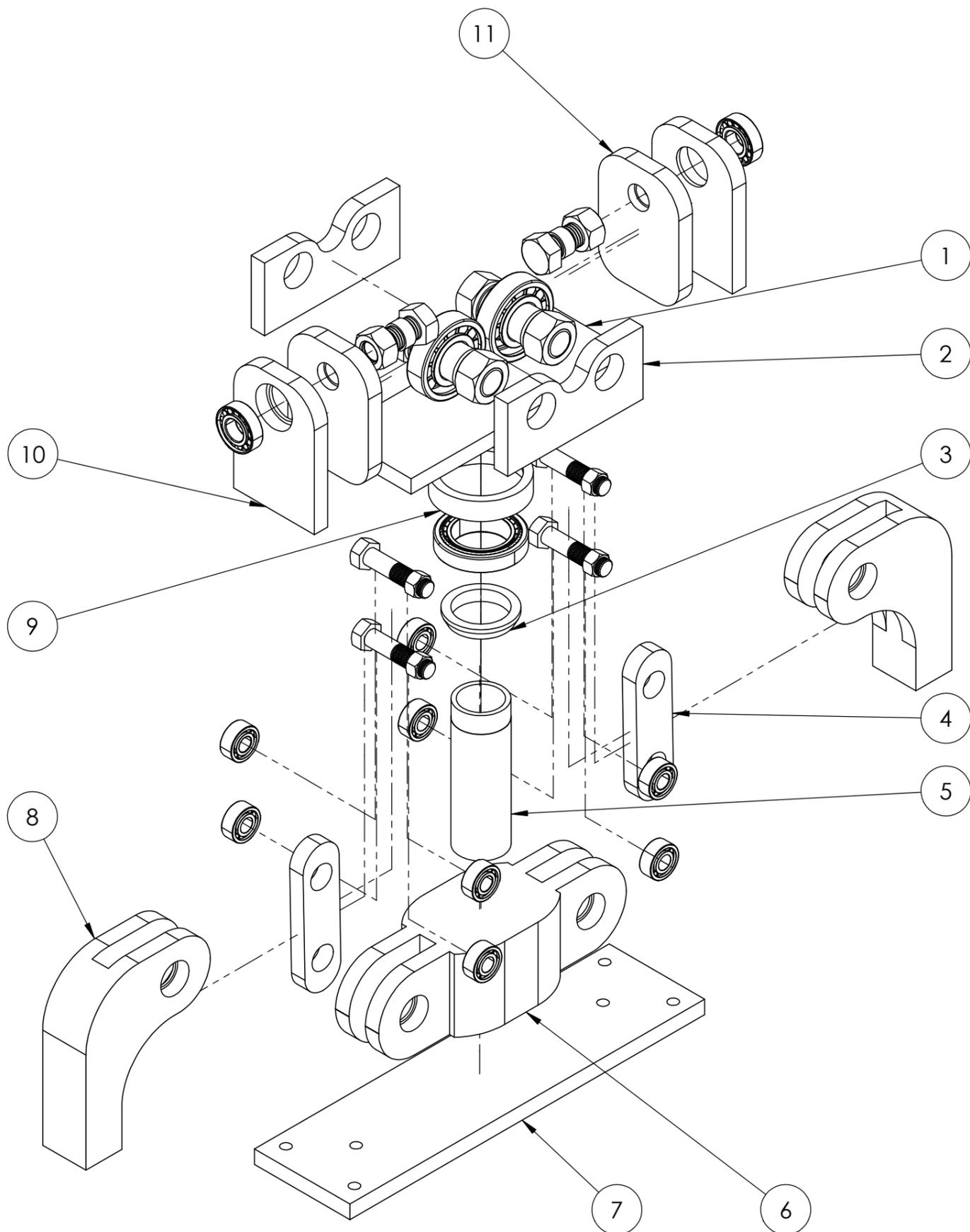
ACTIVIDAD	ECUACIÓN	RESULTADO
<b>Desbalance residual</b>	$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \Omega) * m}{\Omega}$	
	$U_{per \text{ por plano}} = \frac{U_{per}}{\# \text{ de planos}}$	
<b>Balanceo dinámico de rotor</b>	$\vec{V}_A$	
	$\vec{V}_B$	
	$\vec{W}_L$	
	$\vec{V}'_A$	
	$\vec{V}'_B$	
	$\vec{W}_R$	
	$\vec{V}''_A$	
	$\vec{V}''_B$	
	$\vec{U}_L$	
	$\vec{U}_R$	
	$\vec{B}_L = -\vec{U}_L$	
	$\vec{B}_R = -\vec{U}_R$	

**ANEXOS C. PLANOS DE BANCO DE BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES**

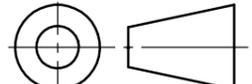


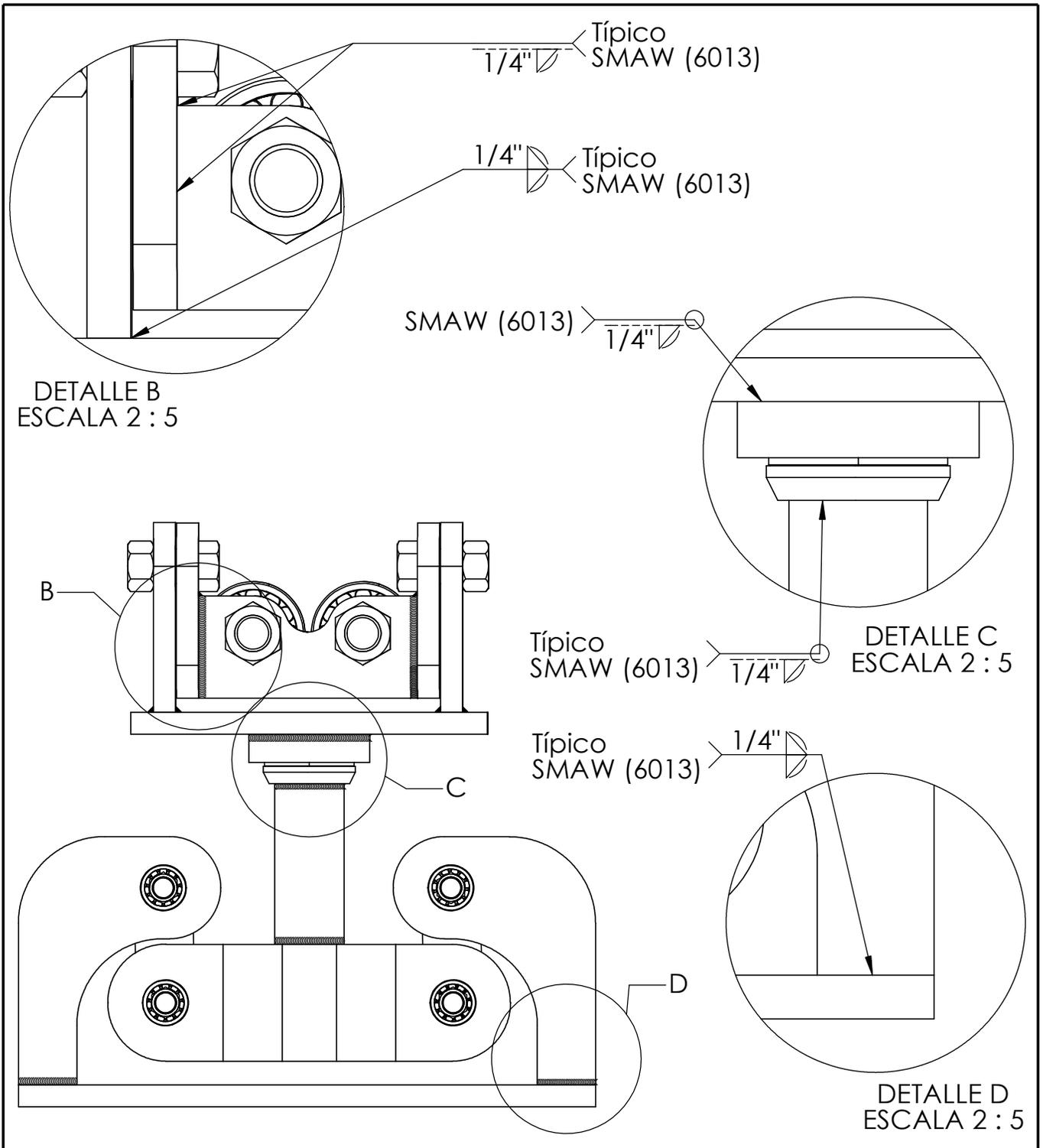
# DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Placa base de ensamble superior de sistema de suspensión	Acero AISI 1006	2
2	Placa de soporte para rodamientos sostenedores	Acero AISI 1006	4
3	Soporte inferior de rodamiento axial	Acero AISI 1006	2
4	Elemento pendulo del sistema de supension	Acero AISI 1006	4
5	Tubo central de ensamble inferior de sistema de suspensión	Acero AISI 1006	2
6	Elemento inferior para acople de péndulos	Acero AISI 1006	2
7	Placa de soporte de sistema des suspensión completo	Acero AISI 1006	2
8	Elemento de soporte de péndulo	Acero AISI 1006	4
9	Soporte susperior de rodamiento axial	Acero AISI 1006	2
10	Soporte lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	4
11	Placa lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	4
12	Placa deslizante de torre de soporte del equipo	Acero A-36	8
13	Placa de sujeción de las torres	Acero A-36	2
14	Elemento inferior deslizante soldado a torre de soporte del equipo	Acero A-36	8
15	Torre de soporte de equipo de balanceo	Acero A-36	2
16	Poleas para banda plana	Acero AISI 1020	3
17	Polea motriz del sistema de suspensión	Acero AISI 1020	1
18	Estructura base del sistema de poleas	Acero A-36	1
19	Estructura base de todo el sistema de suspensión	Acero A-36	1
20	MOTOR 7.5 HP	Carcasa 112M de hierro Gris	1
21	Banda plana	Poliamida A-3	1
22	Manija tipo volante	Acero inoxidable 304	4
23	Rotor de prueba		1

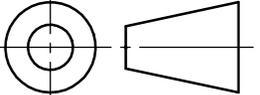
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Josué López	30/10/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN:	
	Ing. Zuleta		"DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:9</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA <b>PLANO COMPLETO DE BANCO DE BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES</b>		MATERIAL	N/A
			FORMATO	A3
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	N/A
			PLANO N°	1 de 18



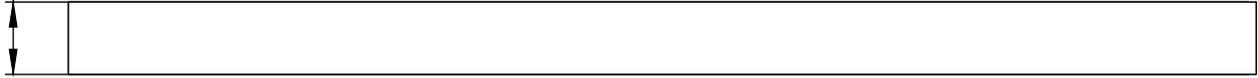
# DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	Placa base de ensamble superior de sistema de suspensión	Acero AISI 1006	1
2	Placa de soporte para rodamientos sostenedores	Acero AISI 1006	2
3	Soporte inferior de rodamiento axial	Acero AISI 1006	1
4	Elemento péndulo del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	2
5	Tubo central de ensamble inferior de sistema de suspensión	Acero AISI 1006	1
6	Elemento inferior para acople de péndulo	Acero AISI 1006	1
7	Placa de soporte de sistema de suspensión completo	Acero AISI 1006	1
8	Elemento soporte de péndulos	Acero AISI 1006	2
9	Soporte superior de rodamiento axial	Acero AISI 1006	1
10	Soporte lateral de ensamble superior del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	1
11	Placa lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	Acero AISI 1006	2

DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	30/10/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:5</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	N/A
	<b>PLANO EXPLOSIONADO DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN.</b>		FORMATO	A3
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	N/A
			PLANO N°	2 de 18



DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	Josué López	30/10/2021	
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			"DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA			MATERIAL
<b>1:5</b>	<b>PLANO DE SOLDADURA DE          SISTEMA DE SUSPENSIÓN</b>		FORMATO	A4
			N° DE PIEZA	N/A
NOTA: Dibujo interpretado por AWS A2.4 2020			PLANO N°	3 de 18

