

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



“DISEÑO DE UNA ZARANDA VIBRATORIA PARA EL TAMIZADO DE 30 STPH DE CARBONATO DE CALCIO EN LA EMPRESA COMPAÑÍA GENERAL PERU S.A.C. PUNTA HERMOSA-LIMA”

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

AUTOR:

ALVARO FABRIZIO FERNÁNDEZ VIDAL

Asesor: Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: MECÁNICA APLICADA

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Alvaro", is located in the bottom left corner.

Callao, 2023

PERÚ

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Juan", is located in the bottom right corner.

INFORMACIÓN BÁSICA

FACULTAD:

Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

UNIDAD DE INVESTIGACIÓN:

Unidad de investigación de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía.

TÍTULO:

"Diseño de una zaranda vibratoria para el tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C. Punta Hermosa-Lima"

AUTOR / CÓDIGO ORCID / DNI:

Álvaro Fabrizio Fernández Vidal / 0000-0001-5498-1199 / 72025644

ASESOR:

Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez / 0009-0002-8328-0230 / 25636207

LUGAR DE EJECUCIÓN:

La ingeniería fue realizada en la empresa Compañía General Perú S.A.C. Punta Hermosa – Lima.

UNIDADES DE ANÁLISIS:

Zaranda vibratoria para el tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio.

TIPO / ENFOQUE / DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

Aplicada / Cuantitativo / No experimental

TEMA OCDE:

Mecánica aplicada

HOJA DE REFERENCIA DEL JURADO Y APROBACIÓN

MIEMBROS DEL JURADO

Presidente del jurado de Tesis: Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan

Secretario: Dr. Gustavo Ordoñez Cárdenas

Miembro: Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera

Asesor: Mg. Juan Guillermo Mancco Perez

N° de Libro: 001

N° de Folio: 153

N° de Acta: 127

Fecha de Aprobación de tesis: 30 de junio del 2021

Resolución de Consejo de Facultad:

ACTA N° 127 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

LIBRO N° 001, FOLIO N° 153, ACTA N° 127 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

A los 25 días del mes junio del año 2023, siendo las ^{16:30}..... horas, se reunieron, en el Auditorio AUSBERTO ROJAS SALDAÑA el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

- | | | |
|-------------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan | : | Presidente |
| ▪ Dr. Gustavo Ordoñez Cárdenas | : | Secretario |
| ▪ Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera | : | Miembro |
| ▪ Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez | : | Asesor |

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **FERNÁNDEZ VIDAL, ALVARO FABRIZO**, quien habiendo cumplido con los requisitos exigidos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada **"DISEÑO DE UNA ZARANDA VIBRATORIA PARA EL TAMIZADO DE 30 STPH DE CARBONATO DE CALCIO EN LA EMPRESA COMPAÑÍA GENERAL PERÚ S.A.C., PUNTA HERMOSA-LIMA"**, cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera presencial.

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **BUENO** y calificación cuantitativa **14.10/20** la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 099-2021- CU del 30 de Junio del 2021.

Se dio por cerrada la Sesión a las ^{17:10}..... horas del día 25 del mes y año en curso.

Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan
Presidente de Jurado

Dr. Gustavo Cárdenas Ordoñez
Secretario de Jurado

Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera
Vozal de Jurado

Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez
Asesor

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA y DE ENERGÍA
TITULACIÓN PROFESIONAL POR LA MODALIDAD DE TESIS CON CICLO TALLER
II CICLO TALLER DE TESIS FIME 2022
JURADO EVALUADOR

INFORME Nº 011-2023-JEV-CTT

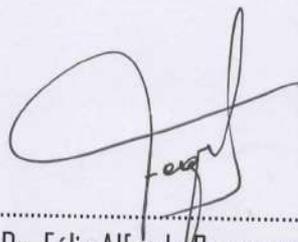
Visto el Informe Final de la Tesis Titulada: "DISEÑO DE UNA ZARANDA VIBRATORIA PARA EL TAMIZADO DE 30 STPH DE CARBONATO DE CALCIO EN LA EMPRESA COMPAÑÍA GENERAL PERU S.A.C., PUNTA HERMOSA-LIMA" presentado por el Bachiller en Ingeniería Mecánica: FERNANDEZ VIDAL, Alvaro Fabrizio.

A QUIEN CORRESPONDA:

El Presidente del Jurado de Sustentación de Tesis del II Ciclo Taller de Tesis 2022, manifiesta que la Sustentación de Tesis se realizó el día 25 de junio 2023 en el horario de 16:30 h en forma presencial, encontrándose algunas observaciones en la Tesis; las cuales fueron levantadas posteriormente por los autores, con lo cual quedan expeditos para que continúen con su trámite correspondiente.

Se emite el presente informe para los fines pertinentes.

Callao, 16 de octubre 2023



Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan
Presidente de Jurado

Document Information

Analyzed document	Fernandez Vidal.docx (D171216459)
Submitted	6/23/2023 6:50:00 PM
Submitted by	
Submitter email	investigacion.fime@unac.pe
Similarity	2%
Analysis address	investigacion.fime.unac@analysis.arkund.com

Sources included in the report

W	URL: https://www.hlcsac.com/noticias/como-se-hace-un-analisis-granulometrico/#:~:text=El%20an%C3%A1... Fetched: 6/23/2023 6:51:00 PM	 2
W	URL: https://www.dmvperu.com/motovibradores-electricos/#:~:text=Los%20motovibradores%20son%20motore... Fetched: 6/23/2023 6:50:00 PM	 1
SA	TESIS_INFANTE_UR.docx Document TESIS_INFANTE_UR.docx (D164256266)	 1
SA	g4 tesis.docx Document g4 tesis.docx (D62959443)	 1
SA	proyecto_titulacion_corregido_nuevo_formato_ultimo.docx Document proyecto_titulacion_corregido_nuevo_formato_ultimo.docx (D111517686)	 1
W	URL: http://www.italvibras.it/user/upload_inc_spagnolo_new/spagnolo_completo.pdf Fetched: 6/23/2023 6:50:00 PM	 1
SA	tesis_trituradora_de_martillos_minabradec.docx Document tesis_trituradora_de_martillos_minabradec.docx (D36181179)	 1

Entire Document

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

"DISEÑO DE UNA ZARANDA VIBRATORIA PARA EL TAMIZADO DE 30 STPH DE CARBONATO DE CALCIO EN LA EMPRESA COMPAÑÍA GENERAL PERU S.A.C., PUNTA HERMOSA-LIMA"

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO AUTOR: ALVARO FABRIZIO FERNÁNDEZ VIDAL

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: MECÁNICA APLICADA

Callao, 2023 PERÚ

INFORMACIÓN BÁSICA

DEDICATORIA:

A mis padres por su apoyo incondicional, familia en general por el cariño inmenso y personas cercanas que siempre estuvieron a mi lado a pesar de las adversidades.

“Las cosas difíciles requieren un largo tiempo, las cosas imposibles, un poco más”

. _ André A. Jackson

AGRADECIMIENTO:

A nuestra honorable casa de estudios que nos brindó las herramientas para desarrollar nuestras capacidades de ingeniería, en todo este trayecto que no fue nada fácil, y siempre nos ponían un reto adicional para superar y poder superarnos a nosotros mismos.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	13
ABSTRACT	14
INTRODUCCIÓN	15
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
1.1. Descripción de la realidad problemática	17
1.2. Formulación del problema.....	19
1.2.1. Problema General	19
1.2.2. Problemas Específicos	19
1.3. Objetivos	19
1.3.1. Objetivo General.....	19
1.3.2. Objetivos Específicos	19
1.4. Justificación	20
1.4.1. Justificación práctica	20
1.4.2. Justificación teórica	20
1.5. Delimitantes de la investigación	21
1.5.1. Delimitante Teórica.....	21
1.5.2. Delimitante Temporal	21
1.5.3. Delimitante Espacial	21
II. MARCO TEÓRICO.....	22
2.1 Antecedentes	22
2.1.1 Antecedentes Internacionales	22

2.1.2	Antecedentes Nacionales	25
2.2	Bases Teóricas	29
2.2.1	Rocas carbonatadas.....	29
2.2.2	Clasificación de la granulometría de materiales	33
2.2.3	Análisis granulométrico con tamiz	37
2.2.4	Motovibradores.....	38
2.2.5	Tipos de zaranda vibratoria	39
2.2.6	Dimensionamiento de las zarandas.....	43
2.2.7	Mecánica de la fractura	50
2.2.8	Fallas por fatiga	50
2.2.9	Concentración del esfuerzo debido a la muesca	54
2.2.10.	Combinación de modos de carga.....	55
2.2.11.	Partes principales de una zaranda	56
2.2.12.	Vibraciones mecánicas	58
2.2.13.	Ecuación de movimiento de sistemas no amortiguados con varios grados de libertad.....	60
2.2.14.	Fuerzas actuantes en una zaranda	62
2.2.15.	Análisis por elementos finitos:.....	67
2.2.16.	Modos de comportamiento de una zaranda	68
2.3.	Marco Conceptual.....	69
2.4.	Definición de términos básicos.....	74

III.	HIPÓTESIS Y VARIABLES	75
3.1.	Hipótesis	75
3.1.1.	Definición conceptual de variables.....	75
IV.	METODOLOGÍA DEL PROYECTO.....	80
4.1.	Diseño metodológico:.....	80
4.2.	Método de investigación	82
4.3.	Población y muestra.....	84
4.4.	Lugar de estudio y periodo desarrollado	84
4.5.	Técnica e instrumentos para la recolección de la información	84
4.6.	Análisis y procesamiento de datos.....	85
4.6.1	Selección de alternativa de diseño	86
4.6.2	Dimensionamiento preliminar	93
4.6.3	Cálculo mecánico-eléctrico.....	104
4.7.	Aspectos éticos en investigación	146
V.	RESULTADOS.....	147
5.1.	Resultado general.....	147
5.2.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 1	147
5.3.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 2	148
5.4.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 3	148
5.5.	Resultados descriptivos de hipótesis específica 4	152
5.6.	Presupuesto del proyecto	158
5.6.1	Costo de materiales.....	158
5.6.2	Costo de servicios	159
5.6.3	Resumen de presupuesto.....	159

VI.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	160
6.1.	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados	160
6.1.1	Contrastación de la hipótesis general.....	160
6.1.2	Contrastación de las hipótesis específicas	160
VII.	CONCLUSIONES.....	163
VIII.	RECOMENDACIONES	165
IX.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	167

ÍNDICE DE FIGURAS:

Figura 2.1 Roca sedimentaria caliza	29
Figura 2.2 Roca sedimentaria dolomita	30
Figura 2.3 Zaranda actual	32
Figura 2.4 Tamiz Rotativo	33
Figura 2.5 Trommel lavador	34
Figura 2.6 División de un sedimentador	34
Figura 2.7 Proceso de elutriación	35
Figura 2.8 Criba vibratoria	36
Figura 2.9 Motovibrador	38
Figura 2.10 Zaranda inclinada de accionamiento circular con dos cojinetes de apoyo	40
Figura 2.11 Zaranda inclinada de accionamiento circular con cuatro cojinetes de apoyo	41
Figura 2.12 Zaranda vibratoria horizontal de dos cojinetes	43
Figura 2.13 Zaranda vibratoria y sus partes principales	56
Figura 2.14 Motovibrador modelo MVSI	57
Figura 2.15 Deformación de un resorte	58
Figura 2.16 Idealización de un edificio con varios pisos como un sistema de varios grados de libertad	59
Figura 2.17 Movimiento armónico de la proyección del extremo de un vector rotatorio	60
Figura 2.18 Fuerzas centrífugas de dos masas excéntricas con giro contrario.	62
Figura 2.19 Soluciones homogénea, particular y general en el caso no amortiguado	63

Figura 2.20 Variación de la relación de amplitud vs Relación de frecuencia	65
Figura 2.21 Frecuencias naturales típicas en una zaranda vibratoria	66
Figura 2.22 Modelo de 6 grados de libertad de un cuerpo rígido	67
Figura 2.23 Idealización de modos de una zaranda vibratoria	68
Figura 2.24 Modos de vibración más representativos	68
Figura 2.25 Simulaciones dinámicas	73
Figura 4.1 Método de la caja blanca mediante análisis sintético	82
Figura 4.2 Matriz morfológica de la zaranda vibratoria	87
Figura 4.3 Concepto de solución 1	88
Figura 4.4 Concepto de solución 2	89
Figura 4.5 Concepto de solución 3, vista planta	90
Figura 4.6 Distribución de la alimentación por tamiz	95
Figura 4.7 Masa vibrante de la zaranda vibratoria	103
Figura 4.8 Sección transversal de masa desbalanceada	106
Figura 4.9 Zonificación de áreas críticas de esfuerzos	110
Figura 4.10 OPTIBELT TB con casquillos cónicos	120
Figura 4.11 Dimensiones generales de los ejes de transmisión	120
Figura 4.12 Diagrama de cuerpo libre - eje de transmisión 1	121
Figura 4.13 Vista 2D del DCL - Eje de transmisión 1	121
Figura 4.14 Fuerzas cortantes resultantes sobre eje de transmisión 1	122
Figura 4.15 Esfuerzos torsionales sobre eje de transmisión 1	122
Figura 4.16 Momentos resultantes sobre eje de transmisión 1	122

Figura 4.17 Fuerzas admisibles de los cojinetes según la dirección, en grados	125
Figura 4.18 TSN212 A	126
Figura 4.19 DCL Chaveta	127
Figura 4.20 DCL de viga puente	128
Figura 4.21 Fuerzas cortantes en viga puente	129
Figura 4.22 Momentos resultantes en viga puente	129
Figura 4.23 Modo de compresión en placa	131
Figura 4.24 Áreas sometidas a compresión para zaranda vibratoria	132
Figura 4.25 Fuerza de la masa vibrante sobre un aislador	133
Figura 4.26 Aislamiento de vibraciones del aislador elástico ROSTA	134
Figura 4.27 Distribución de fuerzas en bancada inmóvil	135
Figura 4.28 Diagrama de momentos – Bancada Inmóvil	135
Figura 4.29 Diagramas de momento flector, fuerza cortante- Bastidor inmóvil	136
Figura 4.30 Diagrama de fuerzas axiales – Bancada Inmóvil	138
Figura 4.31 Esfuerzos en placa plana rectangular	140
Figura 4.32 Tensiones máximas a placa apoyada	141
Figura 4.33 Fuerza cortante completamente reversible sobre cordones de soldadura	142
Figura 4.34 Momento actuante completamente reversible sobre cordón de soldadura	143
Figura 4.35 Módulos de inercia unitario para soldadura Viga-Placa	143
Figura 5.1 Simulación de las cargas para obtener el diámetro ideal del eje de transmisión	149

Figura 5.2 Deflexión bajo cargas de servicio en viga puente	150
Figura 5.3 Diseño del miembro estructural mediante la AISC 360	151
Figura 5.4 Métodos de cálculo de W8X28 bajo norma AISC 360	151
Figura 5.5 Distribución de rigideces del resorte AB 38, en todos sus ejes	152
Figura 5.6 Representación de sistema de transmisión mediante masas puntuales	153
Figura 5.7 Mallado de zaranda vibratoria	153
Figura 5.8 Frecuencias naturales del modo rígido	155
Figura 5.9 Frecuencias naturales del modo flexible	155
Figura 5.10 Masa efectiva de las frecuencias naturales	156
Figura 5.11 Ratio acumulativo de masa efectiva	157

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Factor de capacidad básica	45
Tabla 2.2 Porcentaje de sobredimensionamiento en el tamiz de alimentación	46
Tabla 2.3 Factor de semitamaño	46
Tabla 2.4 Factor de nivel de tamiz	47
Tabla 2.5 Factor de cribado húmedo	47
Tabla 2.6 Factor de Densidad del material	48
Tabla 3.1 Matriz de operacionalización de variables	78
Tabla 4.1 Técnica e instrumentos para recolección de información	85
Tabla 4.2 Lista de exigencias	86
Tabla 4.3 Evaluación técnica	91
Tabla 4.4 Evaluación Económica	92
Tabla 4.5 Prueba de Granulometría en kilogramos	93
Tabla 4.6 Proyecto de Granulometría para 30 STPH	94
Tabla 4.7 Resumen de valores de cálculo de área para el primer tamiz	97
Tabla 4.8 Proyecto de Granulometría para 21 STPH	98
Tabla 4.9 Resumen de valores de cálculo de área para el segundo tamiz	98
Tabla 4.10 Proyecto de Granulometría para 15 STPH, para el tercer tamiz	99
Tabla 4.11 Resumen de valores de cálculo de área para el tercer tamiz	99
Tabla 4.12 Peso propuesto de masa vibrante	103

Tabla 4.13 Valores iterados de radios de masa desbalanceada	108
Tabla 4.14 Cálculos para segunda correa trapezoidal	118
Tabla 4.15 Factores de corrección de límite a la fatiga para eje de transmisión 1	123
Tabla 4.16 Factores modificadores del límite a la fatiga para viga puente a flexión	130
Tabla 4.17 Factores modificadores del límite a la fatiga para viga puente a flexión	137
Tabla 4.18 Factores modificadores del límite a la fatiga para viga puente	139
Tabla 5.1 Frecuencias naturales en los 12 primeros modos	154
Tabla 5.2 Presupuesto de los materiales de la zaranda vibratoria	158
Tabla 5.3 Presupuesto de los servicios generales	159
Tabla 5.4 Resumen de presupuesto general	159

ÍNDICE DE GRÁFICOS:

Gráfico 1.1 Exportación de CaCO ₃ , en los últimos 3 años	17
Gráfico 4.1 Diagrama de evaluación.	92

INDICE DE ABREVIATURAS:

CAE: Computer Aided Engineering (Ingeniería asistida por computador)

CAD: Computer Aided Design (Diseño asistido por computador)

fpm: Feets per minute (Pies/minuto).

Hz: Veces por segundo.

kg: Kilogramos, unidades de peso.

N: Newton, unidades de fuerza.

MPa: Megapascales, unidades de presión o esfuerzo.

PSI: Libra por pulgada cuadrada.

RPM: Revoluciones por minuto.

STPH: Short tons per hour (Toneladas cortas por hora)

RESUMEN

El presente proyecto tuvo como objetivo, diseñar de una zaranda vibratoria para el tamizado de carbonato de calcio y bentonita, de la empresa Compañía General Perú S.A.C ubicada en Punta hermosa, en el distrito de Lurín, Lima, Perú. Las bases conceptuales para la presente investigación, fueron diversas, en el caso de la selección de la alternativa óptima de diseño se tuvo como autor a “Método de Diseño en Ingeniería Mecánica”, según el autor Barriga (2016), apoyado en metodologías VDI 2221 y 2225; para el dimensionamiento del tamiz, el “Manual de zarandas vibratorias” de la VSMA (1998), para los cálculos mecánicos, el libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, de los autores Budynas y otros (2012); para las vibraciones mecánicas, se utiliza el libro “Vibraciones Mecánicas”, del autor Rao (2012); para analizar dinámicamente la zaranda se utilizan artículos investigativos de Wang y otros (2023), como guía de diseño de zaranda vibratoria se utiliza la tesis doctoral León Paro (2019).

El tipo de investigación es aplicada, de diseño no experimental, con enfoque cuantitativo, y el método fue analítico sintético, con técnicas de recolección de datos documental y empírica.

Se cumplió con el objetivo de diseñar una zaranda vibratoria, validado por softwares Inventor Professional, SAP 2000 y Ansys Workbench. Como resultados finales se tuvo que el diseño cumple con factores de seguridad de los componentes mecánicos superiores a 1.8 en su factor más bajo; la frecuencia de operación de 60 Hz se por encima de la doceava frecuencia natural 52.549 Hz, por 14.18%. Además de ello, esta frecuencia natural presenta una masa despreciable en la ratio acumulativa de masas efectivas. Finalmente, el análisis armónico demuestra que los esfuerzos máximos no superan 60.248 MPa y 2.80 mm de deformación a flexión en la placa.

Palabras clave: Zaranda vibratoria, Diseño Mecánico, Análisis Modal, Respuesta armónica, VDI 2221.

ABSTRACT

The objective of this project was to design a vibrating screen for the screening of calcium carbonate and bentonite, for Compañía General Peru S.A.C located in Punta Hermosa, in the district of Lurín, Lima, Peru. The conceptual bases for the present investigation, were diverse, in the case of the selection of the optimal design alternative was taken as author to "Design Method in Mechanical Engineering", according to the author Barriga (2016), supported by methodologies VDI 2221 and 2225; for the sizing of the sieve, the "Manual of vibrating screens" of the VSMA (1998), for the mechanical calculations, the book Design in Mechanical Engineering by Shigley, by the authors Budynas et al. (2012); for mechanical vibrations, the book "Mechanical Vibrations", by author Rao (2012) is used; for dynamic analysis of the vibrating screen, research articles by Wang et al. (2023) are used; as a guide for shale shaker design, the doctoral thesis Leon Paro (2019) is used.

The type of research is applied, non-experimental design, with quantitative approach, and the method was synthetic analytical, with documentary and empirical data collection techniques.

The objective of designing a vibrating shale shaker was achieved, validated by Inventor Professional, SAP 2000 and Ansys Workbench software. As final results it was found that the design complies with safety factors of the mechanical components higher than 1.8 in its lowest factor; the operating frequency of 60 Hz is above the twelfth natural frequency 52.549 Hz, by 14.18%. Furthermore, this natural frequency has a negligible mass in the cumulative effective mass ratio. Finally, the harmonic analysis shows that the maximum stresses do not exceed 60.248 MPa and 2.80 mm of bending deformation in the plate.

KEYWORDS: Screen vibrating, Mechanical Design, Modal Analysis, Harmonic Response, VDI2221.

INTRODUCCIÓN

En la presente investigación, lo que se busca es proponer un diseño de zaranda vibratoria de 30 STPH para que la empresa Compañía General Perú S.A.C., pueda aumentar el volumen de su producción, actualmente cuenta con una zaranda artesanal de 5 STPH. Además de ello, se busca ampliar los conocimientos del comportamiento dinámico del diseño de la zaranda, haciendo uso del software ANSYS Workbench. Actualmente, según indica Inoñán y otros, el carbonato de calcio es un producto altamente usado en la industria, la selección del tamaño del granulado de carbonato de calcio, es un factor importante para la alimentación de las aves en avícolas. (2023).

De la investigación de Vera y otros, se concluye que: Dependiendo del tamaño del grano de carbonato de calcio (CaCo_3), el grosor de la cáscara del huevo puede aumentar o disminuir, y ser más propenso a la fractura (2019).

La problemática radica en que la planta cuenta con problemas de producción, como desabastecimiento para nuevos clientes que solicitan cada vez más producción del mineral, y además de ello pérdidas económicas debido a mantenimientos correctivos constantes, generados por su zaranda actual, la cual fue diseñada de manera artesanal. De mantenerse así, el crecimiento de la empresa estaría limitado.

La presente investigación se refiere al diseño de una zaranda vibratoria para el tamizado de carbonato de calcio y bentonita, de empresa COMPAÑIA GENERAL PERU S.A. ubicada en Punta hermosa, en el distrito de Lurín, Lima, Perú.

Los clientes de CG Perú solicitan diferentes tamaños de granulados, desde 6 mm hasta 0.2 mm de espesor; por lo cual, tienen la necesidad de que los tamices sean desmontables, para variar los tamaños de tamices. Resulta poco beneficioso para el análisis pretender analizar 12 tipos de tamices y proponer una zaranda con 12 niveles, por lo cual, se llegó al acuerdo de realizar tan solo 3 niveles y programar 1 día hábil para recambio de los tamices, de acuerdo a la necesidad de sus clientes. Entonces, el problema general de la investigación es:

¿Cómo diseñar una zaranda vibratoria que permita soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima? Se plantea como hipótesis central que, si se diseña la zaranda vibratoria permitirá soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima.

. La presente investigación se dividió en 9 partes:

En la sección I, se propone el planteamiento del problema, donde se explica lo perjudicial que son los efectos dinámicos en el diseño de una zaranda vibratoria; y la necesidad de mejorar el método de diseño, el cual convencionalmente se realiza solo por resistencia a la flexión y fractura del material. Consecutivamente, en la sección II, se presenta el marco teórico, donde se encuentran los antecedentes de la investigación, después, las bases teóricas, que sentará la base teórica de la investigación, y conceptuales, donde se definió conceptualmente la variable independiente y las dimensiones. Se continúa con la sección III, donde se definen la variable independiente y se mencionan las hipótesis generales y específicas.

En la sección IV, se refiere al diseño metodológico, donde se indica el diseño, método de investigación, se define la población y muestra, lugar de estudio; además, se explica las técnicas e instrumentos para recolección de datos, se muestra el análisis y procesamiento de datos. Luego, en la sección V, se presenta los resultados del diseño, aquí se ve a detalle la última dimensión de la investigación, la cual es computacional, se finaliza este capítulo con el presupuesto de fabricación. Como última parte, la sección VI, se presenta la discusión de los resultados y recomendaciones.

En la sección VII, se detallan las conclusiones generales y específicas obtenidas, en la sección VIII, se brindan las recomendaciones para mejora de futuras investigaciones, y en la sección IX, se muestran todas las referencias bibliográficas empleadas en la presenta tesis.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

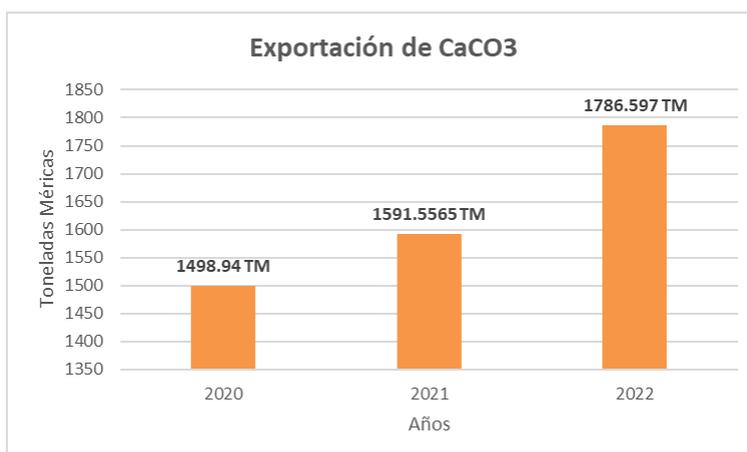
1.1. Descripción de la realidad problemática

El Carbonato de Calcio, siendo un compuesto químico perteneciente a la categoría de las sales, derivadas del ácido carbónico, cuya fórmula química es CaCO_3 , tiene como principales usos en industrias del: Vidrio, Papel. Plásticos, Pinturas e impermeables, selladores y adhesivos, abrasivos, industria alimentaria y fertilizantes. (Guevara, y otros, 2018)

En 2022, las exportaciones de México hacia el marco internacional fue el siguiente: Estados Unidos (US\$ 3.4M), Italia (US\$ 465k), Japón (US\$ 459k), Corea del Sur (US\$ 328k) y Taiwán (US\$ 148k). (México, Gobierno de México, 2022)

En los últimos años, la demanda de exportación peruana del carbonato de calcio como fuente vital en la nutrición de las aves en la industria avícola y/o como insumo de diversas industrias, se ha visto en alza progresiva de hasta un 12.2% en la exportación del año 2022 con respecto a la del 2021, como se visualiza en el *Gráfico 1.1*.

Gráfico 1.1 Exportación de CaCO_3 , en los últimos 3 años



Nota: Datos obtenidos de Veritrade

A manera de ejemplo, en nuestro territorio peruano, la producción de huevo para gallina para consumo humano (siendo el carbonato de calcio principal componente del alimento de las aves), tuvo un incremento de 1700 TM desde enero del 2021 hasta diciembre del 2022. (Inoñán, y otros, 2023)

La necesidad de producción del cliente, debido al crecimiento de la demanda por parte de sus clientes, llevó a Compañía General Perú S.A.C., a reforzar su zaranda vibratoria para obtener mayor capacidad, por ejemplo, aumentar sus niveles y dimensiones. Esta zaranda fue fabricada artesanalmente, basándose en diseños existentes, y actualmente exige mantenimientos correctivos muy seguidos, porque la soldadura suele ceder. Aun pudiendo repararse las planchas si se llegasen a fracturar, esto no asegura que la estructura se mantenga óptima. (CITEmateriales PUCP, 2016)

En la empresa Compañía Central Perú S.A.C., estas desigualdades no solo causan correcciones continuas de soldadura, sino también ocasiona pérdidas de material, con mermas de más del 15% del total en 1 hora, por las aberturas existentes en las planchas laterales, la cual recuperan manualmente y devuelven a la alimentación. Esto además ocasiona gastos de hasta 3 HH diarias.