19.05



310.00

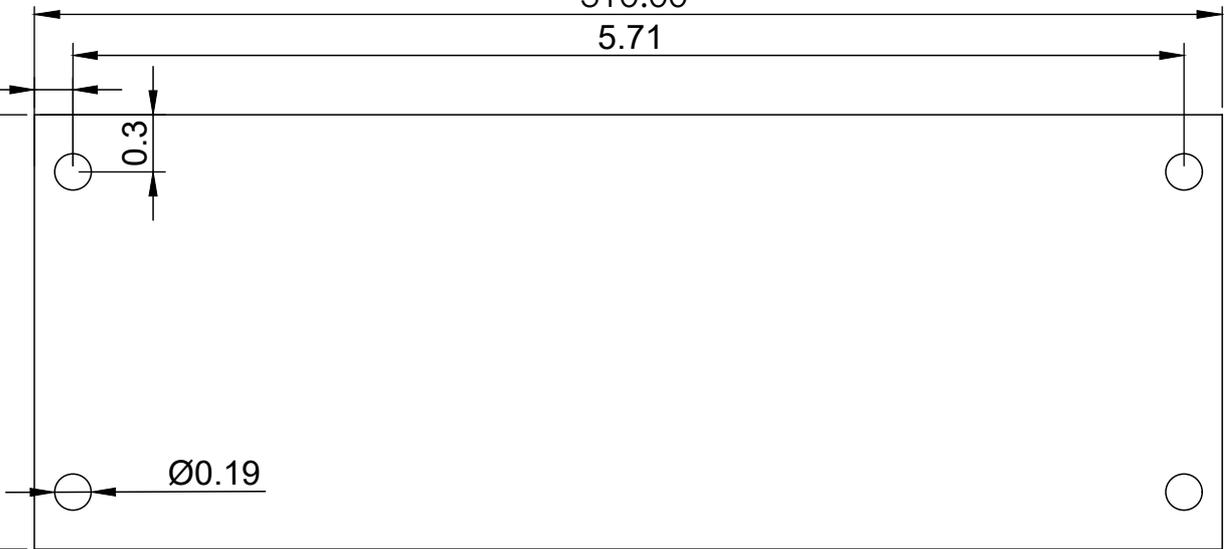
5.71

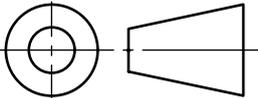
0.2

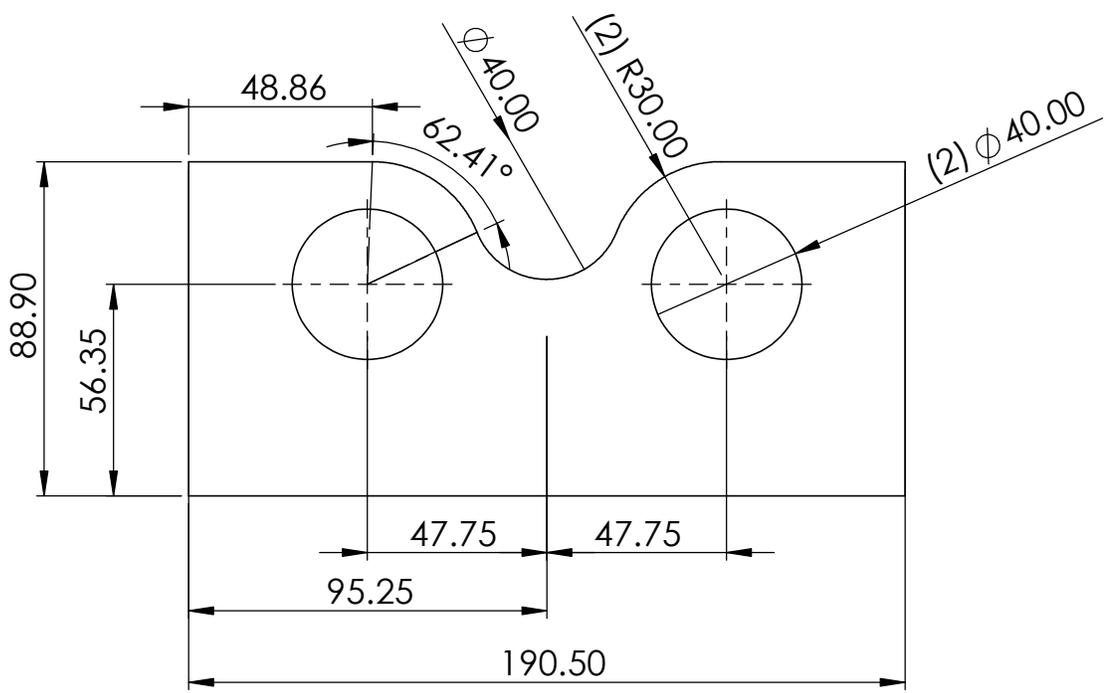
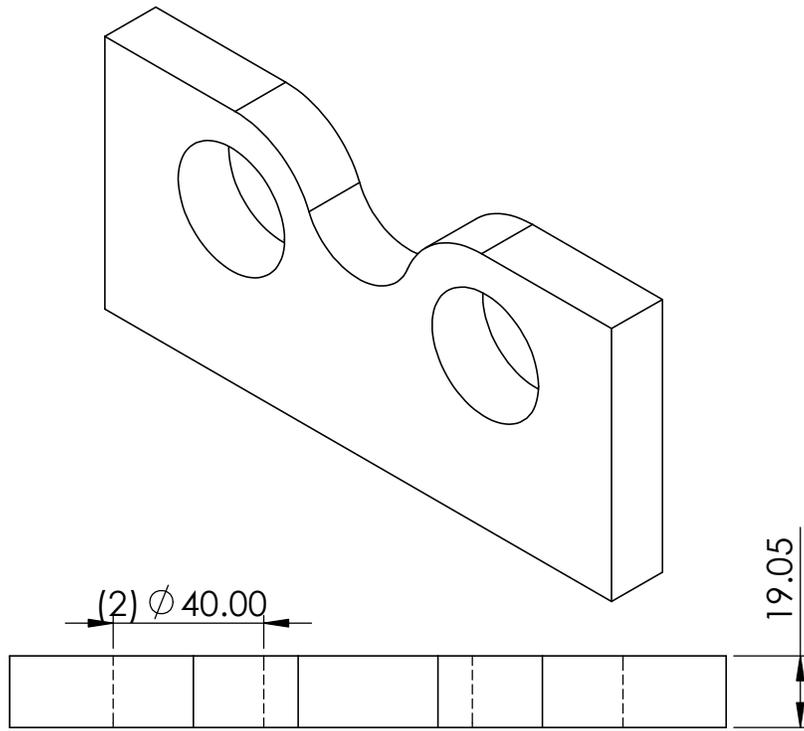
0.3

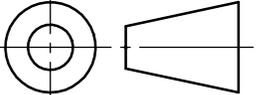
114.30

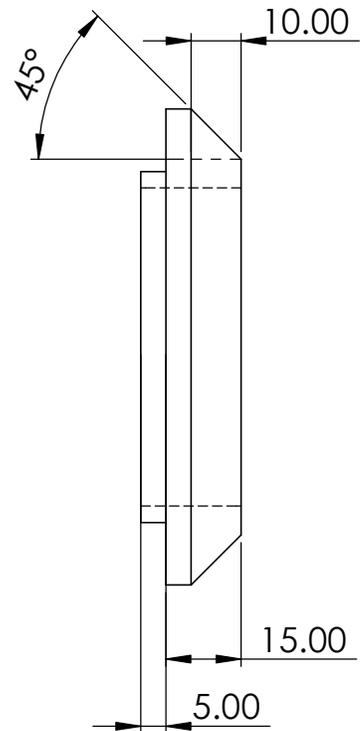
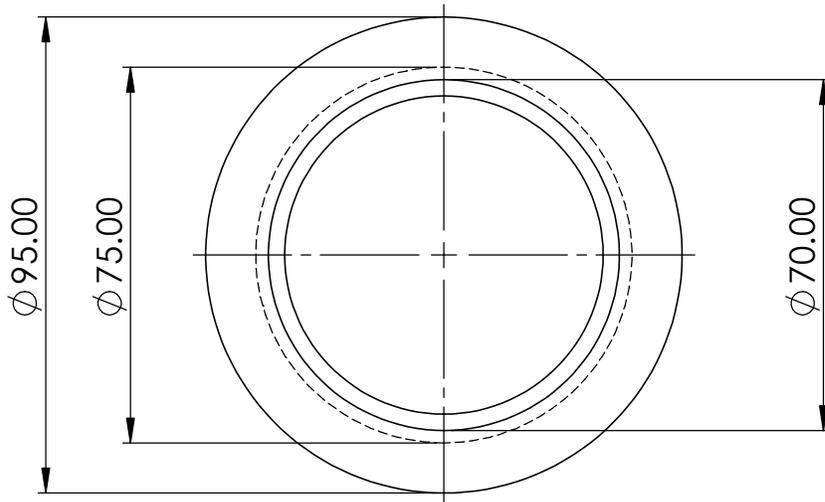
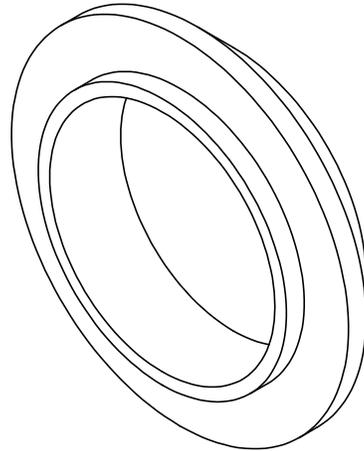
Ø0.19

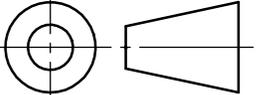


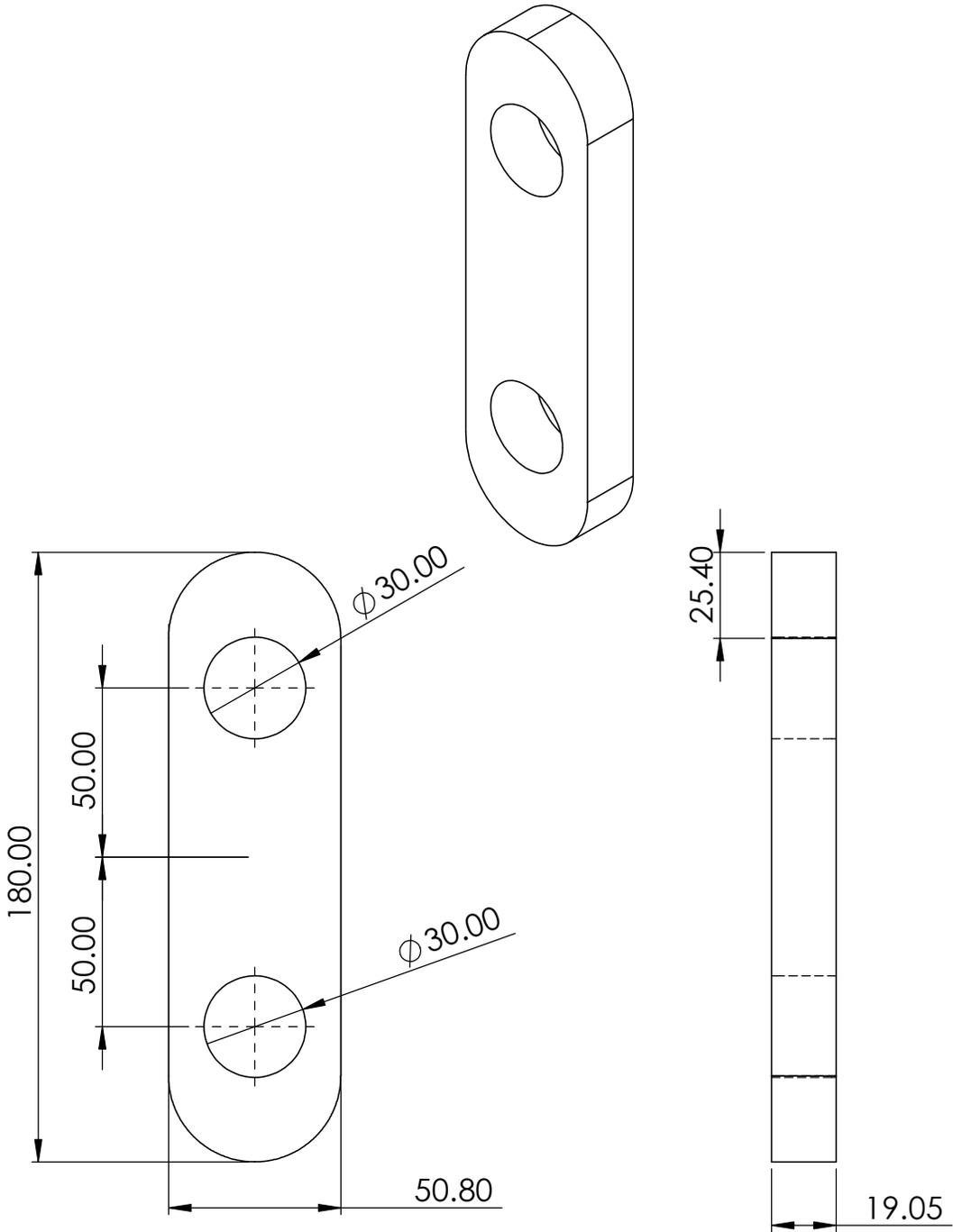
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	30/10/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA 1:2	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA PLACA BASE DE ENSAMBLE SUPERIOR DEL SISTEMA DE SUSPENSION		MATERIAL	Acero AISI 1006
			FORMATO	A4
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	1
			PLANO N°	4 de 18