Los equipos encargados de zarandear material son obtenidos por proveedores extranjeros con costos y tiempos de entrega bastante elevados, debido al peso y dimensiones que ocupa. Actualmente, es bien sabido que existen empresas certificadoras de un producto de diseño mecánico final; los cuales se basan en normas internacionales y pueden brindarnos el “visto bueno” final, de ser requerido por el cliente.

Por lo cual, la propuesta planteada de este proyecto es de diseñar una zaranda vibratoria que pueda tamizar 30 STPH y que los tamices sean fácilmente desmontables. Para mayor comprensión, se determina la causa-raíz, haciendo uso de la herramienta de ingeniería “Árbol de problemas” (*Anexo 2*).

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema General

- ¿Cómo diseñar una zaranda vibratoria que permita soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima?

1.2.2. Problemas Específicos

1. ¿Cómo seleccionar la alternativa de solución del diseño de la zaranda vibratoria?
2. ¿Cómo determinar el dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria?
3. ¿Cómo calcular los componentes mecánico-eléctricos de la zaranda vibratoria?
4. ¿Cómo analizar dinámicamente la zaranda vibratoria?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- ✓ Diseñar una zaranda vibratoria que permita soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima.

1.3.2. Objetivos Específicos

1. Seleccionar la alternativa de solución para el diseño de la zaranda vibratoria.
2. Determinar el dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria.
3. Calcular las partes mecánico-eléctricas de la zaranda vibratoria.
4. Analizar dinámicamente el diseño final de la zaranda vibratoria.

1.4. Justificación

1.4.1. Justificación práctica

Según el autor Sampieri (2014), un trabajo de investigación se justifica si cuenta con implicación práctica, es decir, si ayuda a resolver un problema real.

En la presente investigación se brindó una propuesta de solución concreta a un cliente, con tecnologías nuevas, aplicando el conocimiento adquirido durante toda la etapa universitaria y experiencia en campo. Será puesto a consideración de la gerencia de la empresa Compañía General S.A.C., quienes finalmente tomarán la decisión de implementar.

1.4.2. Justificación teórica

Según Sampieri (2014), si con un trabajo de investigación se puede conocer en mayor medida el comportamiento de una variable, se justifica teóricamente. En la presente investigación, se analizó dinámicamente un diseño de zaranda vibratoria de 30 STPH, a fin, de conocer su comportamiento modal. Esto brindará en mayor medida el comportamiento de dicha variable bajo efectos dinámicos con ayuda de software CAE.

1.5. Delimitantes de la investigación

1.5.1. Delimitante Teórica

Para el diseño de este equipo, se utilizó información relacionada al cálculo estructural, análisis dinámico, vibraciones mecánicas, selección de materiales.

1.5.2. Delimitante Temporal

La presente tesis se desarrolló en el periodo de febrero del 2023 a mayo del 2023.

1.5.3. Delimitante Espacial

El diseño se elaboró como propuesta para implementar a futuro en empresa Compañía General Perú S.A.C., ubicado en Punta hermosa, Lima – Perú.

II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

2.1.1 Antecedentes Internacionales

Miranda (2017) en su tesis cuyo título es, “*Diseño de una criba para la concentración de oro para la cooperativa “Unión Flor de Mayo”*”, para el grado de ingeniero mecánico, tuvo como objetivo diseñar e implementar una máquina de cribado para producción de oro. Presenta un diseño no experimental y enfoque cuantitativo. Para diseñar la zaranda, tuvo que analizar cada una de sus partes. Dicho trabajo concluyó en que se cumplió el objetivo de diseñar una criba para la concentración de oro, satisfaciendo así, las exigencias del cliente, además de ello, el diseño se elaboró con materiales y componentes que se pueden adquirir fácilmente. La evaluación económica determina que, su fabricación, es accesible y competitiva, frente a otras máquinas semejantes.

La relevancia de este proyecto de investigación es el método de diseño por fatiga utilizado, para conocer el comportamiento de los componentes mecánicos empleados.

López (2015), en su tesis cuyo título es, “*Diseño y simulación de una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz según el tamaño*”, para el grado de ingeniero mecánico, tuvo como objetivo principal, diseñar y simular una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz según su tamaño para una capacidad de 1.5 Ton/día. Presenta un diseño no experimental y enfoque cuantitativo. Las conclusiones obtenidas indican que la alternativa seleccionada cumple satisfactoriamente el objetivo principal de diseño, se verifica que con el análisis de alternativas se pudo comparar los métodos motrices que diferencia a cada una de las alternativas y se concluye que la mejor es la selección de motovibradores. Se logró determinar y comprobar la disponibilidad y variedad de materiales que el mercado dispone, además de ello, se diseñó en el

software Autodesk Inventor y en AutoCAD Mechanical para corregir errores antes de su fabricación.

La importancia de este antecedente, son las evaluaciones por fatiga realizada a sus partes mecánicas.

Panadés (2021), en su tesis titulada, “Diseño de una criba vibratoria para el procesamiento de arcilla en una planta de cemento LC2”, para la obtención del grado de ingeniero mecánico, tuvo como objetivo principal diseñar y modelar computacionalmente una criba vibratoria para el procesamiento de arcilla triturada en la producción del cemento de bajo carbono LC2 en la empresa Planta Mecánica de Santa Clara y la Empresa Geominera del Centro. Presenta diseño no experimental y enfoque cuantitativo. La conclusión obtenida fue que se diseñó una criba de vibración circular, con ángulo de inclinación, el cual cuenta con mecanismo vibrador de tipo polea desbalanceada ubicado al centro del bastidor, el diseño automatizado de los componentes fue realizado con ayuda del software SolidWorks 2017, y toda la documentación técnica como planos de fabricación.

De esta investigación fue importante rescatar la distribución de rigidizadores verticales y modelado con chapa metálica. Así como también, el cálculo de las fajas, poleas y diseño del eje de transmisión.

Yang y otros (2019), en su artículo de investigación titulado, “*Dynamic modeling and parameters optimization of large vibrating screen with full degree of freedom*”. Esta investigación tuvo como objetivo crear un modelo dinámico de una criba vibratoria con seis grados de libertad, utilizando el método de Lagrange para obtener los parámetros modales del cuerpo rígido y analizar la deformación elástica de la estructura mediante el análisis modal de elementos finitos y la respuesta armónica. Presenta un diseño experimental y enfoque cuantitativo. Las conclusiones

obtenidas de la investigación fueron las siguientes: El modelo dinámico de la criba vibratoria con 6 GDL se establece a partir de la ecuación de Lagrange. Mediante cálculo numérico, se obtienen la frecuencia natural de los seis primeros órdenes y el modo de vibración correspondiente del cuerpo rígido. Entre ellos, el 1er modo (1,9947 Hz), el 2do modo (2,0346 Hz) y el 4to modo (3,5803 Hz) son principalmente movimientos de traslación, y el tercer modo (3,5803 Hz), y el quinto modo (4,6042 Hz) y el sexto modo (6,6498 Hz) son principalmente movimientos de traslación. Por medio del modo de vibración, el movimiento espacial complejo de la criba vibratoria se desacopla dinámicamente y se da la condición de desacoplamiento dinámico de la criba vibratoria. Se analiza la gama de frecuencias de excitación que influyen en el funcionamiento en régimen estacionario de la criba vibratoria, y el error máximo entre el modelo de elementos finitos y el valor teórico es del 5,69%, verificándose la viabilidad y precisión del modelo de elementos finitos para describir las características de vibración del sistema.

La importancia de dicha investigación es la de corroborar la precisión e importancia de utilizar un software especializado como Ansys Workbench, además de ello, se pueden tener estimaciones de las frecuencias naturales obtenidas al analizar zaranda vibratoria con 4 resortes.

Wang y otros (2023), en su artículo de investigación titulado, "*Dynamic characteristics analysis of a circular vibrating screen*", tuvo como objetivo determinar la confiabilidad y la estabilidad operativa de la criba vibratoria, como unidad de análisis una criba vibratoria circular de doble tamiz 2460, utiliza ANSYS Workbench para analizar las características dinámicas de la zaranda vibratoria. a través del análisis modal se obtienen las frecuencias naturales y los modos de vibración, con el análisis de respuesta armónica se logran los desplazamientos y distribución de tensiones en su frecuencia de trabajo. Presenta un diseño experimental y de enfoque cuantitativo. Las conclusiones del estudio son las siguientes:

se realiza el análisis modal de la zaranda vibratoria y se obtienen las primeras nueve frecuencias naturales y modos de vibración naturales. Los resultados del análisis muestran que la frecuencia de operación se encuentra muy lejos de la frecuencia natural, y, por lo tanto, no tendrá resonancia. Se realiza el análisis de respuesta armónica de la zaranda vibratoria y se obtiene el desplazamiento y distribución de tensiones de la criba vibratoria bajo la frecuencia de trabajo.

La importancia de este artículo científico es verificar qué diferencia en porcentaje se considera aceptable, entre frecuencias naturales y frecuencias de excitación; así como brindar interpretaciones de resultados de respuestas armónicas y deformaciones.

2.1.2 Antecedentes Nacionales

León (2019), en su tesis titulada, "*Diseño de un modelo educativo a escala de una zaranda vibratoria*", para la obtención del grado académico de magister en ingeniería mecánica, tiene como objetivo diseñar un módulo de una zaranda vibratoria, utilizando el principio de similitud y el teorema Pi (π) de Buckingham, los cuales proporcionan las leyes de escalamiento de los parámetros dinámicos más importantes como: masa, rigidez, fuerza y frecuencia de excitación. Metodología. Se tomó como referencia una zaranda de la marca HAVER, de la cual se conocen todos los parámetros dinámicos de manera experimental. Adicionalmente se efectuó un análisis modal computacional utilizando el método de los elementos finitos, para evaluar las frecuencias naturales del cuerpo de la zaranda en "modo rígido" y en "modo flexible". Se comprobó que las frecuencias naturales y modos de vibración del módulo escalado proporcionan valores reescalados cercanos a los valores experimentales. Presenta un diseño experimental. Las conclusiones de la investigación fueron: Se adquirió los conocimientos necesarios sobre zarandas vibratorias en cuanto a sus condiciones de trabajo, tipos de movimientos, partes principales, principio de funcionamiento, análisis de frecuencias naturales y modos de vibración

y cómo modelarlas computacionalmente, en el análisis armónico se obtuvo la distribución de esfuerzos debido a la fuerza de excitación 34 kN en la frecuencia de operación 80 Hz, se obtuvo esfuerzos máximos en la placa lateral de 7.6 MPa y en la viga puente 12.5 MPa. Estos valores son inferiores a los calculados analíticamente debido al efecto de los apoyos. Un análisis con elementos aisladores ROSTA muestra frecuencias naturales en modo rígido menores a las encontradas con los resortes helicoidales, su uso es recomendable para aminorar el efecto caótico (resonancia) en arranques y paradas constantes, el modo torsional en particular tiene efecto de tipo torsor en la viga puente y en los rigidizadores transversales, el modo de flexión de las placas es más perjudicial en la placa lateral y en las uniones. Por otro lado, ambos efectos son magnificados por concentradores de esfuerzos debido a las uniones soldadas por lo que su uso debe limitarse.

La relevancia de esta tesis doctoral, radica en la evaluación de alternativas de los sistemas de transmisión, se seleccionó una de estas a nuestra conveniencia para ser diseñado; a su vez, esta investigación presenta resultados sobre frecuencias naturales y respuestas armónicas a analizar para nuestra investigación.

Carrasco (2017), en su tesis titulada, *“Cálculos y diseño para la fabricación de una hidro-zaranda para la recuperación de finos en la minería”*, para la obtención del grado académico de ingeniero mecánico, tuvo como objetivo el diseñar y construir una máquina Hidro-Zaranda para el sector minero, debido a la necesidad existente sobre la recuperación de finos de mineral como oro, tungsteno, molibdeno, cromo, uranio, etc. Que están bien valorizados en el mercado internacional pero que se requiere de ciertos procesos especializados, ya que serán extraídos de los relaves mineros. Presenta un diseño experimental y enfoque cuantitativo. Las conclusiones de la investigación fueron las siguientes: Con el uso de los conocimientos del diseño de máquinas en el pregrado se ha obtenido un

diseño de una máquina que no se puede importar fácilmente dada las capacidades del mercado. El precio de fabricación de hidro zaranda, de 18 mil dólares, es asequible para ese sector minero y se estima su recuperación de inversión en tan solo 11 meses. Los tiempos del proceso de zarandeado se reducen, así mismo la calidad de los finos obtenidos son de más alta pureza y facilitará la recuperación de oro, molibdeno, tungsteno, etc.

Esta investigación tiene la relevancia en el diseño del bastidor inmóvil por medio del software SAP2000.

Quispe (2018), en su tesis titulada: “*Diseño estructural de una zaranda tipo banana de 8.25m de largo y 2m de ancho y 1500kg de peso aproximadamente evaluado con cargas vibracionales excéntricas y nodales*”, tuvo como objetivo principal, diseñar la estructura de una zaranda tipo banana de 8.25m de largo y 2m de ancho y 1500kg de peso aproximadamente, evaluado con cargas vibracionales excéntricas y nodales. Se utilizan normas nacionales como la *Norma Técnica Peruana* y normas internacionales como la AISC; además de ello, la tesis realizó su evaluación con el software SAP2000, teniéndose en cuenta que en su mayoría son miembros estructurales a evaluar. Presenta diseño no experimental y enfoque cuantitativo. Las conclusiones obtenidas fueron las siguientes: Se calculó las cargas externas que soporta la estructura haciendo uso de la NTP ya que seguimos el reglamento de nuestro país, se calculó la carga sísmica y su dirección haciendo uso de la NTP y con el análisis dinámico del espectro en el programa SAP2000, se realizó el análisis de pandeo flexo-torsional en los elementos sometidos a cargas por compresión, para evitar las fallas ocasionadas por la torsión en columnas.