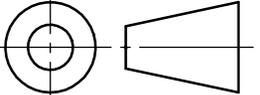


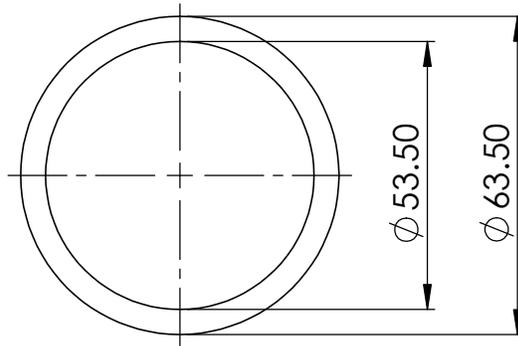
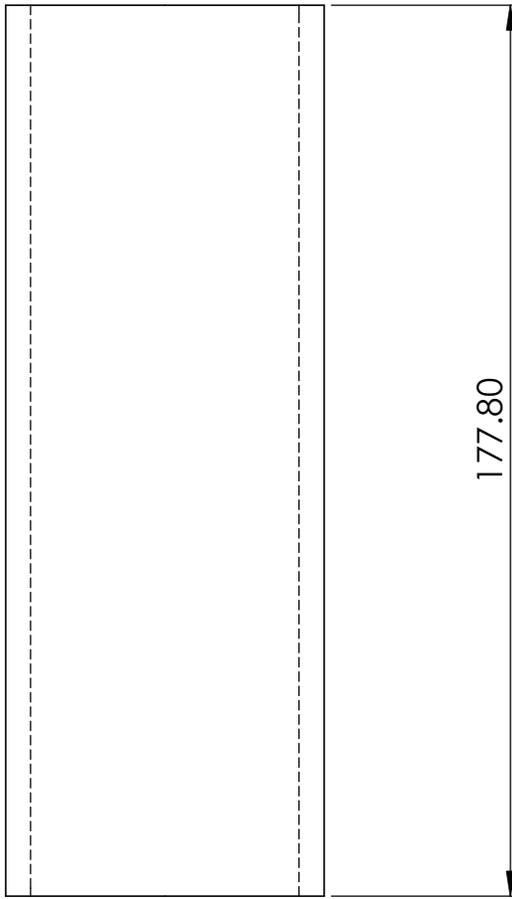
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:2</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero AISI 1006
	<b>PLACA DE SOPORTE PARA          RODAMIENTOS SOSTENEDORES</b>		FORMATO	A4
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	2
			PLANO N°	5 de 18

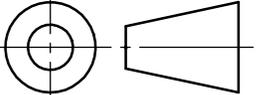


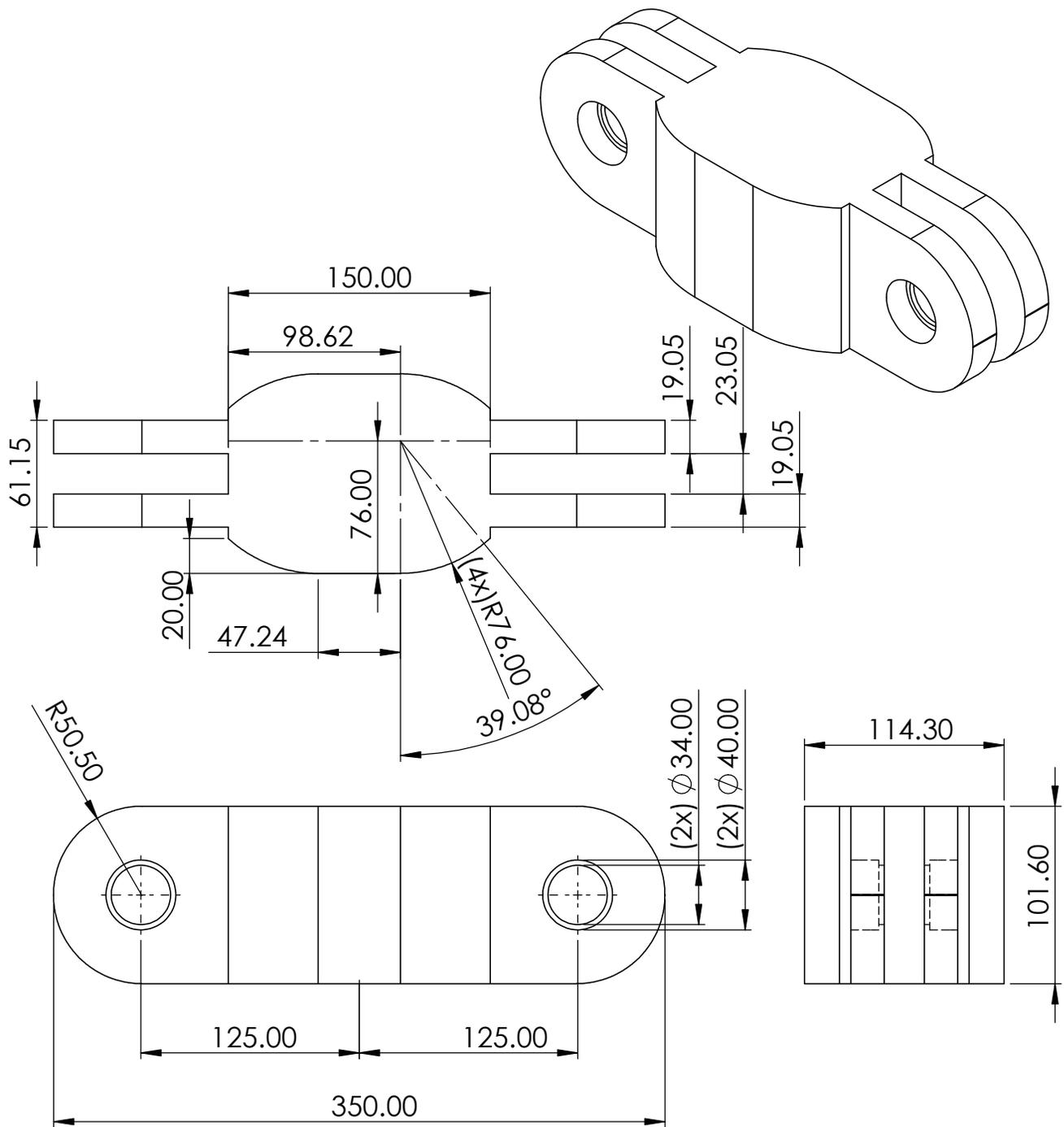
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	Josué López	30/10/2021	
			TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:1.5</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero AISI 1006
	<b>SOPORTE INFERIOR DE          RODAMIENTO AXIAL</b>		FORMATO	A4
Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.			N° DE PIEZA	3
		PLANO N°	6 de 18	

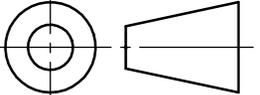


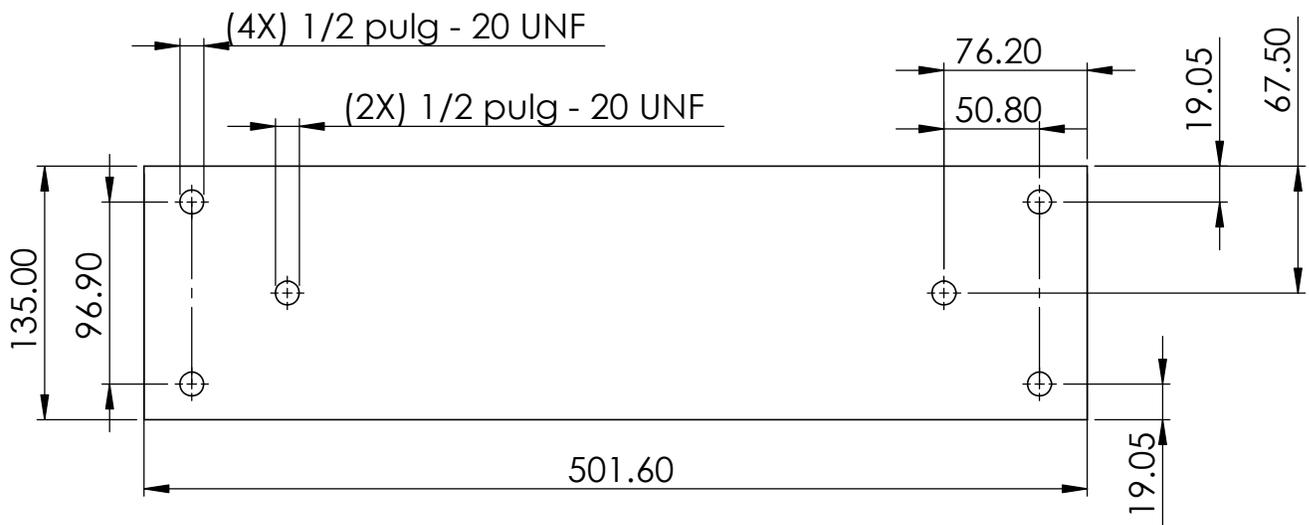
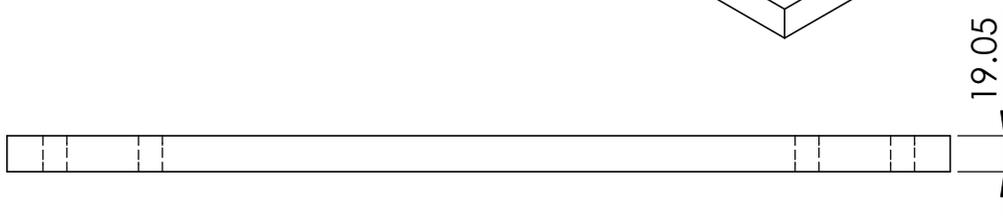
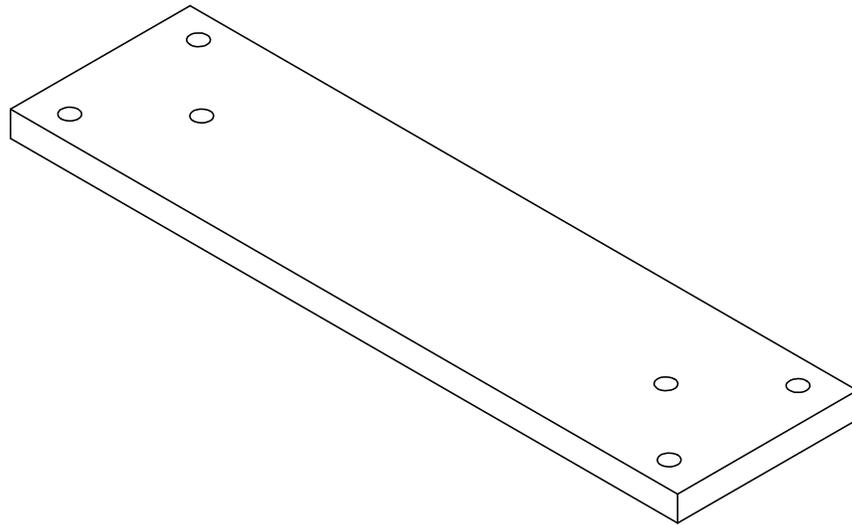
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
	Josué López	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:2</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero AISI 1006
	<b>ELEMENTO PENDULO DEL          SISTEMA DE SUSPENSION</b>		FORMATO	A4
Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.			N° DE PIEZA	4
			PLANO N°	7 de 18

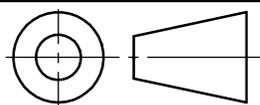


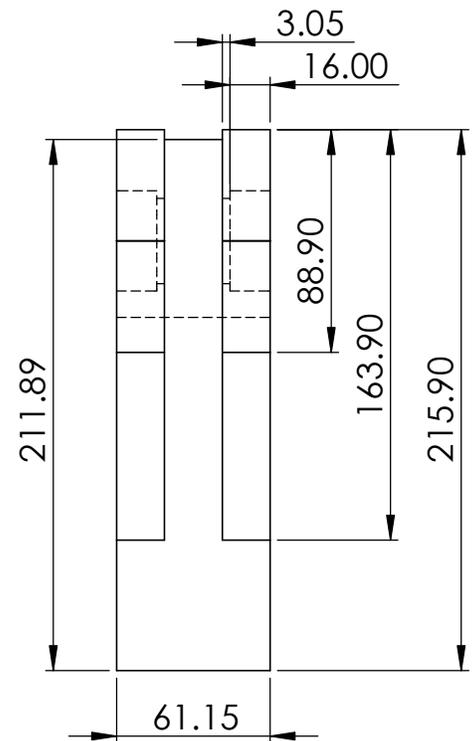
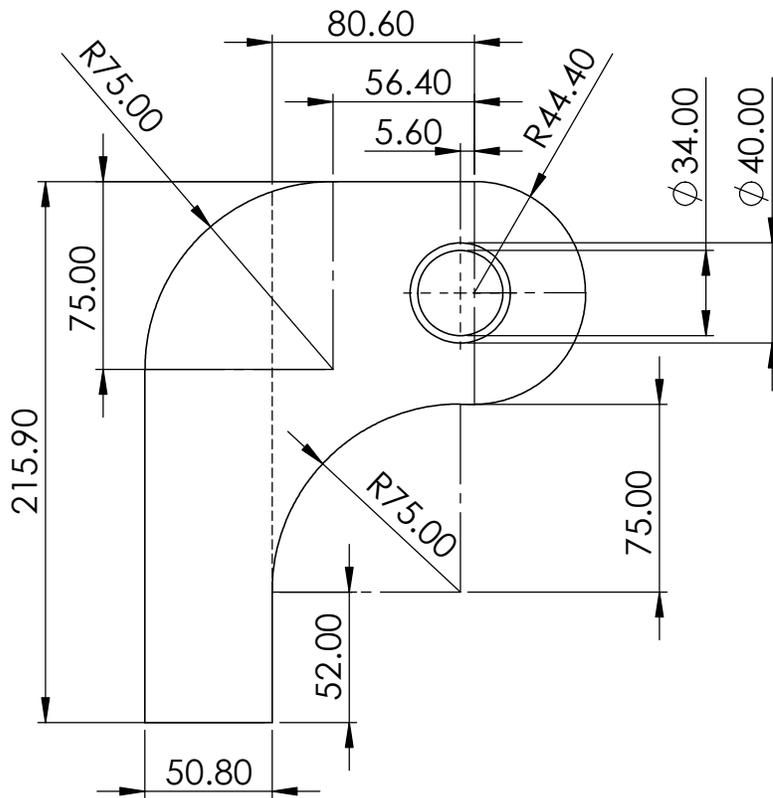
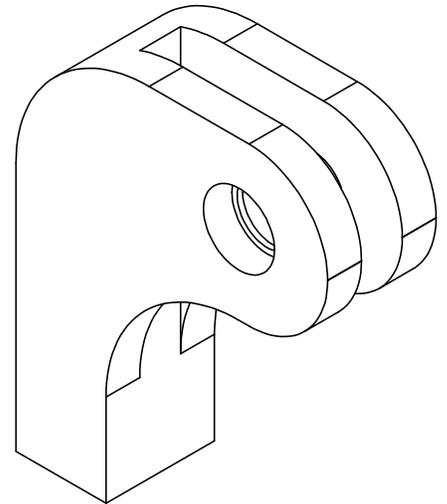
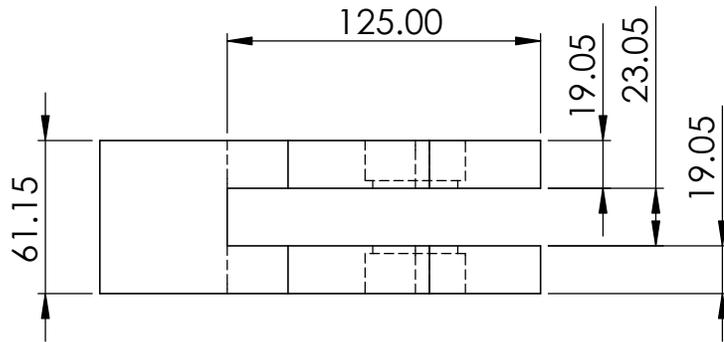
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:1.5</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA <b>TUBO CENTRAL DE ENSAMBLE          INFERIOR DEL SISTEMA DE          SUSPENSION</b>		MATERIAL	Acero AISI 1006
			FORMATO	A4
	Si no se se indica lo contarior las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	5
			PLANO N°	8 de 18

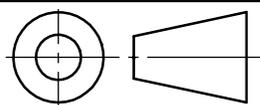


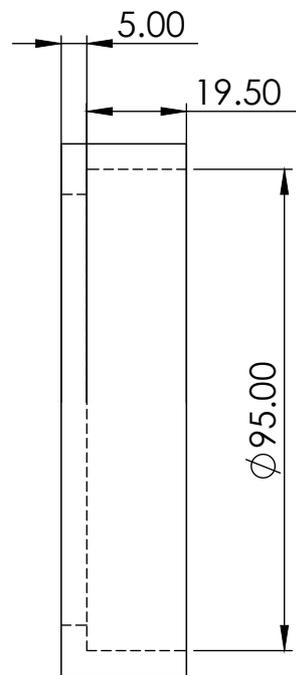
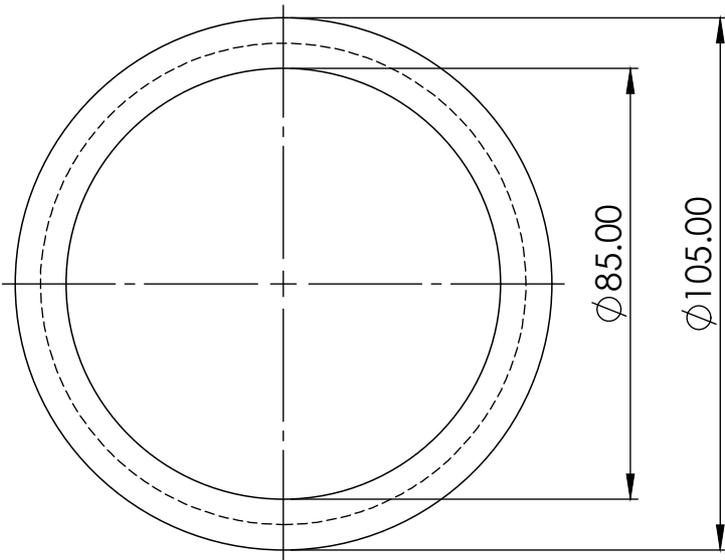
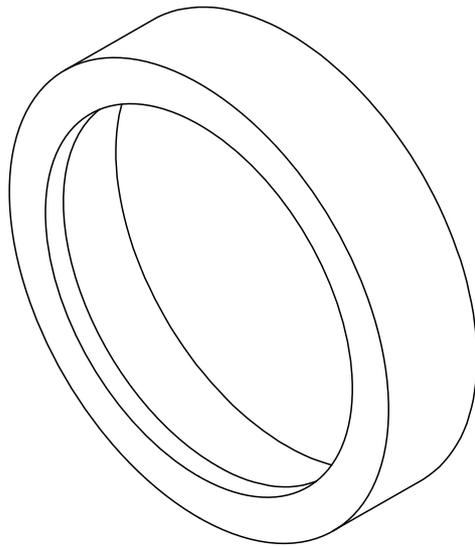
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
	Josué López	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:3.5</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero AISI 1006
	<b>ELEMENTO INFERIOR PARA          ACOPLE DE PENDULOS</b>		FORMATO	A4
Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.			N° DE PIEZA	6
		PLANO N°	9 de 18	

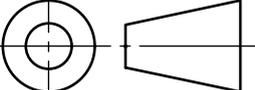


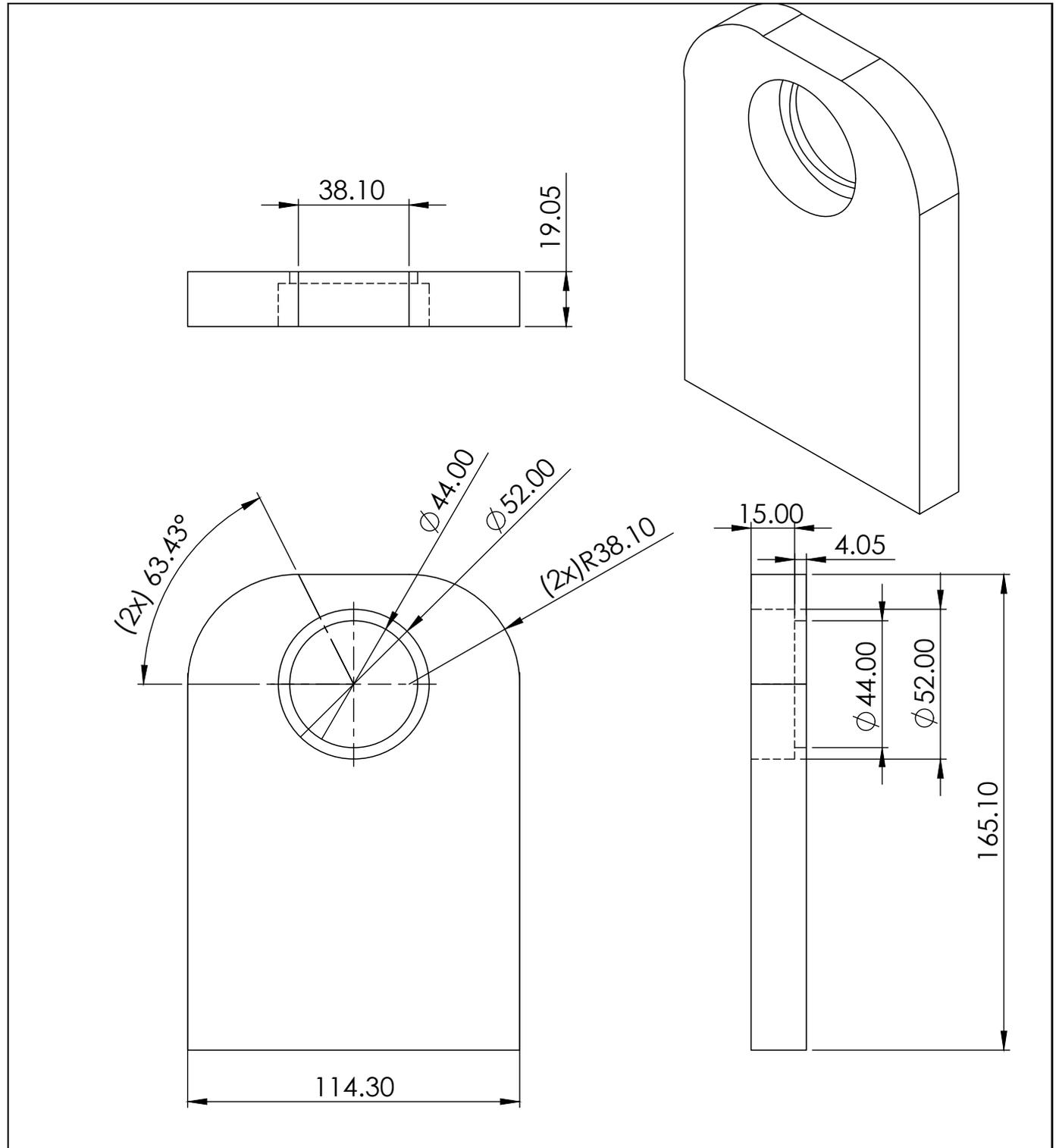
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:4</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA <b>PLACA DE SOPORTE          DE SISTEMA DE SUSPENSION          COMPLETO</b>		MATERIAL	Acero AISI 1006
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		FORMATO	A4
N° DE PIEZA			7	
			PLANO N°	10 de 18