En dicha investigación se toma como dato importante el uso del software SAP2000, para la evaluación del cuerpo vibrante de la zaranda vibratoria,

usaremos este software para el análisis de la viga puente y las normas NTP.

Arzapalo (2015), en su tesis titulada, *“Implementación de un módulo de laboratorio para el estudio dinámico en estructuras metálicas de equipos mecánicos”*, tuvo como objetivo principal, implementar un módulo de laboratorio en base a una estructura metálica, la cual trabajó con equipos mecánicos; para mostrar y mejorar la comprensión sobre la influencia de los parámetros de inercia, rigidez y fuerza excitatriz. Presenta diseño experimental y enfoque cuantitativo. Las conclusiones obtenidas indican que se obtuvo resultados muy cercanos de diferentes métodos como el analítico, elementos finitos y experimentales, al diseñar, fabricar y realizar ensayos experimentales del módulo de laboratorio que representó a una estructura metálica que trabajó con equipos mecánicos. El módulo de laboratorio permitió entender por medio de la experiencia directa la relación que existe entre las frecuencias naturales y sus respectivos modos de vibración con los parámetros de rigidez, inercia y fuerza excitatriz. Cuando se realiza la variación de la masa (cambio en la inercia), modificará la frecuencia natural del módulo de manera inversamente proporcional. Y cuando se realiza un cambio en la rigidez, afectará a las frecuencias naturales de forma directamente proporcional.

Dicha investigación nos ayuda a comprender, con ayuda de un prototipo pequeño, el comportamiento dinámico de una estructura sometida a vibración, se realizaron pruebas de su modo modal y se relacionaron con sus parámetros dinámicos como rigidez, inercia y fuerza excitatriz, en base a este estudio se considera cierta configuración y dimensionamiento de la zaranda, para obtener frecuencias naturales pequeñas.

2.2 Bases Teóricas

2.2.1 Rocas carbonatadas

a) Caliza:

Según Mendoza Castellanos (2017) la caliza es una roca sedimentaria compuesta mayoritariamente por Carbonato de Calcio en forma de mineral llamado calcita.

Se obtiene de dicha roca, principalmente la calcita, Carbonato de Calcio (CaCO_3), pudiendo contener porcentajes pequeños de otros minerales: el cuarzo, feldespatos, pirita, entre otros.

Figura 2.1 Roca sedimentaria caliza



Fuente: (Graterol, y otros, 2013)

b) Dolomita:

Es una roca carbonatada sedimentaria, cuya fórmula química es $\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$, carbonato de calcio y magnesio, con 21,86% de MgO , 30,41% de CaO y un 47,73% de CO_2 en forma pura. (Cárdenas, 2016).

Figura 2.2 Roca sedimentaria dolomita



Fuente: (UMA [Universidad de Málaga], Sin fecha)

“La calcita y la dolomita representan los dos tipos de rocas carbonatadas más utilizadas en la industria de fabricación de materiales para la construcción en la actualidad.” (Mendoza, 2017)

Las principales aplicaciones estas rocas carbonatadas son las siguientes:

- Agregado en proyectos de construcción
- Fabricación de cemento.
- Bloques y losas en piedra de dimensión.
- Fundente en metalurgia.
- Fertilizante para la agricultura.

(Perú, Secretaria de Economía, 2017)

Proceso de producción de la cal:

La empresa CG Perú tiene como productos finales: Carbonato de Calcio, Dolomita, Bentonita BSG101S, BSP002, BSG202S, Yeso y Feldespato.

Los cuales son derivados de las piedras carbonatadas extraídas y transportadas desde Huancayo hasta la ciudad de Punta Hermosa, en Lima – Perú. Sin embargo, estos productos son derivados de diversos procesos:

Elección y extracción de materias primas:

Estas piedras son tomadas de canteras seleccionadas con alto contenido de este material. Para su extracción de la piedra se pueden emplear explosivos o máquinas excavadoras. Los explosivos son empleados en terrenos de difícil acceso mecánico... En ocasiones se pueden extraer las materias primas únicamente con maquinaria, dependiendo de la dureza de la roca (Brunt, y otros, 2002)

Trituración:

Consiste en el proceso para la disminución del tamaño de partícula. Este proceso es muy variado y está en función del tipo de horno de calcinación, la temperatura y el tiempo que la planta emplee. (Brunt, y otros, 2002).

En la planta de CG Perú, se procesan tamaños desde 707 hasta 4000 micrones.

Cribado y almacenaje:

Esta es la última y está en función del tipo de cal a despachar. Si se trata de una cal viva esta no se puede almacenar por mucho tiempo (ya que se hidrata por ser altamente higroscópica) por lo cual, es rápidamente envasada en recipientes impermeables y herméticos. En el caso de la cal apagada, esta se puede suministrar en polvo o en pasta, teniendo el cuidado de evitar su carbonatación, por lo cual se almacena en recipientes secos y libres al aire. (Mendoza, 2017).

En CG Perú, se realiza el cribado por medio de una zaranda tipo de banana de 6 metros de largo y 2.4 metros de ancho; con ángulo de inclinación de 45°.

Figura 2.3 Zaranda actual



Esta zaranda recibe alimentación de 5 ton/hora actualmente, y consta de 7 salidas (o rechazos), para que el material sea trasladado posteriormente mediante fajas hacia silos pequeños, donde finalmente se ejecuta la descarga hacia bolsas bigbag, donde el material reposa y es posteriormente enviado al cliente final.

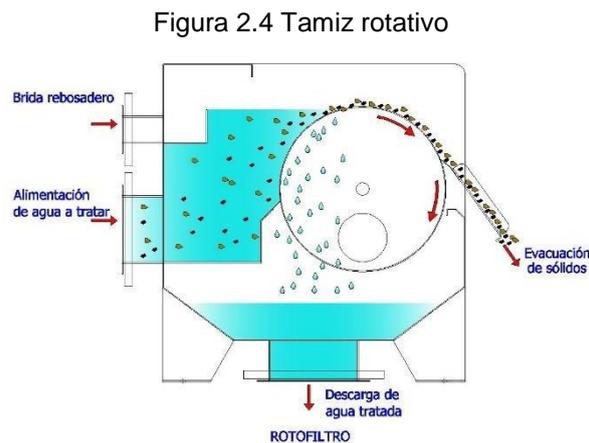
2.2.2 Clasificación de la granulometría de materiales

La clasificación, es una operación mineralúrgica cuyo objetivo básico es separar los productos que ya tienen un determinado tamaño, o rango de tamaños, de aquellos que no mantienen las dimensiones adecuadas. (Andrea, 2014)

A continuación, se detallan los márgenes más usuales de operación:

a) Tamizador rotacional:

El tamiz característico de este tipo es el tambor lavador (trommel) que es un tamiz cilíndrico el cual tiene una ligera inclinación, y gira sobre un eje axial. Puede trabajar en seco o en húmedo, tiene dimensiones que oscilan entre 3 o 4 pies de diámetro, 5 a 10 pies de longitud. Normalmente la velocidad de giro se encuentra entre 35 y 45% de la velocidad crítica.

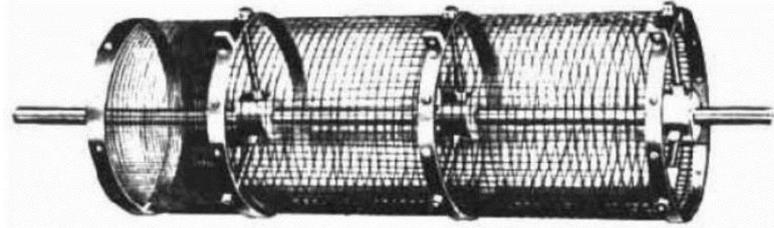


Fuente: (ECMA, 2023)

b) Cernido:

Es una operación continua a diferencia de la tamización y puede llevarse a cabo en seco o en húmedo.

Figura 2.5 Trommel lavador

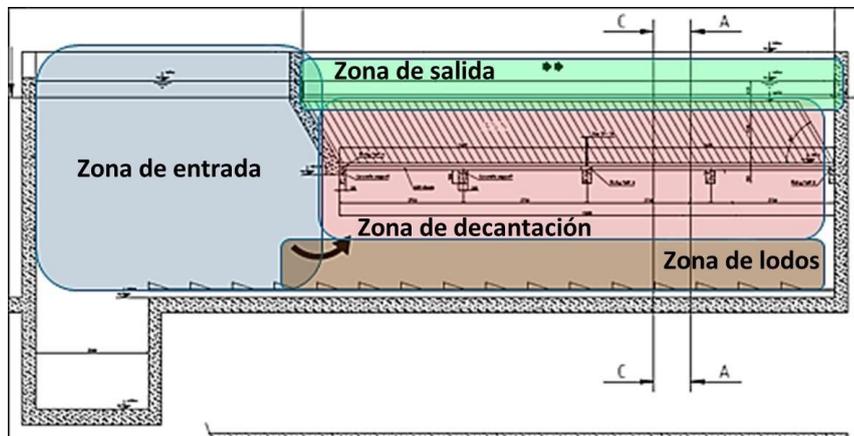


Fuente: (Alcalá, y otros, sin fecha)

c) Sedimentación

Se utiliza el principio de desplazamiento de las partículas en el seno de un fluido. Clasificación por sedimentación dentro de un fluido, normalmente agua. Los diferentes tamaños de las partículas les permite tomar diferentes vectores de velocidad, esto permite que se clasifiquen. Tamaños entre 2 mm y 0.02 mm. (Andrea, 2014)

Figura 2.6 División de un sedimentador



Fuente: (González, 2023)

d) Elutriación

Andrea (2014) refiere a la elutriación como la sedimentación de las partículas dentro de un fluido dotado de velocidad ascendente que es posible regular, en la figura se regula por modificación de la sección de paso, (gas para proceso en seco). Las partículas de determinado tamaño

vencerán a la corriente y descenderán y otras serán arrastradas por la corriente efectuando una clasificación. Tamaños entre 2 μm y 100 μm .

Figura 2.7 Proceso de elutriación



Fuente: (MARC Technologies, 2023)

Para nuestra aplicación, el método de *Clasificación* adecuado sería, o bien el cribado, o el tamizado. Sin embargo, por simplicidad de diseño y espacio, se optó por una zaranda vibratoria.

e) Zaranda vibratoria

Según León (2019), las zarandas son equipos electromecánicos que sirven para clasificar diversos tipos de materiales, esto se realiza con la ayuda de un excitador que le da movilidad para estratificar material de ingreso, el material va cayendo en una malla separando las que pueden entrar de las que no, el movimiento solo debe afectar al material mas no a la estructura base, por ello se usan aisladores de vibración de tipo activo para evitar daños a la estructura o a otros equipos.

El material que no atraviesa los orificios del tamiz se designa como rechazo y el que sí logra pasar, denominaremos pasante. La zaranda puede tener múltiples usos, en este proyecto nos enfocaremos en obtener un producto que cumpla con ciertas especificaciones técnicas, en cuanto a dimensiones o espesor.

Figura 2.8 Criba vibratoria



Fuente: (DISMET, 2018)

Para las que se utilizan en clasificación más gruesa, hay dos métodos principales de producir la vibración mecánica: el de movimiento excéntrico para alimentaciones más gruesas de 4 cm, y para menos de este tamaño, se usan las poleas desbalanceadas. (Brown, 1965)

2.2.3 Análisis granulométrico con tamiz

Según HLC Ingeniería y construcción, menciona que:

“El análisis granulométrico se realiza mediante el tamizado de la muestra. Permite conocer el tamaño de las diferentes partículas que componen el sedimento a analizar. El análisis por tamizado forma parte de los métodos mecánicos para conocer la granulometría”. (2019)

También detalla el procedimiento:

- Ordenar los tamices en una columna descendientemente.
- Sobre el tamiz de mayor tamaño de abertura, se echa la muestra.
- La columna de tamices se somete a movimientos vibratorios.
- Se retiran los tamices y se toma por separado el peso del material que se retuvo en cada uno.
- Teniendo el peso total y los retenidos (pasantes), se elabora la curva granulométrica.

(HLC Ingeniería y construcción, 2019)

2.2.4 Motovibradores

Los motovibradores son motores eléctricos con masas desbalanceadas, las cuales están montadas en ambos extremos del eje de rotación. Al ser masas desbalanceadas, su centro de masa no coincide con el centro de rotación. Cuando estas masas giran, se genera una fuerza centrífuga que actúa sobre el eje del motor. (DMV Suministros e ingeniería S.A.C., 2013)

Figura 2.9 Motovibrador



Fuente: (DMV Suministros e ingeniería S.A.C., 2013).

La fuerza centrífuga es de magnitud variable y depende de la posición de los contrapesos. Generalmente, los motovibradores vienen de fábrica con los contrapesos regulados al 100% de su fuerza, sin embargo, se pueden regular según la aplicación. (DMV Suministros e ingeniería S.A.C., 2013)

Estos equipos vienen en velocidades de 3600, 1800, 1200 o 900 RPM, por lo general. Cuentan con alimentación trifásica de 220 o 440 V. (DMV Suministros e ingeniería S.A.C., 2013)

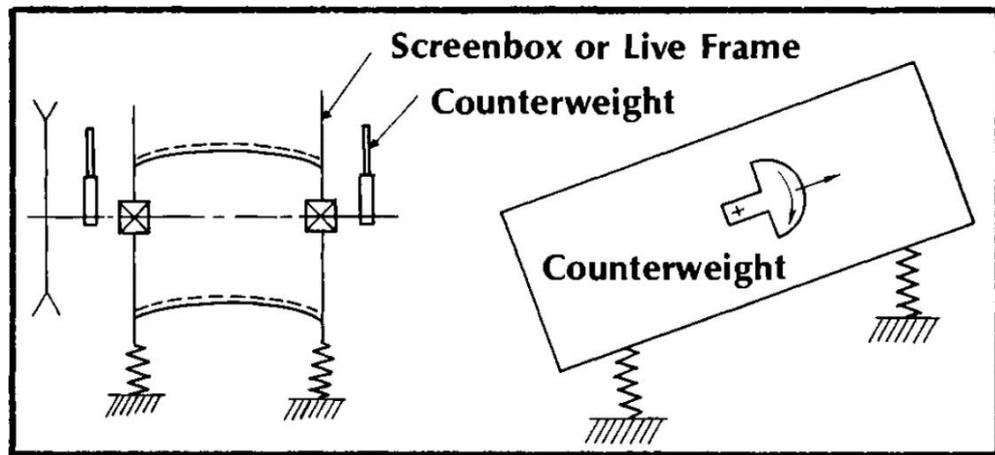
2.2.5 Tipos de zaranda vibratoria

a) Zaranda inclinada de accionamiento circular (poleas desbalanceadas) con dos cojinetes de apoyo.