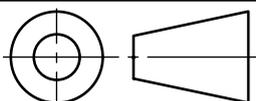


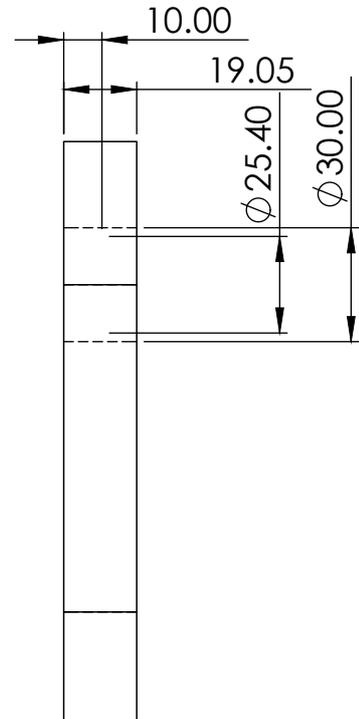
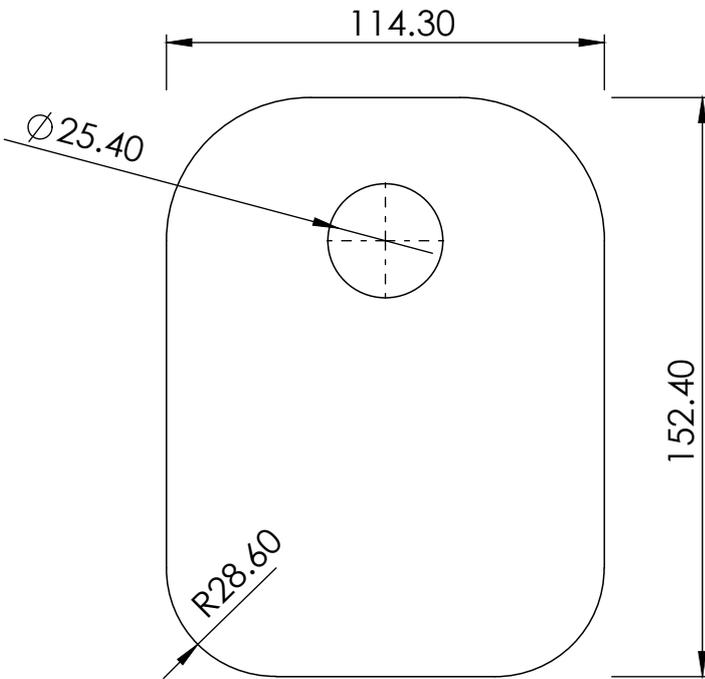
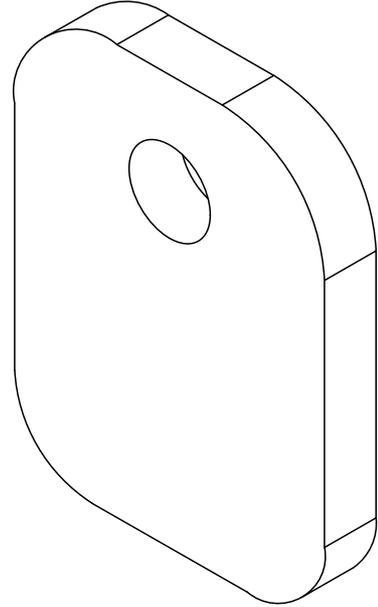
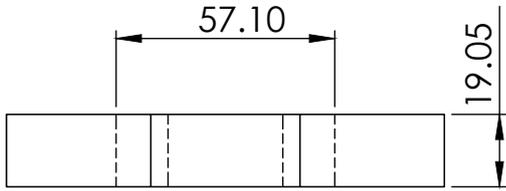
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	30/10/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA <b>1:3</b>	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero A-36
	<b>ELEMENTO SOPORTE DE          PENDULOS</b>		FORMATO	A4
Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.			N° DE PIEZA	8
		PLANO N°	11 de 18	

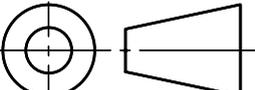


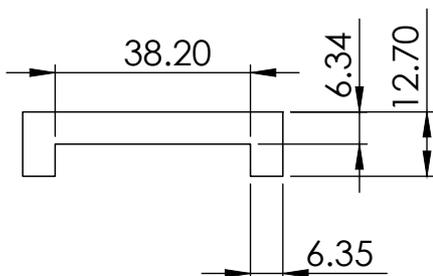
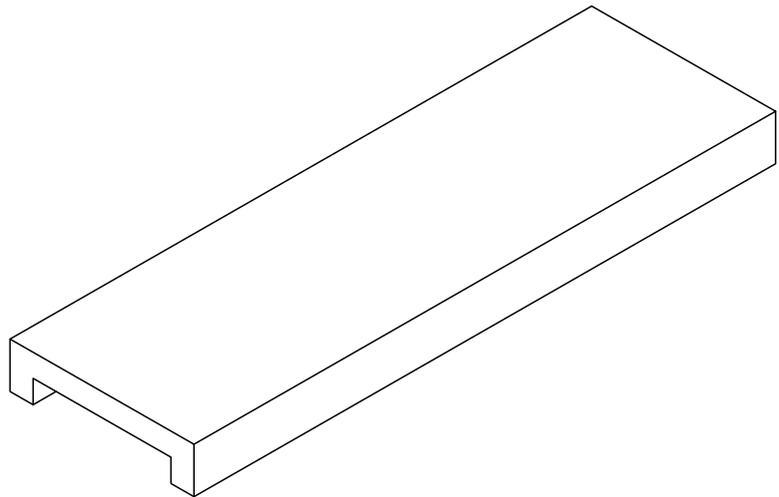
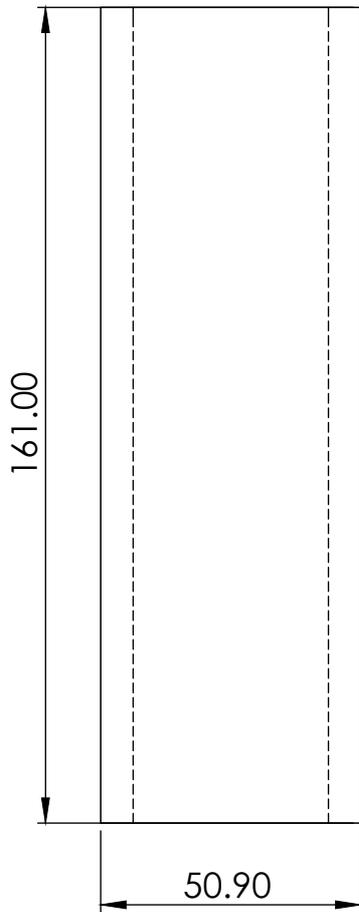
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	Josué López	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA 1:1.5	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero AISI 1006
	SOPORTE SUPERIOR DE RODAMIENTO AXIAL		FORMATO	A4
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	9
			PLANO N°	12 de 18