Estas máquinas dependen de la gravedad para efectuar una velocidad de desplazamiento del material sobre la superficie de la zaranda, por lo tanto, tiene una pendiente de entre 15 a 30° con respecto a la horizontal para separaciones en seco y algo más planas para el dimensionamiento en húmedo.

La superficie de cribado generalmente se estira firmemente sobre un marco abierto y se ancla a placas laterales verticales con miembros de tensión para mantenerla estirada. Sujeto a las placas laterales, normalmente a través del centro (y cerca del centro de gravedad) hay un eje sostenido en las placas laterales por dos cojinetes. Se adjunta una polea o polea a un extremo del eje y se acciona mediante un motor eléctrico a través de una correa en V. Esta parte móvil está sostenida con resortes en cada esquina para permitir un libre movimiento. Este marco vibratorio se logra colocando pesos iguales excéntricos en cada extremo del eje, llamados contrapesos (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

Figura 2.10 Zaranda inclinada de accionamiento circular con dos cojinetes de apoyo



Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

Tipos de poleas desbalanceada:

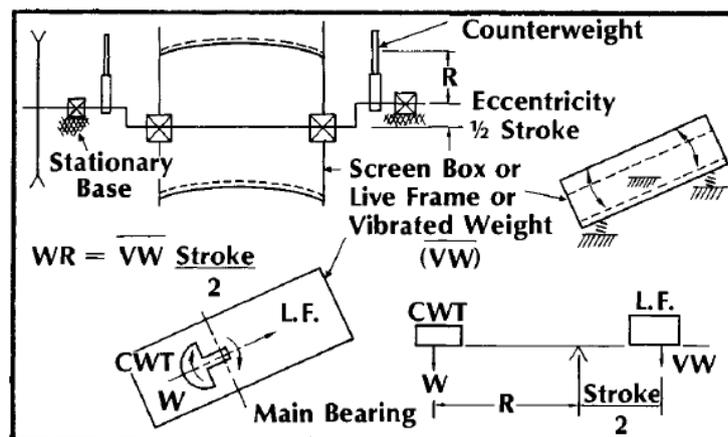
- Las pantallas con un vibrador montado en el centro, constituyen la mayoría de las máquinas.
- Los vibradores descentrados dan diferentes patrones de carrera al tamiz de un lugar a otro en la plataforma, lo que puede beneficiar el tamiz de un producto en particular
- Dos vibradores sincronizados, que ofrecen giro circular si se ubican uno al lado del otro y se giran en la misma dirección.
- Algunos fabricantes incorporan el motor y contrapesos en una unidad conectada directamente a la estructura vibrante. Da diferentes patrones de carrera, no tiene un uso muy extendido.

(VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

b) Zaranda vibratoria de carrera circular inclinada de cuatro cojinetes:

El marco de la criba de 4 rodamientos es similar al de 2 rodamientos. El eje, sin embargo, está maquinado excéntricamente en los extremos y está soportado por dos cojinetes exteriores adicionales, ubicados en una estructura base estacionaria o en un soporte elástico unido a una estructura base. La polea impulsada se instala en un extremo del eje al lado de los cojinetes exteriores, dado que los dos cojinetes de la criba y los dos de la estructura estacionaria están en planos diferentes, la rotación del eje hace que la criba se mueva en un círculo alrededor del centro de los cojinetes exteriores. Para contrarrestar la vibración, se instala contrapeso entre los cojinetes, en la línea central del eje externo, o estos pesos pueden ser parte del eje colocado entre los cojinetes internos; utilizado para contrarrestar el peso y la fuerza centrífuga del marco vivo sobre el eje en los cojinetes internos y reducir o eliminar la vibración, logrando así arrancar y detener suavemente. (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

Figura 2.11 Zaranda inclinada de accionamiento circular con cuatro cojinetes de apoyo



Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

El rendimiento de la criba depende de los siguientes parámetros:

- ✚ La velocidad.
- ✚ La dirección de rotación.
- ✚ La inclinación
- ✚ La carrera, la cual se puede modificar cambiando la excéntrica del eje.

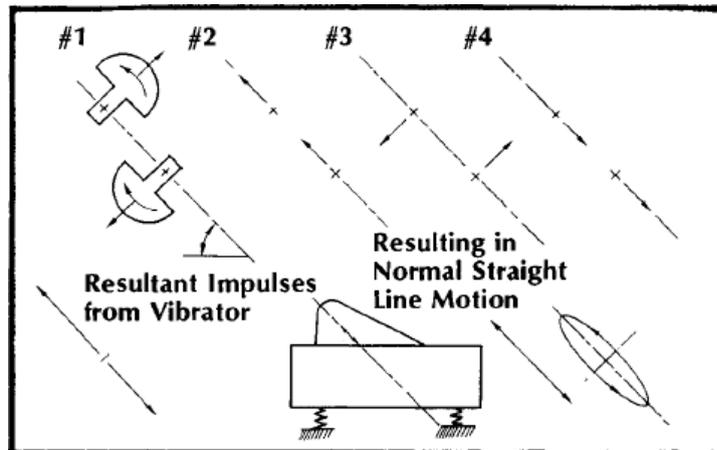
(VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

c) Zaranda vibratoria horizontal de dos cojinetes:

La principal característica de la criba horizontal es su capacidad para transportar el producto, ya que la gravedad no afecta en el avance del material sobre la superficie del tamiz. Este tipo de zaranda necesita que los vibradores ejerzan un trazo de línea recta en ángulo con la horizontal, esto arroja el material de gran tamaño fuera de las aberturas y lo transporta a lo largo de la pantalla. Estos vibradores suelen montarse encima o debajo del marco vibrante, debido al tamaño, su grado con respecto a la horizontal suele ser de 45°. (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

El vibrador consta de dos ejes con contrapesos excéntricos unidos y soportados en cada extremo por cojinetes de rodillos. Los ejes se accionan de modo que operen en direcciones opuestas. Las fuerzas tangenciales que generan los contrapesos, se suman cuando están en línea y se cancelan cuando se oponen. Dado que las reacciones de los contrapesos se anulan entre sí en todos los puntos excepto en dos durante el ciclo, el resultado es un movimiento nominal en línea recta o elíptico. (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

Figura 2.12 Zaranda vibratoria horizontal de dos cojinetes



Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

2.2.6 Dimensionamiento de las zarandas

Como factor principal en la selección de su geometría, es identificar el tamaño del tamiz, esto se logra con el cálculo del área necesaria que necesitará la zaranda para tamizar correctamente el material y minimizar las pérdidas o atascamientos en los orificios de la malla. Asimismo, es importante no excederse en el tamaño de estas mallas y creer que es mejor que sobre a que falte, porque el proponer una zaranda con dimensiones muy grandes también complicaría el diseño mecánico: se necesitaría mayor cantidad de apoyos o rigidizadores, espesores de planchas más grandes, mayor cantidad de vigas transversales, etc. (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

Aunque la selección del tamaño de tamiz a menudo se considera un arte, se ha recopilado mucha experiencia a través de la investigación en instalaciones de pruebas y a través de datos de campo; por lo tanto, los fabricantes individuales de cribas vibratorias han desarrollado algunos criterios de capacidad muy fiables. (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

La VSMA, recomienda la siguiente fórmula para determinar las áreas de cada tamiz de la criba, se requiere un cálculo separado para cada tamiz de una criba de múltiples tamices, pero se usa la misma fórmula en cada cálculo.

$$\text{Área de tamiz} = \frac{U}{A \times B \times C \times D \times E \times F \times G \times H \times J} (ft^2) \quad (2.1)$$

U = Factor de subdimensionado. Cantidad en STPH de material en la alimentación hacia el tamiz, que es más pequeña que una abertura especificada. A esta cantidad de material le denominaremos “pasante”.

De esta manera, es posible realizar un cálculo a priori de la selección de las dimensiones de la zaranda vibratoria; este primer cálculo permite conocer en primera instancia el área que el material necesita para ser tamizado de manera correcta, y no ocurra desbordamientos, según VSMA (1998).

Sin embargo, como se mencionó anteriormente, el tamizado suele ser considerado como un arte, y existen muchas variables aparte de las dimensiones que ayudarían a optimizar la durabilidad de las mallas, la eficiencia de cribado, etc. En la presente investigación solo se limita a seleccionar las dimensiones que permitan el tamizado.

A = Factor de capacidad básica. Tasa predeterminada de material STPH a través de 1 ft^2 de una abertura especificada cuando la alimentación a la plataforma contiene un 25% de tamaño sobredimensionado (Factor "B") y un 40% de tamaño medio (Factor "C")

Tabla 2.1 Factor de capacidad básica

FACTOR A		
Abertura cuadrada de superficie	% de área abierta	STPH pasantes por ft^2
4"	75%	7.69
3.1/2"	77%	7.03
3"	74%	6.17
2.3/4"	74%	5.85
2.1/2"	72%	5.52
2"	71%	4.9
1.3/4"	68%	4.51
1.1/2"	69%	4.2
1.1/4"	66%	3.89
1"	64%	3.56
7/8"	63%	3.38
3/4"	61%	3.08
5/8"	59%	2.82
1/2"	54%	2.47
3/8"	51%	2.08
1/4"	46%	1.6
3/16"	45%	1.27
1/8"	40%	0.95
3/32"	45%	0.76
1/16"	37%	0.58
1/32"	41%	0.39

Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

B = Factor de sobredimensionado. Es el % real de material en la alimentación a la plataforma que es más grande que una apertura especificada. (Ajusta el factor “A” para adaptarse a las condiciones).

Tabla 2.2 Porcentaje de sobredimensionamiento en el tamiz de alimentación

% Sobredimensionado	5	10	15	20	25	30	35
Factor B	1.21	1.13	1.08	1.02	1.00	0.96	0.92
% Sobredimensionado	40	45	50	55	60	65	70
Factor B	0.88	0.84	0.79	0.75	0.70	0.66	0.62
% Sobredimensionado	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95		
Factor B	0.58	0.53	0.50	0.46	0.33		

Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

C = Factor de tamaño medio. Es el % real de material en la alimentación a la plataforma que es la mitad del tamaño de una abertura especificada. (Ajusta el Factor “A” para adaptarse a las condiciones).

Tabla 2.3 Factor de semitamaño

% de semitamaño	0	5	10	15	20	25	30
Factor C	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.70	0.80
% de semitamaño	35	40	45	50	55	60	65
Factor C	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.55
% de semitamaño	70	75	80	85	90		
Factor C	1.70	1.85	2.00	2.20	2.40		

Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

D = Factor de nivel de tamiz. Aplicable para cribas de tamices múltiples. El área total de cribado está disponible para que el material pase por el tamiz superior, los demás niveles de tamices dejan un área disponible menos efectiva.

Tabla 2.4 Factor de nivel de tamiz

Nivel de tamiz	Primero	Segundo
Factor D		

Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

E = Factor de cribado en húmedo. Se aplica cuando se rocía agua sobre el material a medida que desciende por la plataforma de cribado.

Generalmente se usan alrededor de 5 a 7 GPM de agua por STPH de sólidos alimentados, el resto del agua se agrega a través de una serie de barras rociadoras, ubicadas sobre la plataforma de cribado.

Tabla 2.5 Factor de cribado húmedo

Cribado húmedo	1/32"	1/16"	1/8"	3/16"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"
Factor E	1.00	1.25	2.00	2.50	2.00	1.75	1.40	1.30	1.25

Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

F = Factor según el peso del material. Aplica para pesos distintos a 100

$\frac{lbs}{ft^3}$ El factor F sería:

$$F = \frac{lbs. per. cu. ft}{100} \quad (2.2)$$

Tabla 2.6 Factor de Densidad del material

Peso del material ($\frac{lbs}{ft^3}$)	150	125	100	90	80
Factor F					

Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

G = Factor de área libre de paso. Se aplica cuando el área abierta de la superficie de cribado es menor que el área abierta que se muestra en la tabla de capacidad del *Factor "A"*. El factor "G" vendría a ser:

$$G = \frac{\% \text{ área abierta de la superficie del tamiz utilizado}}{\% \text{ área abierta indicada en el gráfico de capacidad}} \quad (2.3)$$

H = Factor de forma de apertura. Se aplica cuando se utiliza aberturas rectangulares. Las aberturas ranuradas u oblongas dejarán pasar más material por pie cuadrado que las aberturas cuadradas.

J = Factor de eficiencia. Se aplica cuando la eficiencia es diferente del 95%, por lo cual debe ser corregido.

Para hallar la profundidad teórica del lecho al final de la descarga, se tiene la siguiente ecuación propuesta por la VSMA:

$$DBD = \frac{O \times C}{5 \times T \times W} \quad (2.4)$$

Donde:

DBD = Profundidad del lecho fina de descarga.

C = Pie cúbico por tonelada corta de material.

O = Rechazo por cada tamiz, en STPH.

T = Velocidad de transporte (Nominalmente 75 fpm para cribas inclinadas, de 18° a 20°, y 45 fpm para cribas horizontales)

W = Ancho del área de tamizado, en pies.