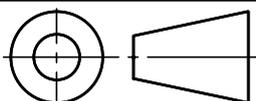


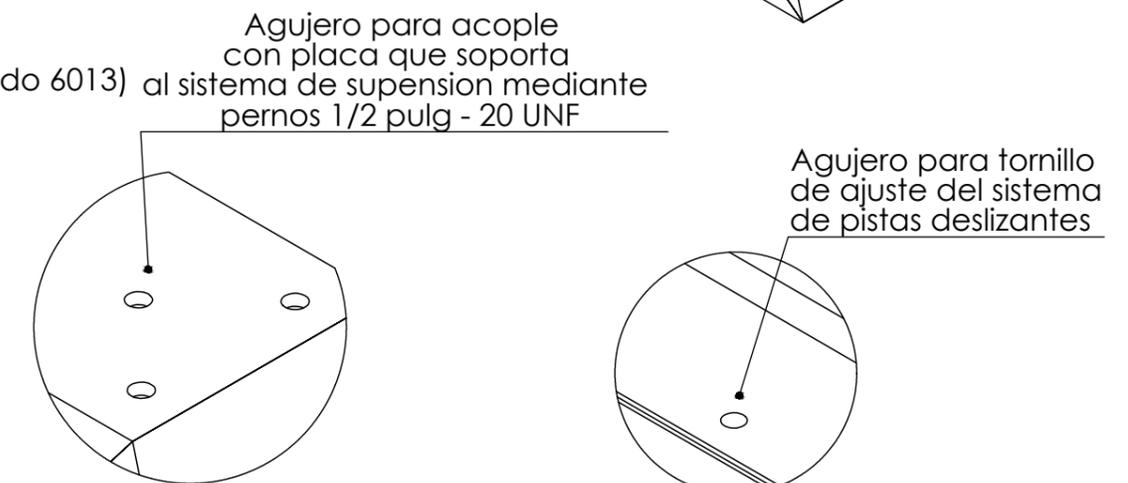
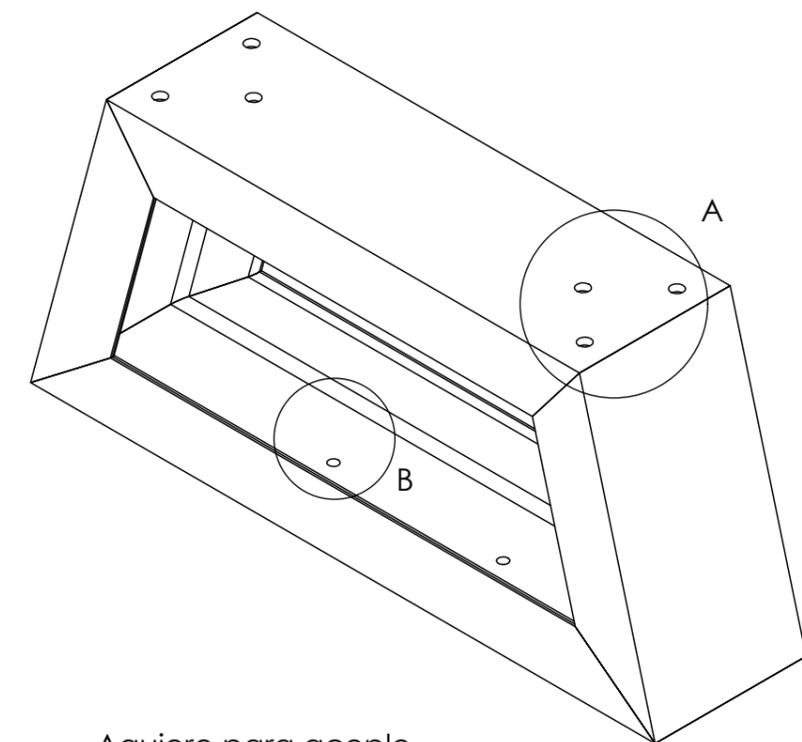
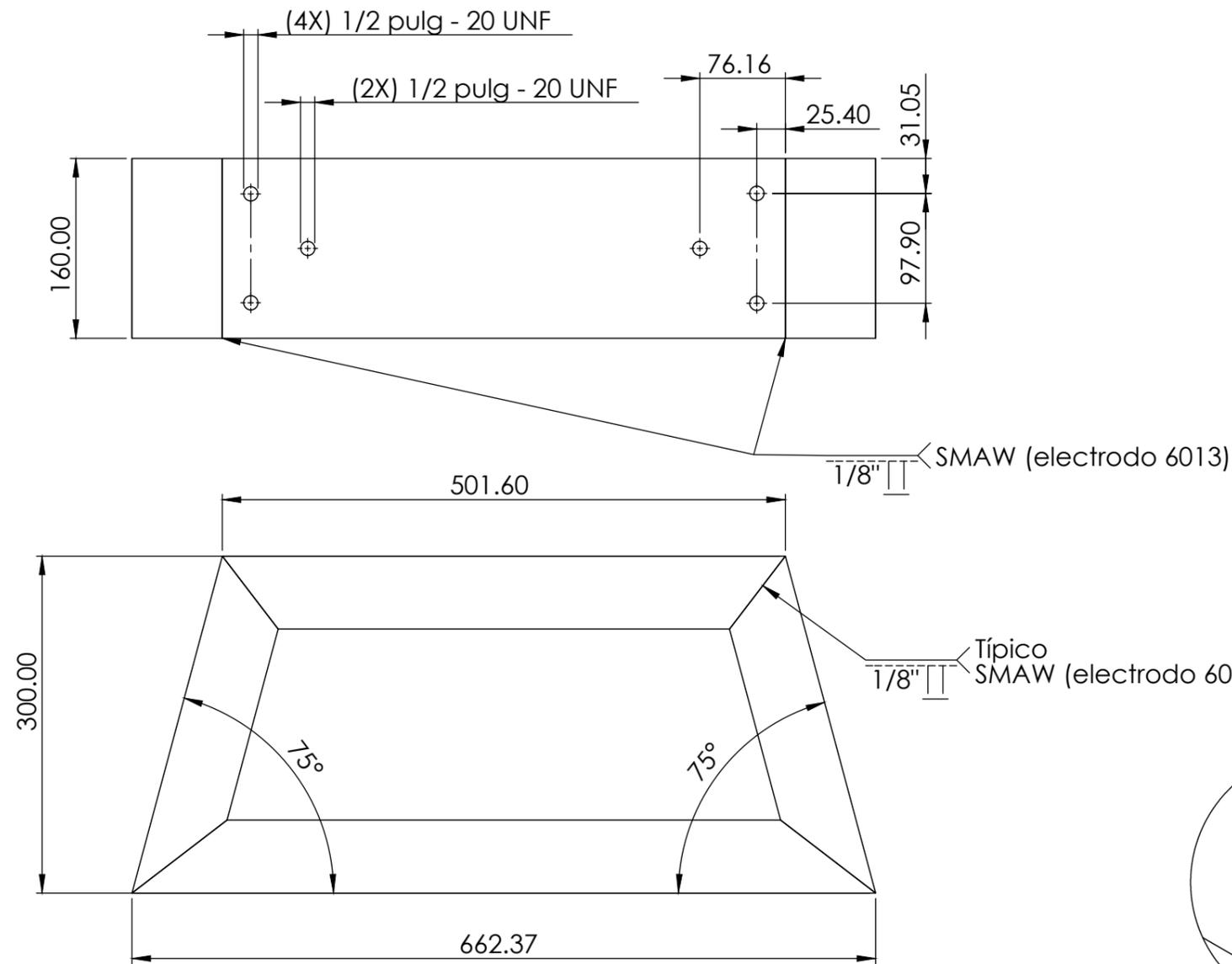
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	Josué López	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA 1:2	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA SOPORTE LATERAL DE ENSAMBLE SUPERIOR DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN		MATERIAL	Acero AISI 1006
			FORMATO	A4
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	10
			PLANO N°	13 de 18



DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE: FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"		
	Elías Cruz				30/10/2021
	Isaac Portillo				30/10/2021
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta				
ESCALA 1:2	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA PLACA LATERAL DE SUJECION DE ENSABLE SUPERIOR DEL	MATERIAL	Acero AISI 1006		
		FORMATO	A4		
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.	N° DE PIEZA	11		
		PLANO N°	14 de 18		

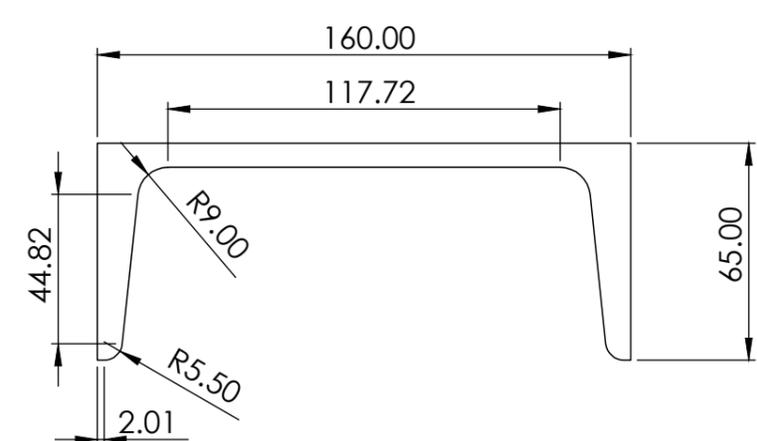


DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	30/10/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA 1:1.5	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA ELEMENTO INFERIOR DESLIZANTE SOLDADO A TORRE DE SOPORTE DEL EQUIPO		MATERIAL	Acero A-36
			FORMATO	A4
Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.			N° DE PIEZA	14
			PLANO N°	15 de 18



DETALLE A  
ESCALA 1 : 3

DETALLE B  
ESCALA 2 : 5

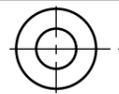


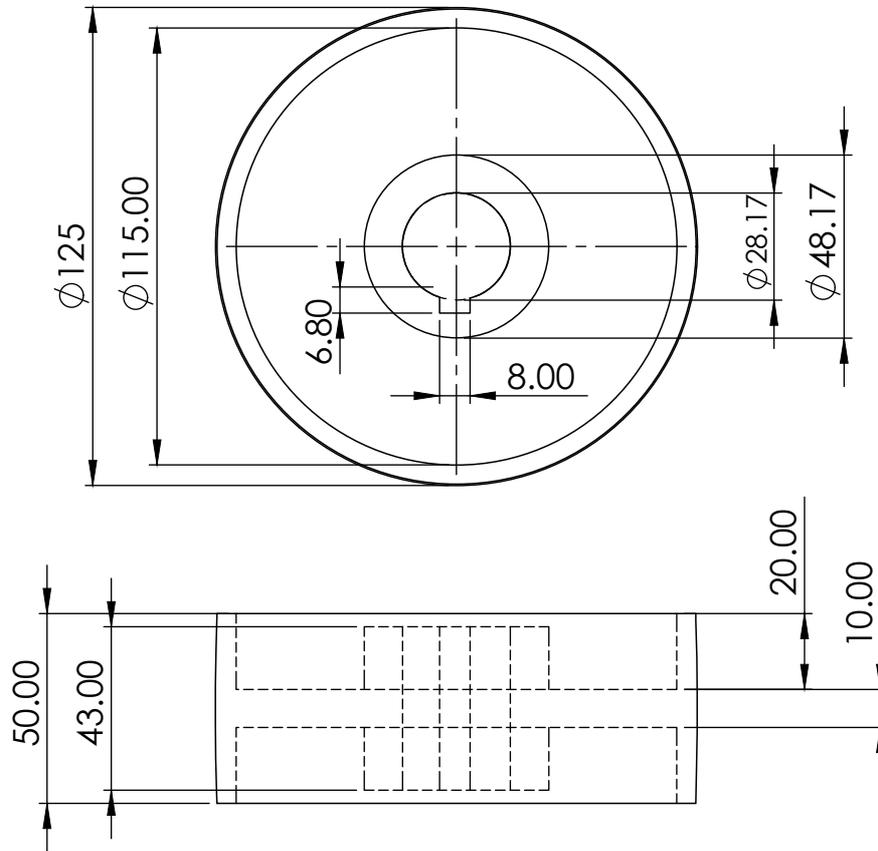
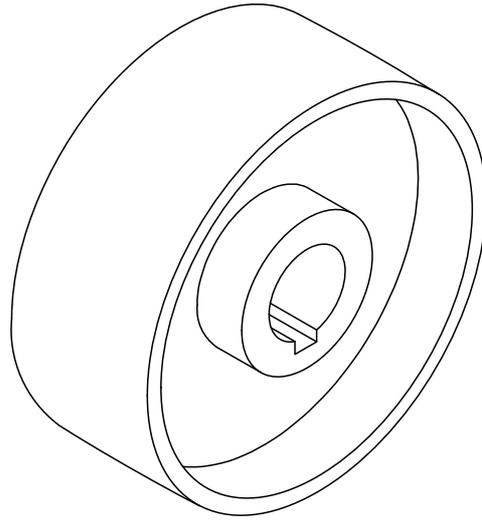
DETALLE DE PERFIL "C" UTILIZADO  
ESCALA 1:2

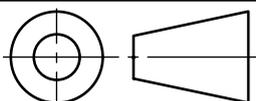
NOTAS:

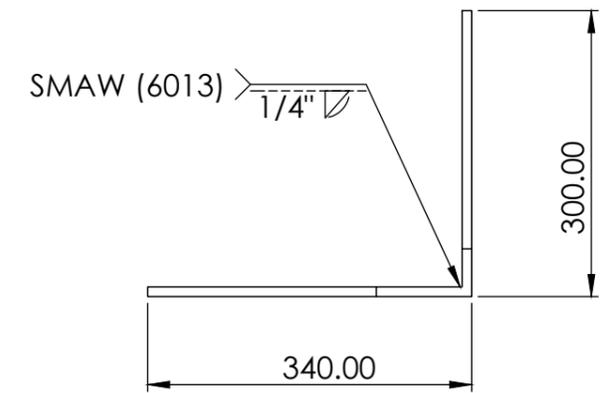
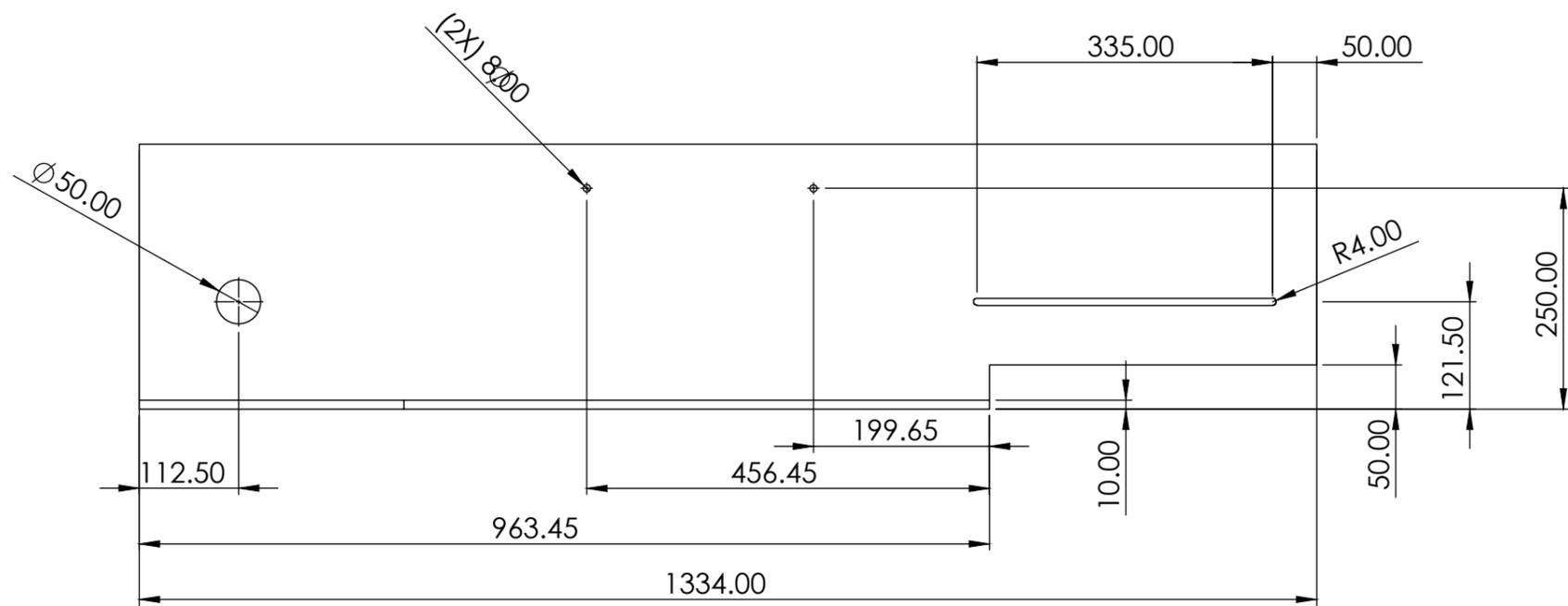
\* La torre cuenta con un elemento soldado a la parte inferior que le permite deslizarse a lo largo de una pletina que hace la funcion de un riel. Para conocer la geometria del elemento ver plano : "elemento soldado a torre para pista deslizante"

\*Revisar el capitulo: "Propuesta de diseño" para la especificacion del tornillo de ajuste del sistema de pistas deslizantes.

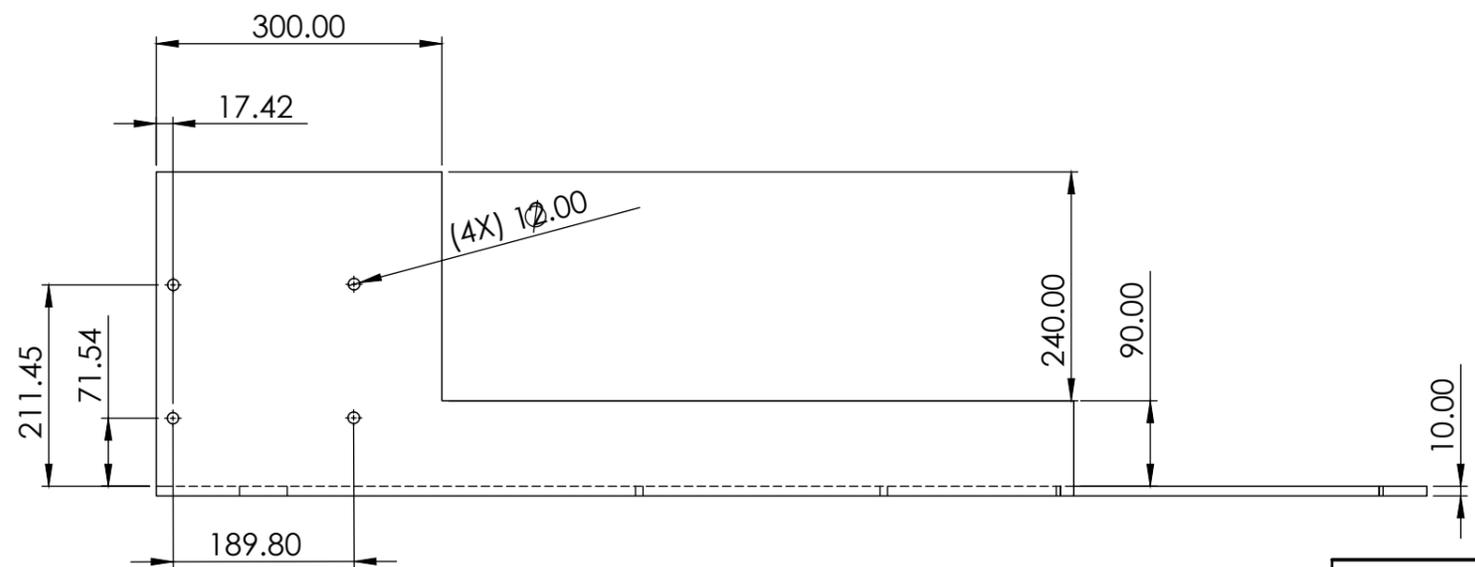
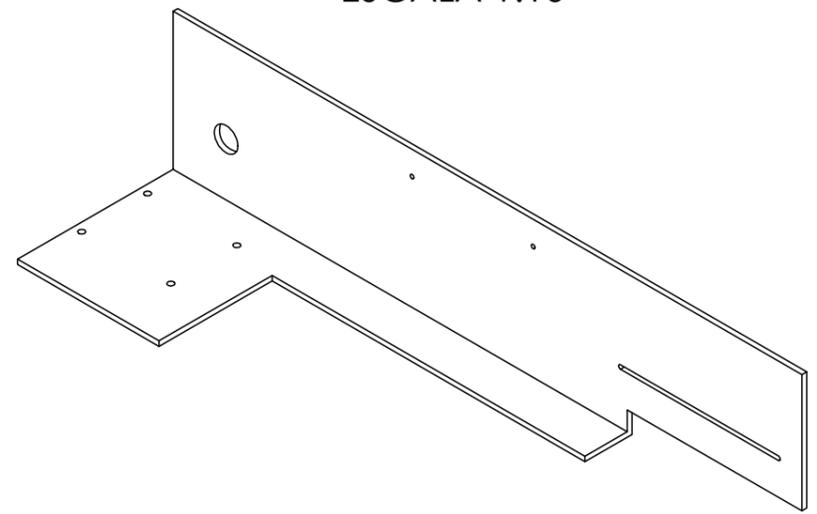
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	30/10/2021		
	Isaac Portillo	30/10/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero A-36
1:5	TORRE DE SOPORTE DE EQUIPO PARA BALANCEO DINAMICO DE ROTORES		FORMATO	A3
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	15
			PLANO N°	16 de 18

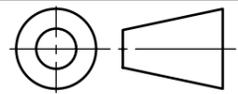


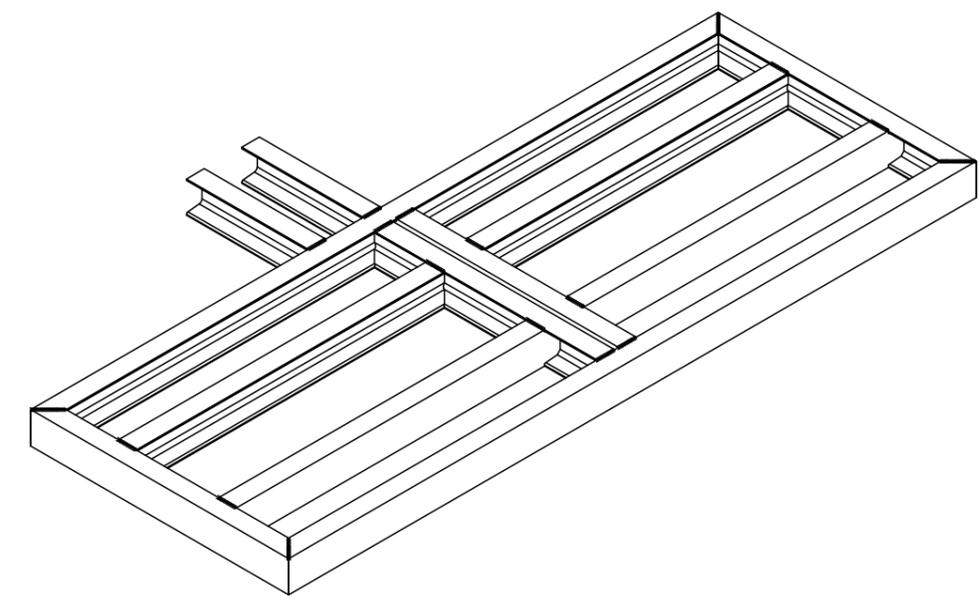
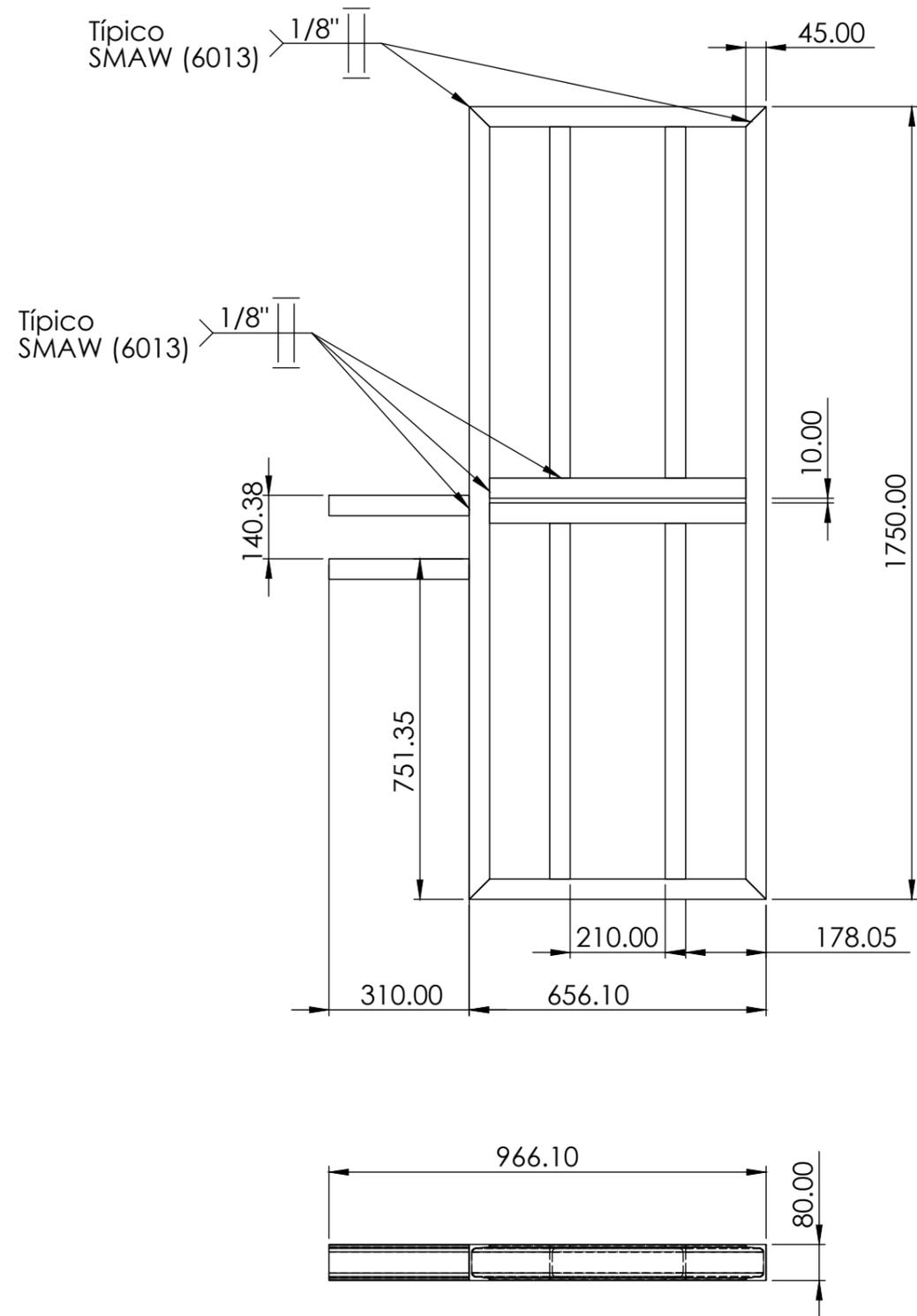
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	15/11/2021		
	Isaac Portillo	15/11/2021		
	Josué López	15/11/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN:	
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		“DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES	
ESCALA 1:2	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA		MATERIAL	Acero AISI 1020
	POLEA MOTRIZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN		FORMATO	A4
	Si no se se indica lo contarior las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	17
			PLANO N°	17 de 18