Esta dimensión no debe ser mayor a 4 veces el tamaño de la abertura del material, debido a que, el material de mayor tamaño retrasa el paso del material de menor tamaño y esta restricción temporal provoca una acumulación de material en la superficie de la criba. (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

2.2.7 Mecánica de la fractura

En los materiales reales, es muy difícil encontrarlos perfectamente homogéneos e isotrópicos. Mayormente se ven expuestos a grietas, vacíos, inclusiones, los cuales suelen actuar como incrementadores de esfuerzos. Estas irregularidades se deben usualmente a: inclusiones no metálicas y micro huecos, defectos de soldadura, grietas de esmerilado, grietas de templado, dobleces, etc. (Norton, 2011)

Norton (2011), afirma que:

La presencia de una grieta afilada en un campo de esfuerzos crea concentraciones de esfuerzos que, teóricamente, se aproximan al infinito.

2.2.8 Fallas por fatiga

Moring Faires (2004), afirmó lo siguiente:

Se ha dicho que el 80% de las roturas de piezas de máquina son debidas a fatiga. Cualquiera que sea el porcentaje verdadero, desde luego es grande, por lo que el proyecto de los elementos de máquinas debe hacerse siempre teniendo en cuenta la posibilidad de un fallo por fatiga. Incluso en los casos en que no sea previsible la curva de variabilidad de la carga. (pág. 129)

Se cree que la rotura por fatiga comienza en puntos arbitrarios, como deslizamiento sobre los planos de cortadura de los cristales cuando están orientados de manera que esto pueda ocurrir. (pág. 130)

En las piezas reales de máquinas, el agrietamiento suele comenzar en discontinuidad, una superficie cóncava de enlace o transición, una raya o marca de herramienta, una inclusión o un agujero en el interior de la pieza, un chavetero o ranura de chaveta, imperfecciones en los cristales del metal u otras (Tales como penetración de óxidos en los contornos de los granos de dicha estructura). Estas discontinuidades permiten que se inicien fallos microscópicos, que, con la reiteración de los esfuerzos variables, llegan a producir grietas visibles. (Moring, 2004)

Factores que modifican la resistencia a la fatiga

G. Budynas, y otros, (2012) afirman que Marín (1962) identificó factores que cuantifican los efectos de la condición de superficie. La ecuación se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.5)$$

Donde:

Factor de modificación por la condición superficial (k_a)

Este factor depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (2.6)$$

Seleccionar los valores de a y b (*Anexo 10*).

Factor de modificación por el tamaño (k_b)

Según Budynas, y otros (2012), afirman que:

Puede expresarse como sigue en las siguientes ecuaciones, para flexión y torsión,

$$k_b = 1.24 d^{-0.107} \text{ si } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (2.7)$$

$$k_b = 1.51 d^{-0.157} \text{ si } 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \quad (2.8)$$

Para cargas axiales $k_b = 1$

Factor de modificación por la carga (k_c)

Carga flectora: $k_c = 1$

Carga axial: $k_c = 0.85$

Carga de torsión: $k_c = 0.59$

Factor de modificación por la temperatura (k_d)

La temperatura de trabajo afecta directamente a la resistencia a la tensión del acero, por lo tanto, Budynas y Nisbett (2012), especifican los factores de corrección (*Anexo 10*).

Factor de confiabilidad (k_e)

Este factor involucra un tema más extenso por su misma naturaleza probabilística, sin embargo, Budynas y Nisbett (2012) especifican los factores de confiabilidad más estándares (*Anexo 10*).

Factor de modificación por efectos varios (k_f)

Se puede dar por diversos motivos, ya sea esfuerzos residuales, la corrosión, el recubrimiento electrolítico, el metalizado por aspersion, la frecuencia cíclica y la corrosión por frotamiento; de no presentar ningún caso se asume como la unidad. (Budynas, y otros, 2012)

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en ubicación crítica de la viga.

2.2.9 Concentración del esfuerzo debido a la muesca

Debido a la existencia de irregularidades o discontinuidades, como muescas, ranuras, etc.; incrementan significativamente los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad. (Budynas, y otros, 2012)

Se hallan los modificadores de esfuerzo K_t y K_{ts} (*Anexo 10*) dichos modificadores están reducidos normalmente por un factor de entalla q , y resultan en factores reducidos K_f y K_{fs} , debido a la flexión y a la torsión, respectivamente.

Se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.9)$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad (2.10)$$

Se puede obtener el factor q , de la siguiente forma, o de gráficos (*Anexo 10*).

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.11)$$

2.2.10. Combinación de modos de carga

La categoría más simple es la de un esfuerzo completamente reversible, aquí se permite solamente un tipo de carga y el esfuerzo medio debe ser cero. En este caso se involucran tanto los esfuerzos alternantes como medios, y los concentradores de esfuerzos para cada tipo de falla. (Budynas, y otros, 2012)

$$\sigma'_a = \left[\left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (r_a)_{torsión} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (2.12)$$

$$\sigma'_m = \left[\left[(K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (r_m)_{torsión} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (2.13)$$

La constante de Neuber (\sqrt{a}), se puede hallar dependiendo de la naturaleza de la carga,

Flexión o axial:

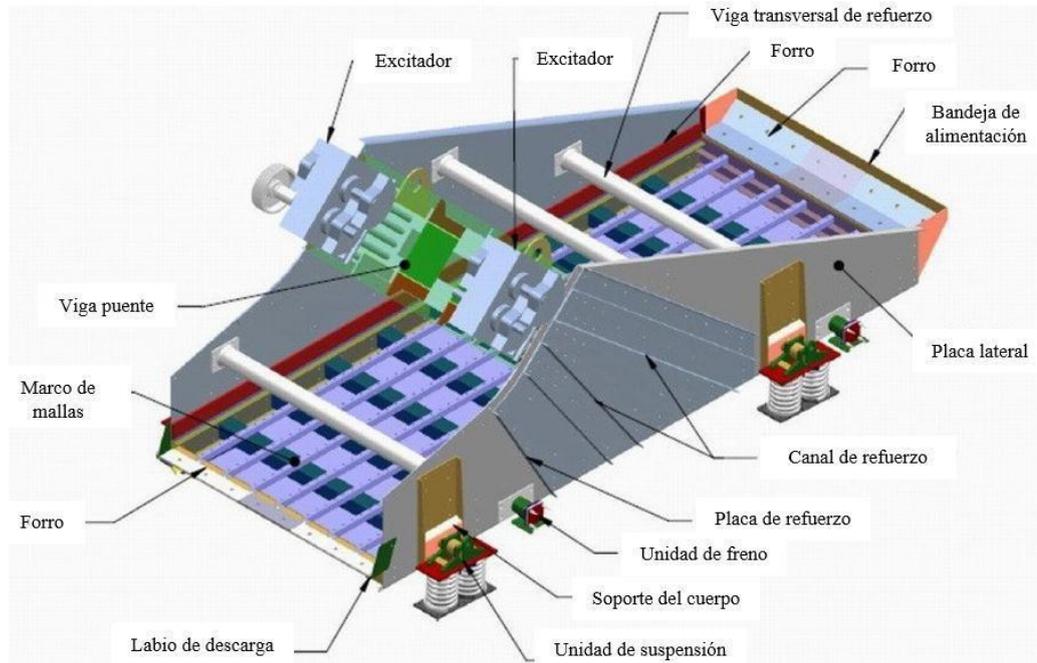
$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad (2.14)$$

Torsión:

$$\sqrt{a} = 0.19 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad (2.15)$$

2.2.11. Partes principales de una zaranda

Figura 2.13 Zaranda vibratoria y sus partes principales



Fuente: (León, 2019)

Excitador: Es la máquina de generar la vibración en el cuerpo superior de la zaranda (bastidor). Se compone usualmente por un motor eléctrico, poleas desbalanceadas, correas de transmisión, ejes de transmisión; también se puede resumir este sistema con un motovibrador.

Viga puente: Parte mecánica que permite la conexión principal entre las placas laterales y transmite la vibración que genera el excitador. Esta parte estructural resiste directamente los esfuerzos de flexión fluctuantes.

Figura 2.14 Motovibrador modelo MVSI



Fuente: (DMV Suministros e ingeniería S.A.C., 2013)

Placas laterales: Superficies planas cerradas con guidores para contener los tamices con diferentes tamaños, cuentan con rigidizadores y vigas laterales de conexión para mantener la rigidez; y contrarrestar los modos de vibración en los 6 GDL.

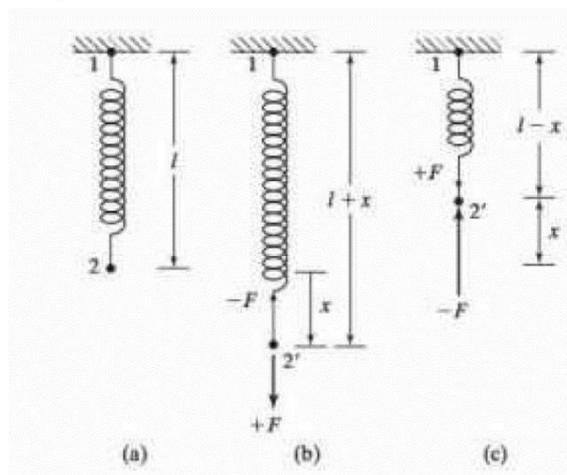
Aislador oscilante: Elemento aislador de vibraciones mecánicas usado para conectar el bastidor superior con la base estática. León Paro (2019), afirma que “Combina las funciones de muelle, amortiguador y cojinete”

2.2.12. Vibraciones mecánicas

Resorte

El resorte es un elemento mecánico que trabaja como eslabón mecánico, el cual, se suele tomar como un elemento con masa y amortiguamiento insignificante. Dicho elemento, presenta un alargamiento cuando recibe una fuerza de tensión F , y en contraparte a esta fuerza, se genera una fuerza de restauración de magnitud F , que trata de regresar al resorte a su posición inicial. (Rao, 2012).

Figura 2.15 Deformación de un resorte



Fuente: (Rao, 2012)

Elementos de inercia

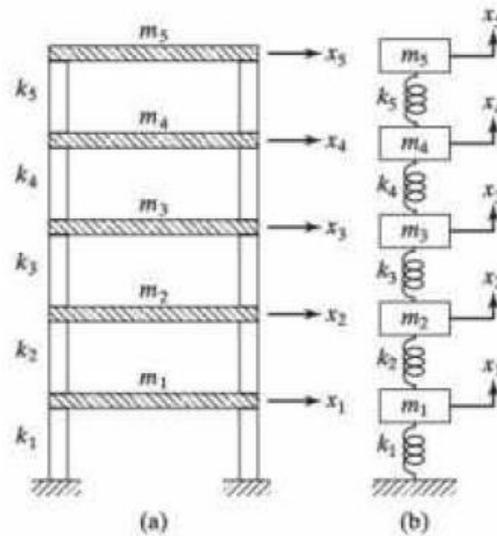
Rao Shingiresu, afirma que:

“El elemento de masa o inercia es un cuerpo rígido que puede ganar o perder energía cinética siempre que cambia su velocidad.” (2012)

Por simplicidad y precisión en análisis, es usual tomar los sistemas como *Resorte - masa*. Y dependiendo de su complejidad, se puntualizan masas que pertenecen a una “viga en voladizo”, un claro ejemplo es el análisis

de un edificio, donde cada piso representa una masa y por ende un grado de libertad. (Rao, 2012)

Figura 2.16 Idealización de un edificio con varios pisos como un sistema de varios grados de libertad



Fuente: (Rao, 2012)

Movimiento armónico

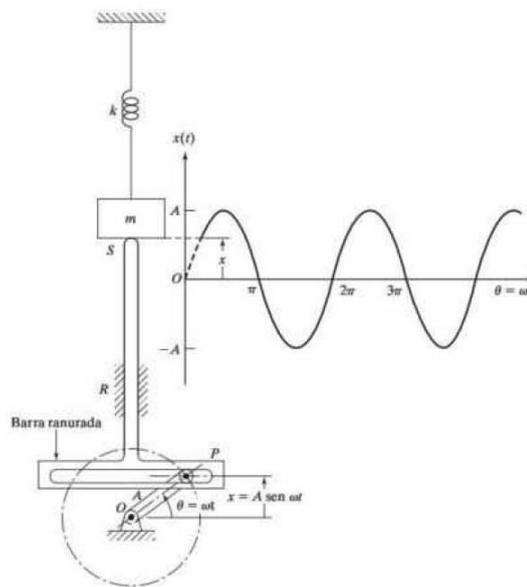
Según Rao (2012), es el movimiento más simple del movimiento periódico (movimiento repetido en tiempos iguales), la cual se entiende fácilmente con la Figura 2.17, donde se representa un vector \vec{OP} de magnitud A que gira a velocidad angular constante ω , donde la proyección de la flecha del vector sobre la vertical, es:

$$y = A \text{ sen}(\omega t) \quad (2.16)$$

Y su proyección sobre el eje horizontal, está dada por:

$$x = A \text{ cos}(\omega t) \quad (2.17)$$

Figura 2.17 Movimiento armónico de la proyección del extremo de un vector rotatorio



Fuente: (Rao, 2012)

2.2.13. Ecuación de movimiento de sistemas no amortiguados con varios grados de libertad

Según Rao (2012), la ecuación diferencial de movimiento general es:

$$[m]\ddot{\vec{x}} + [k]\vec{x} = \vec{F} \quad (2.18)$$

Donde la matriz de masa y rigidez; tiene tamaños dependientes del número de grados de libertad

Para determinar las frecuencias naturales del sistema, es necesario hacer la fuerza igual a cero, equivalente a un sistema conservador.

$$[m]\ddot{\vec{x}} + [k]\vec{x} = 0 \quad (2.19)$$

De lo cual, se llega al problema de valores de Eigen, al hacer:

$$x_i(t) = X_i T(t), \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Se obtiene,

$$[[k] - \omega^2[m]] \bar{X} = \bar{0} \quad (2.20)$$

La solución no trivial de la ecuación anterior, donde los determinantes de la matriz de coeficientes debe ser cero, es,

$$\Delta = |[k] - \omega^2[m]| = 0 \quad (2.21)$$

Al término ω se le conoce como frecuencia natural del sistema.

Factor de participación modal

Según Ansys Learning, (2021), el factor de participación modal nos ayuda a determinar la cantidad de masa moviéndose en una dirección por modo. Un nivel alto de este factor, indica que el modo será excitado por excitaciones en esa dirección.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$\gamma_i = \{\Phi\}_i^T [M] \{D\} \quad (2.22)$$

Donde:

$\{\Phi\}_i$ = Matriz de vectores eigen.

$[M]$ = Matriz de masa.

$\{D\}$ = Matriz dinámica, representa los vectores direccionales de las excitaciones

Y la masa efectiva, la cual es el cuadrado del factor de participación modal.

$$M_{eff,i} = \gamma_i^2 \quad (2.23)$$

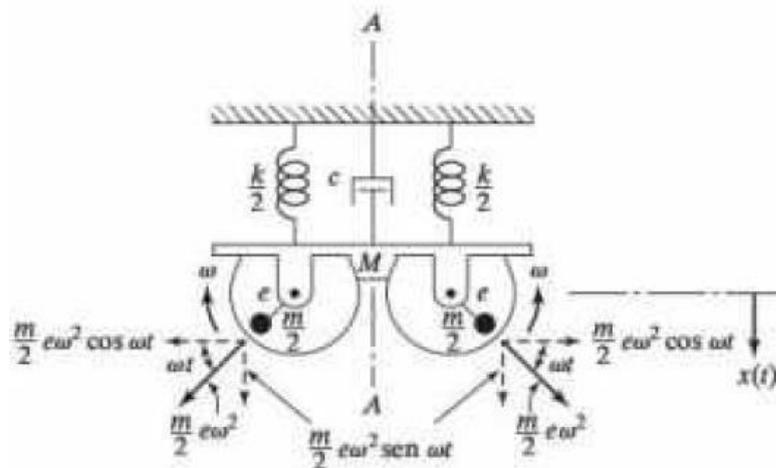
2.2.14. Fuerzas actuantes en una zaranda

Respuesta de un sistema amortiguado sometido a desbalance rotatorio

Para un solo grado de libertad, según (Rao, 2012):

La masa total de la máquina es M , y tiene dos masas excéntricas $m/2$ que giran en direcciones opuestas con una velocidad angular constante. La fuerza centrífuga producida por cada masa excitará la masa M . Consideramos dos masas iguales que giran en direcciones opuestas de modo que las componentes horizontales de la fuerza de excitación se eliminan entre sí. Sin embargo, las componentes verticales de excitación se suman a lo largo del eje de simetría A-A. (pág. 267)

Figura 2.18 Fuerzas centrífugas de dos masas excéntricas con giro contrario



Fuente: (Rao, 2012)

Por la segunda ley de Newton, en el eje A-A, la ecuación de movimiento es

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin \omega t \quad (2.24)$$

Donde:

m = Masa desbalanceada (md)

e = Excentricidad (distancia a centro de gravedad)

ω = Velocidad de operación

c = Coeficiente de amortiguamiento

M = Masa vibrante

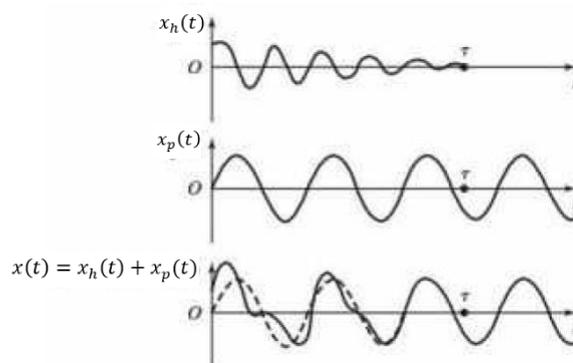
Esta ecuación refiere a un par de masas desbalanceadas, pudiendo haber múltiples pares, y en ese caso, la fuerza de excitación se escribiría de la siguiente manera:

$$F = nme\omega^2 \text{sen}\omega t \quad (2.25)$$

siendo n la cantidad de pares de masas desbalanceadas.

La solución completa de la *Ecuación 2.4* es la suma de la solución homogénea $x_h(t)$ y la solución particular $x_p(t)$, según Rao (2012):

Figura 2.19 Soluciones homogénea, particular y general en el caso no amortiguado



Fuente: (Rao, 2012)

De la *Figura 2.19* podemos notar que a medida que el tiempo aumenta, el efecto de la solución homogénea $x_h(t)$ pierde efecto, siendo esta gráfica para un movimiento no amortiguado; si planteamos el caso de un movimiento amortiguado, como es en nuestro caso, la solución homogénea sería directamente descartada para efectos de análisis.

Por lo tanto, suponiendo la solución particular $x_p(t)$

$$x_p(t) = X e^{i\omega t} \quad (2.26)$$

Resulta:

$$x_p(t) = \frac{m e \omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (2.27)$$

La amplitud:

$$X = \frac{m e \omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.28)$$

Y el ángulo de fase:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - M\omega^2} \right) \quad (2.29)$$

Como $\zeta = c/c_c$, $c_c = 2M\omega_n$ y $r = \omega/\omega_n$

Nota:

Recordamos que la frecuencia natural se haya de la siguiente manera:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (2.30)$$

El factor de amplitud, sería:

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (2.31)$$

Tomando en cuenta velocidades de giro altas, el amortiguamiento es despreciable, la *Ecuación 2.23* puede quedar como sigue:

$$me = MX \frac{|1 - r^2|}{r^2} \quad (2.32)$$

Donde r: Relación de frecuencias

También, el ángulo de fase puede definirse de la siguiente manera

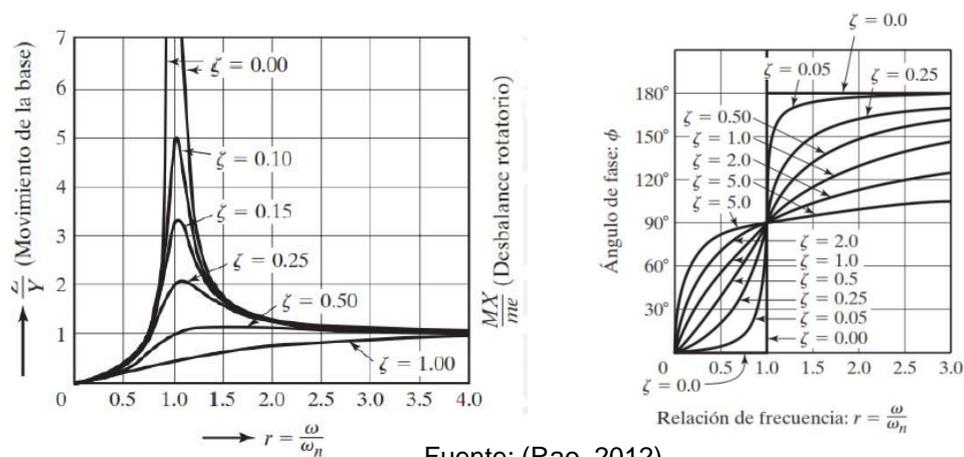
$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad (2.33)$$

Para comprender el comportamiento de la solución (2), Rao (2012) detalló la variación de la relación de amplitud vs la relación de frecuencia, dependiendo su amortiguamiento, en la *Figura 2.20*.

Asimismo, la fuerza transmitida a la bancada inmóvil, se rige por la siguiente fórmula:

$$F_t = n. m. e. \omega^2. \left[\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2} \right]^{1/2} \quad (2.34)$$

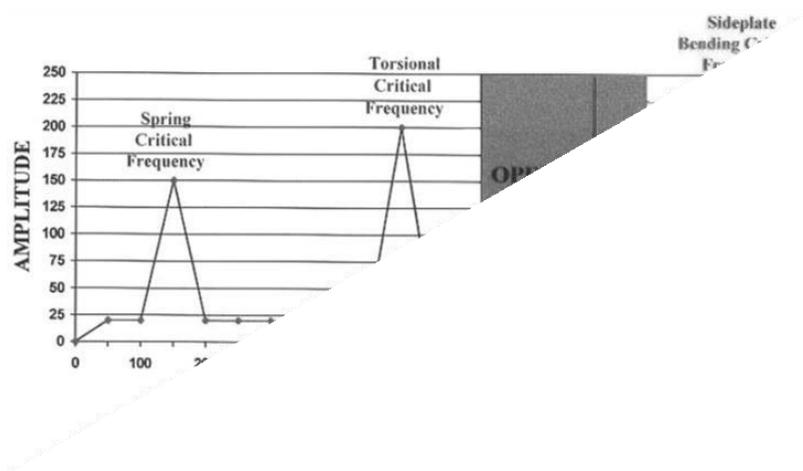
Figura 2.20 Variación de la relación de amplitud vs Relación de frecuencia



Fuente: (Rao, 2012)

De la gráfica podemos notar, que a grandes magnitudes de r (no existiendo resonancia), los efectos del amortiguamiento son casi nulos, salvaguardando así el diseño y evitando la resonancia. Para casos donde la máquina tenga que trabajar cerca de la resonancia, procurar tener un factor de amortiguamiento considerable.

Figura 2.21 Frecuencias naturales típicas en una zaranda vibratoria



Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

Según León Paro (2019):

Las frecuencias resonantes en los diferentes tamaños y tipos de zaranda, describen por lo general modos, límites similares y un rango de operación óptimo, en la *Figura 2.21*, se puede ver las tres frecuencias más críticas de una zaranda. La frecuencia crítica de los resortes, la frecuencia crítica torsional y la frecuencia crítica de flexión de las placas laterales.

2.2.15. Análisis por elementos finitos:

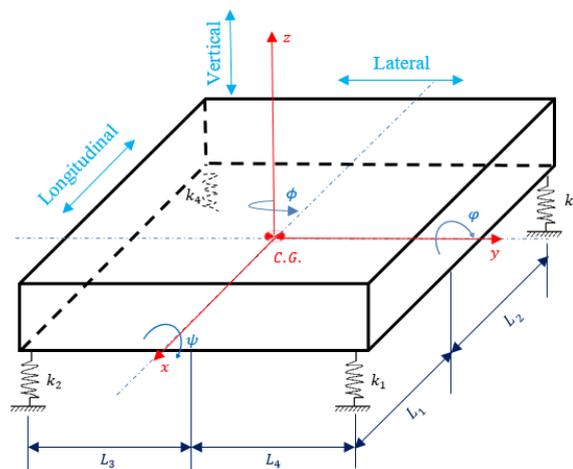
Método de elementos finitos

Es un método computacional avanzado, que requiere de softwares especializados para determinar la variación de los esfuerzos locales en la máquina, con este análisis se identifica fácilmente los concentradores de esfuerzos.

Según León Paro (2019):

Una forma de realizar el análisis dinámico de las zarandas vibratorias, es por elementos finitos, el cual da la facilidad de analizar los modos de cuerpo rígido y flexible; a comparación del método analítico, el cual solo permite el análisis de cuerpo rígido (de hasta 6 grados de libertad, como en la *Figura 2.22*.

Figura 2.22 Modelo de 6 grados de libertad de un cuerpo rígido

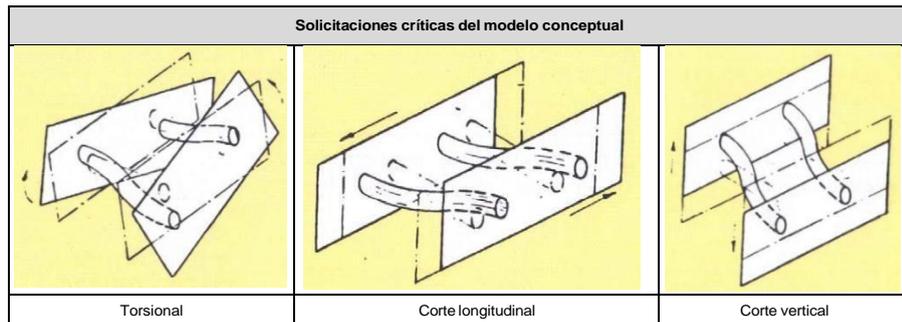


Fuente: (León, 2019)

2.2.16. Modos de comportamiento de una zaranda

El comportamiento del cuerpo de la zaranda, se puede hacer una idealización preliminar como en la *Figura 2.23*, donde se representan los modos de vibración de la zaranda.

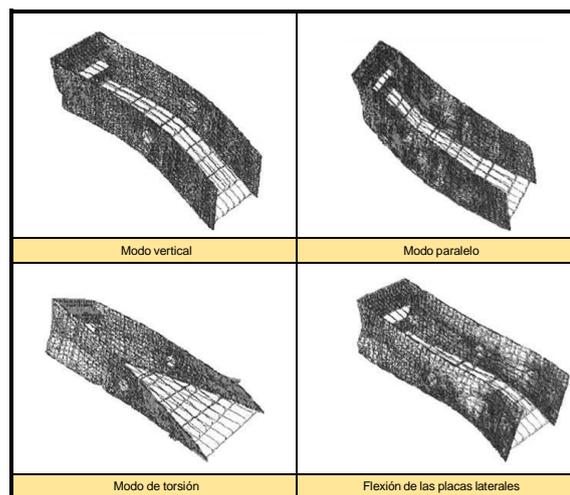
Figura 2.23 Idealización de modos de una zaranda vibratoria



Fuente: (León, 2019)

Según la VSMA, los modos de vibración más representativos en modo flexibles, mostrados en la *Figura 2.24*, los cuales son analizados por elementos finitos.

Figura 2.24 Modos de vibración más representativos



Fuente: (VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association], 1998)

2.3. Marco Conceptual

a) Diseño mecánico

Según G. Budynas y Keith Nisbett, mencionan que:

“Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo y útil, que pueda fabricarse y comercializarse.” (2012 pág. 4)

A su vez, Barriga Gamarra (2016), afirma que, el diseño se puede entender como una actividad creadora, donde un producto se desarrolla en su totalidad y consta de la siguiente documentación:

- Dibujo de piezas
- Dibujos de ensambles.
- Listas de piezas y materiales.
- Circuitos neumáticos, hidráulicos, eléctricos, electrónicos y de control
- Prescripciones sobre ajustes.
- Instrucciones de montaje, operación, etc.
- Otras condiciones especiales.