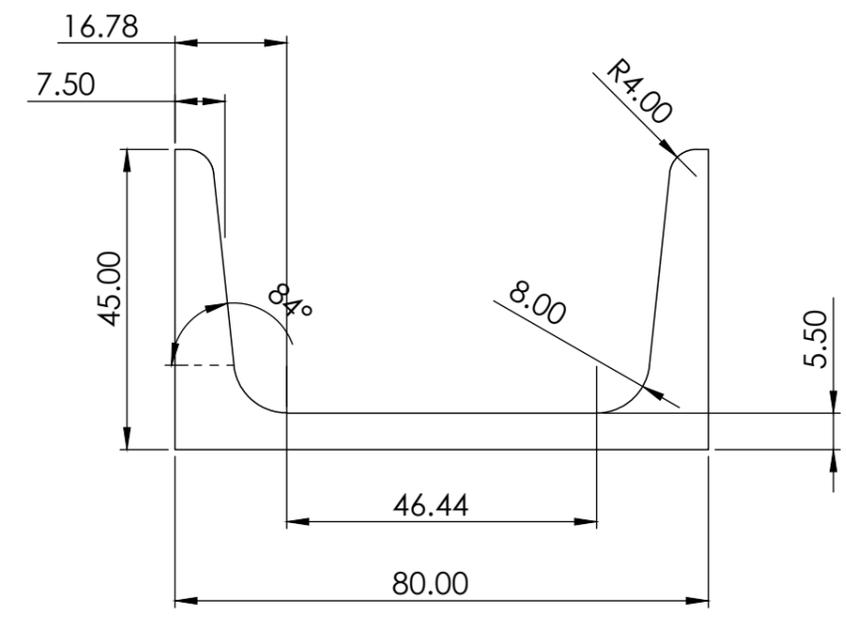
ISOMETRICO  
ESCALA 1:10

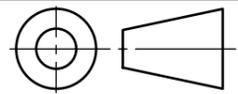


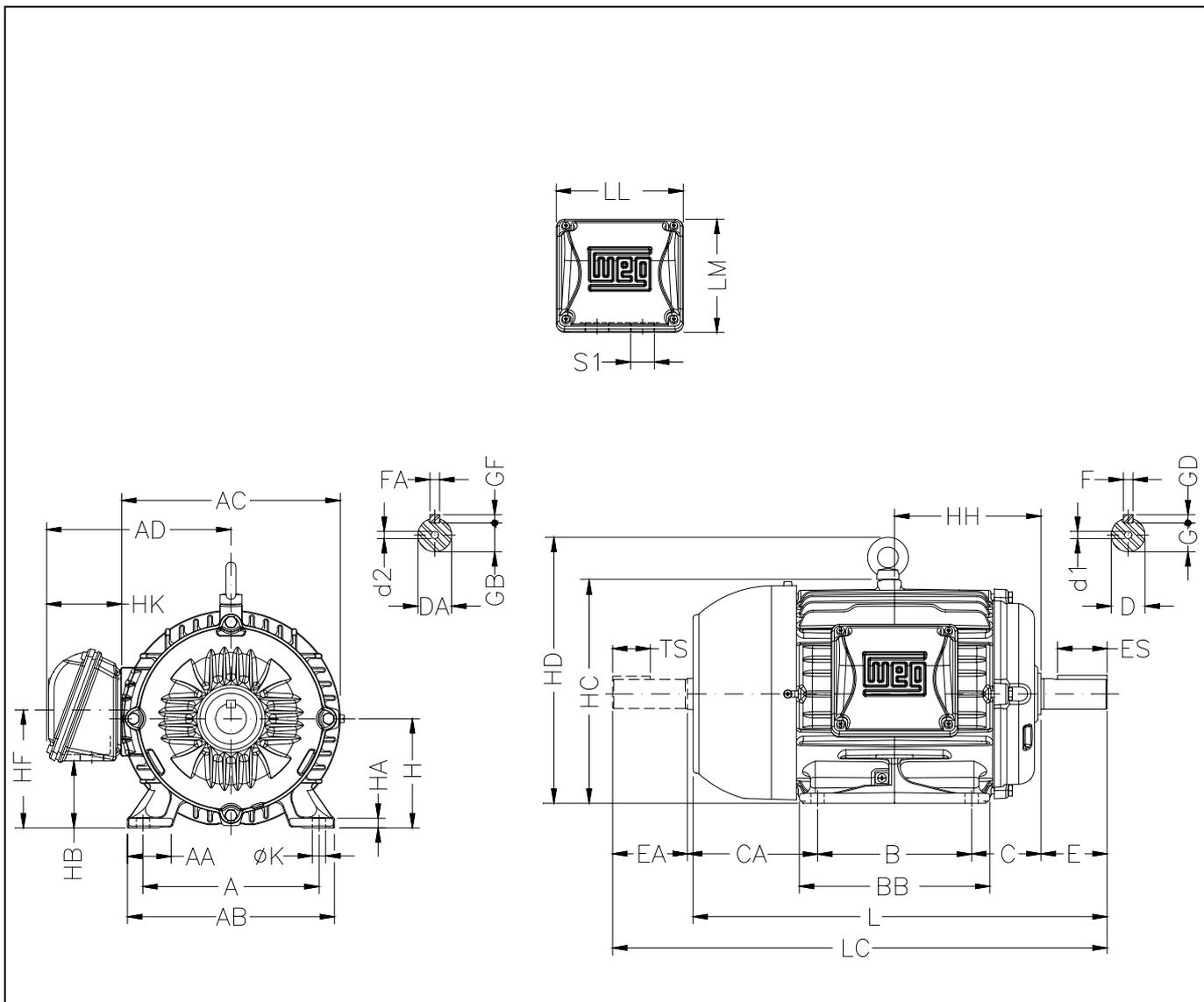
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	15/11/2021		
	Isaac Portillo	15/11/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	Josué López	15/11/2021	
TRABAJO DE GRADUACIÓN:			"DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA			
1:7	ESTRUCTURA BASE DE SISTEMA DE POLEAS		MATERIAL	Acero A-36
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		FORMATO	A3
			N° DE PIEZA	18
			PLANO N°	18 de 18



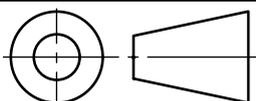
DETALLE DE PERFIL UTILIZADO  
ESCALA 1:1



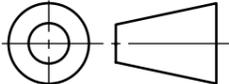
DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
	Elías Cruz	15/11/2021	
	Isaac Portillo	15/11/2021	
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta		TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"
ESCALA 1:12	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA ESTRUCTURA BASE DE TODO EL SISTEMA DE SUSPENSION		MATERIAL Acero A-36
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		FORMATO A3
			N° DE PIEZA 19
			PLANO N° 18A de 18



DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR		A	AA	AB	AC	AD
Voltaje nominal:	112M	190	40.5	220	226	192
Potencia:	7.5 HP	B	BB	C	CA	D
Frecuencia:	60 Hz	140	177	70	128	28j6
N° Polos	2	E	ES	F	G	GD
Corriente nom.	19.6-17.7/8.85A	60	45	8	24	7
Par nominal:	15.0 N.m	DA	EA	TS	FA	GB
Momento inercia:	0.00945kg.m <sup>2</sup>	24j6	50	36	8	20
		GF	H	HA	HB	HC
		7	112	10	54.5	226
		HD	HF	HH	HK	K
		280	112	140	80	12
		L	LC	LL	LM	S1
		394	448	140	133	2xM32x1,5
		d1	d2			
		DM10	DM8			

DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE: FECHA:	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz 15/11/2021		
	Isaac Portillo 15/11/2021		
REVISADO Y APROBADO	Ing. Zuleta	TRABAJO DE GRADUACIÓN: "DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA N/D	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA	MATERIAL	Acero AISI 1020
	MOTOR TRIFÁSICO DE INDUCCIÓN	FORMATO	A4
	Carcasa 112M - IPW55	N° DE PIEZA	20
	Si no se se indica lo contarior las cotas se expresan el milímetros.	PLANO N°	18B de 18

# PLANO	# DE PIEZA	NOMBRE DE PIEZA	ESPECIFICACIÓN PERNO	CANTIDAD PIEZAS	PERNOS /PIEZA
4/18	1	Placa base de ensamble superior de sistema de suspensión	N/A	2	
5/18	2	Placa de soporte para rodamientos sostenedores	1 1/4" 12 hilos/inch 4 1/4" UNF gr2	4	2
6/18	3	Soporte inferior de rodamiento axial	N/A	2	
7/18	4	Elemento pendulo del sistema de suspension	5/8" 18 hilos/inch 3 1/4" UNF grado 2	4	2
8/18	5	Tubo central de ensamble inferior de sistema de suspensión	N/A	2	
9/18	6	Elemento inferior para acople de péndulos	5/8" 18 hilos/inch 3 1/4" UNF grado 2	2	2
10/18	7	Placa de soporte de sistema des suspensión completo	1" 12 hilos/pulg 3 3/4" UNF grado 2	2	4
11/18	8	Elemento de soporte de péndulo	5/8" 18 hilos/inch 3 1/4" UNF grado 2	4	1
12/18	9	Soporte superior de rodamiento axial	N/A	2	
13/18	10	Soporte lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	1" 12 hilos/pulg 3 3/4" UNF grado 2	4	1
14/18	11	Placa lateral de sujeción de ensamble superior del sistema de suspensión	1" 12 hilos/pulg 3 3/4" UNF grado 2	4	1
N/A	12	Placa deslizante de torre de soporte del equipo	N/A	8	
N/A	13	Placa de sujeción de las torres	1" 12 hilos/inch 3 1/4" UNF grado 2	2	2
15/18	14	Elemento inferior deslizante soldado a torre de soporte del equipo	N/A	8	
16/18	15	Torre de soporte de equipo de balanceo	1" 12 hilos/inch 3 1/4" UNF grado 2	2	4
N/A	16	Poleas para banda plana	1/2" 5 hilos/inch 1" UNF grado 2	3	1
17/18	17	Polea motriz del sistema de suspensión	1/2" 5 hilos/inch 1" UNF grado 2	1	1
18/18	18	Estructura base del sistema de poleas	5/8" 18 hilos/inch 3 1/4" UNF grado 2	1	1
18A/18	19	Estructura base de todo el sistema de suspensión	N/A	1	
18B/18	20	MOTOR 7.5 HP	3/4" 10 hilos/inch 2" UNF gr 2	1	1
N/A	21	Banda plana	N/A	1	
N/A	22	Manija tipo volante	N/A	4	
N/A	23	Rotor de prueba	N/A	1	

DISEÑADO Y DIBUJADO	NOMBRE:	FECHA:	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Elías Cruz	15/11/2021		
	Isaac Portillo	15/11/2021		
REVISADO Y APROBADO	Josué López	15/11/2021	TRABAJO DE GRADUACIÓN:	
	Ing. Zuleta		"DISEÑO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES"	
ESCALA N/A	NOMBRE DEL ELEMENTO O PIEZA CUADRO DE ESPECIFICACIONES DE PERNERÍA		MATERIAL	
			FORMATO	A3
	Si no se se indica lo contrario las cotas se expresan el milímetros.		N° DE PIEZA	N/A
			PLANO N°	