De lo anteriormente mencionado, podemos notar que ambos autores definen al diseño como una actividad creadora de soluciones para problemas particulares. Y hacen principal énfasis en la fabricación del producto (así como todos los requisitos para ello). Definición que tomamos como objetivo principal de nuestro trabajo de investigación.

b) Zaranda vibratoria

Según Nguyen y otros (2023), mencionan que, la determinación de los parámetros básicos de una zaranda vibratoria es esencial para su diseño y funcionamiento eficaz. Aunque se puede establecer un modelo vibratorio

para determinar estos parámetros, este método no es muy preciso ya que simplifica el determinar estos parámetros, este método no es muy preciso ya que simplifica el modelo de vibración de la criba. Por lo tanto, es necesario modelar en 3D la zaranda vibratoria para obtener resultados más precisos en la determinación de los parámetros de funcionamiento.

Adicional a ello, citamos a (Yue-Min, y otros, 2009), quienes expresan que, se necesitan mejorar la resistencia y rigidez estructural, cuando se tiene zarandas amplias, ya que sus dimensiones amplificadas conducen a un aumento de la masa de vibración y fuerza de excitación, así como a una mayor carga dinámica que puede afectar seriamente la vida útil de la zaranda vibratoria. Sin embargo, el diseño convencional de estas máquinas en nuestro país (China), no tienen en cuenta las características dinámicas de las frecuencias modales más altas, lo que puede resultar en una fuerza de excitación elevada de fatiga. Por lo cual, es necesario analizar dinámicamente el diseño, ya que incluso si la resistencia estática cumple con los requisitos de rendimiento, la zaranda aún puede dañarse.

Como menciona León Paro:

“Las zarandas son equipos de clasificación de materiales, esto lo realiza con la ayuda de un excitador que le da movilidad para estratificar material de ingreso, el material va cayendo en una malla separando las que pueden entrar de las que no, el movimiento solo debe afectar al material mas no a la estructura base por ello se usan aisladores de vibración de tipo activo para evitar daños a la estructura o a otros equipos” (2019 pág. 5)

También se define según Martínez-Batista y Hechavarría Pérez, de la siguiente manera:

“Las zarandas o cribas son equipos ampliamente utilizados en el procesamiento de minerales. La frecuencia y la amplitud de las

vibraciones de estos equipos constituyen parámetros de vital importancia, para obtener un buen rendimiento y una eficiencia y calidad adecuadas durante el proceso de cribado. Estos parámetros, además, revisten especial interés para la determinación de cargas dinámicas que actúan sobre el equipo y, por tanto, para el cálculo de elementos importantes, como los elementos elásticos, cojinetes, componentes estructurales, etc., y para realizar los pronósticos de fiabilidad de dichos elementos.” (Martinez, y otros, 2016 pág. 2)

De lo anteriormente mencionado, podemos notar que muchos autores coinciden en que, en el diseño de la zaranda, es fundamental analizar sus características dinámicas; aun cuando convencionalmente se analiza solo estáticamente los componentes, estos pueden fallar ya sea por fatiga, o por efectos de la resonancia. Además de ello, es necesario modelar el diseño en 3D y evaluarlo en un software especializado, aun cuando se puede presentar un modelo vibratorio para analizar analíticamente, este podría no ser tan preciso, por lo cual, se analiza computacionalmente en esta investigación. Por último, se resalta que el diseño mecánico es una actividad creadora de soluciones para problemas particulares. Y hacen principal énfasis en la fabricación del producto (así como todos los requisitos para ello).

c) Selección de alternativa de solución

Según lo mencionado por Benjamín Gamarra (2016), quien cita el método VDI 2221, que una vez conocido y detallado el problema, se formula una estructura de funciones de nuestro sistema a diseñar, con las funciones parciales en las que incurrirá el diseño. Seguido a ello, se define una matriz morfológica, con clases de los portadores de funciones (matriz morfológica), se combinan los portadores y se prueban sus relaciones; estas relaciones son llamadas alternativas y se especifican, a tal punto, de elaborar bocetos a mano alzada de las mismas. Después, se evalúa el concepto de solución con ayuda de evaluación técnico y económico

apoyándonos en el método VDI 2225, para colocar un peso a diferentes factores de decisión en cuanto a la parte técnica y económica. Finalmente se procede a determinar el concepto que se ajuste a nuestras necesidades.

d) Dimensionamiento preliminar

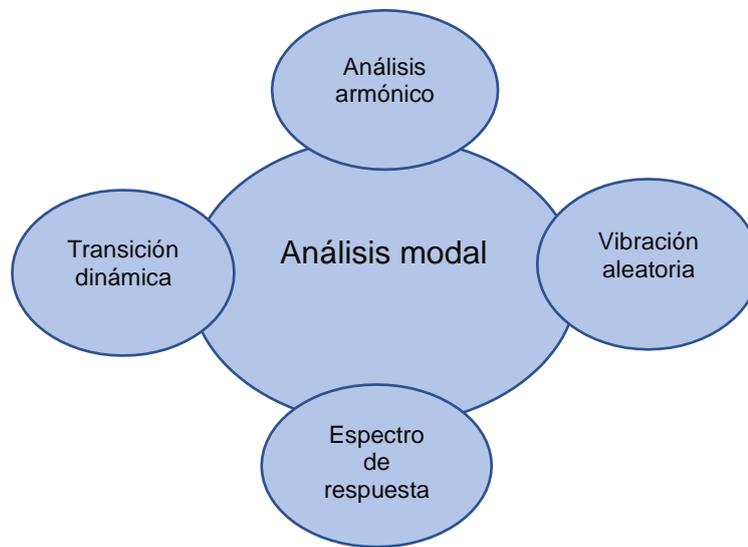
Según la VSMA (1998), la velocidad de paso de un material a través de un orificio se ve afectada por sus características generales. Algunos materiales tienden a fracturarse en un tamaño crítico debido a su estructura de grano, lo que dificulta su separación si el tamaño crítico es cercano al tamaño de la abertura del tamiz. Por otro lado, algunos materiales son más friables y se rompen en cantidad hasta alcanzar un tamaño fino que facilita la separación. Estas variables se consideran en el cribado. Los fabricantes de cribas vibratorias han desarrollado criterios de capacidad fiables a partir de la investigación y los datos de campo. Se ha creado una fórmula para calcular la superficie teórica de la criba utilizando datos factuales tabulados de resultados de pruebas de campo. La fórmula de área de cribada propuesta por la VSMA, es la más usada en la industria.

e) Análisis dinámico computacional

Se inicia con el análisis modal, el cual es usado para determinar las características vibratorias de estructuras, es el más común de los análisis y puede derivarse a otros análisis como se muestra en la *Figura 2.25*.

Su objetivo es dar una idea a los ingenieros, cómo el diseño responderá a diferentes cargas dinámicas.

Figura 2.25 Simulaciones dinámicas



Fuente: (Ansys Learning, 2021)

Los resultados de este análisis modal, es obtener las frecuencias naturales del diseño y evitar así ciertos rangos de operación, para no caer en resonancia. Si esto llegase a ocurrir, podemos percibir ruidos y vibraciones no deseadas, hasta puede presentarse fallas prematuras. (Ansys Learning, 2021)

2.4. Definición de términos básicos

Cuerpo rígido: Se refiere a un cuerpo que se puede trasladar o rotar en todos sus grados de libertad; pero no permite deformaciones en el mismo.

Cuerpo flexible: Se refiere a un cuerpo que se permite las deformaciones en el mismo cuerpo, no se mantiene en las mismas posiciones relativas.

Tamiz: Bandeja metálica con orificios de cierto tamaño y sección, generalmente enrejado, que permite el paso de partículas finas de material. Existen de diferentes medidas, según el tamaño del fino a tamizar.

Vibración mecánica: Movimiento mecánico con efecto de vaivén que permite un efecto de “sacudida” a los materiales afectados; este tipo de movimiento permite clasificar materiales.

Resonancia: Se da cuando la frecuencia de excitación llega en concordancia con la frecuencia natural de un sistema, generando que, en el tiempo, su amplitud aumente de manera exponencial. Es altamente peligroso para todo tipo de estructuras.

Frecuencia natural: Es la frecuencia propia de un objeto o sistema, la cual entra en respuesta siempre que un objeto o sistema es excitado.

Frecuencia de excitación: Frecuencia de las ondas que fuerzan la excitación de un objeto o sistema, suele estar dada por equipos excitadores.

Respuesta armónica: Comportamiento sinusoidal de un sistema a cierto estímulo completamente oscilante o reversible.

GDL: Grados de libertad, se refiere al número de movimientos posibles de un sistema estructural.

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1. Hipótesis

Hipótesis general

- ✓ Si se diseña la zaranda vibratoria permitirá soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima.

Hipótesis específicas

1. La alternativa de solución, obtenida mediante el método VDI 2221, permite determinar los componentes de la zaranda y su configuración.
2. El dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria permite seleccionar de manera preliminar los elementos estructurales para analizar posteriormente.
3. El cálculo de las partes mecánico-eléctricas de la zaranda vibratoria permite obtener el diseño final para evaluar dinámicamente.
4. El análisis dinámico del diseño final de la zaranda vibratoria, de manera computacional, permite verificar que la zaranda vibratoria no estará en resonancia durante su operación.

3.1.1. Definición conceptual de variables

a) Definición conceptual

Diseño de zaranda vibratoria

Como menciona León Paro:

“Las zarandas son equipos de clasificación de materiales, esto lo realiza con la ayuda de un excitador que le da movilidad para estratificar material de ingreso, el material va cayendo en una malla separando las que pueden entrar de las que no, el movimiento solo debe afectar al material mas no a la estructura base por ello se usan aisladores de vibración de tipo activo para evitar daños a la estructura o a otros equipos”. (2019 pág. 5)

Operacionalización de variable

Tabla 3.1 Matriz de operacionalización de variables

Variables	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Índice	Método y técnicas
Variable independiente Diseño de zaranda vibratoria para tamizado de 30 STPH	En el diseño de una zaranda vibratoria, deben estar involucrados, además del cálculo por resistencia, un análisis dinámico de la zaranda vibratoria, para obtener los parámetros característicos de una zaranda como fuerzas de excitación, frecuencias naturales, desplazamientos, velocidades y aceleraciones. (León, 2019)	Se basa en seleccionar mediante la VDI 2221 una alternativa de diseño, para luego apoyarnos en los manuales de la VSMA para determinar un área de tamizado necesaria y con ello dimensionar la zaranda y obtener un peso de masa vibrante preliminar.	Selección de alternativa de solución	<ul style="list-style-type: none"> Evaluación técnica Evaluación económica 	<ul style="list-style-type: none"> Porcentaje, % 	<p>Método</p> <p>Cualitativo Cuantitativo</p> <p>Técnica</p> <p>Documental: Manual VSMA, Ficha técnica de moto-vibradores, Libros de vibración mecánica, Libro de Diseño de elementos de máquina</p> <p>Empírica: Lista de exigencias, Inspección visual de fallas</p>
		Consecutivamente se realizan el diseño de las partes mecánicas y el cálculo de los equipos mecánicos o mecánico-eléctricos. Una vez obtenido este diseño final, se procederá a analizar dinámicamente y comprobar que se encuentra fuera de la zona de resonancia y verificar los esfuerzos armónicos.	Dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria	<ul style="list-style-type: none"> Prueba granulométrica por tamizado. Áreas de tamizado requeridas. Dimensionamiento de estructura vibrante. 	<ul style="list-style-type: none"> Porcentaje, % Área, m² Dimensiones, m Peso, kg 	
			Cálculo mecánico-eléctrico	<ul style="list-style-type: none"> Diseño de la masa desbalanceada. Cálculo para la selección del motor. Selección de poleas. Diseño de ejes de transmisión. Selección de cojinetes. Diseño de las chavetas. Diseño de la viga puente. Diseño de las placas laterales. Selección de aislador elástico. Diseño de bastidor inmóvil. Diseño de bandeja de alim. Cálculo de soldadura Cálculo de conexiones empernadas. 	<ul style="list-style-type: none"> Masa, kg Masa*excentricidad kg.mm Rigidez kg/mm Esfuerzo equivalente. MPa Factor de seguridad 	

Análisis dinámico
computacional

- Análisis modal computacional.
- Análisis armónico
computacional.

- Frecuencia natural
rad/s (hz)
 - Desplazamientos
(mm)
 - Esfuerzos
armónicos, MPa
-

IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO

4.1. Diseño metodológico:

Esta investigación cuenta con el diseño metodológico especificado en las siguientes líneas:

- **Tipo Aplicada:** El presente trabajo se basó en un tipo de investigación aplicada, según el autor Valderrama, menciona que, en la investigación aplicada, lo que se busca es conocer primero para que se pueda hacer, actuar, construir y modificar en base a una realidad concreta, y para esto se plantea soluciones concretas, reales, factibles y necesarias a los problemas que se plantea. (2013)

Bajo esta premisa, la presente investigación se basó en diseñar una zaranda vibratoria de 30 STPH de carbonato de calcio para aplicación concreta en Compañía General Perú S.A.C.

- **Diseño de investigación:** El presente proyecto tiene un diseño no experimental, según el autor Valderrama, menciona que, dicha investigación se lleva a cabo sin manipular variable(s) independiente(s), toda vez que los hechos o sucesos ya ocurrieron antes de la investigación. (2013)

En este proyecto de tesis, nos limitamos a observar el funcionamiento de la zaranda vibratoria, para obtener la información necesaria y proponer un diseño de zaranda de capacidad de 30 ton/hora, sujeto a condiciones específicas.

- **Enfoque Cuantitativo:** El presente trabajo se basó en un tipo de investigación de enfoque cuantitativo, según el autor Sampieri, menciona que:

“Es secuencial y probatorio. Cada etapa precede a la siguiente y no podemos “brincar” o eludir pasos. El orden es riguroso, aunque desde luego, podemos redefinir alguna fase”

También afirma, que tiene las siguientes características: refleja la necesidad de medir, plantea un problema de estudio delimitado y concreto, se recolectan datos fundamentados en la medición, se representan mediante números (cantidades). (2014)

Bajo estas definiciones podemos afirmar que este trabajo de investigación presenta un enfoque cuantitativo, debido a que los datos se obtuvieron de mediciones, en pesos de la prueba granulométrica y el procesamiento de datos se basa también en datos cuantificables.

- **Nivel descriptivo:** Según el autor Sampieri, menciona lo siguiente:

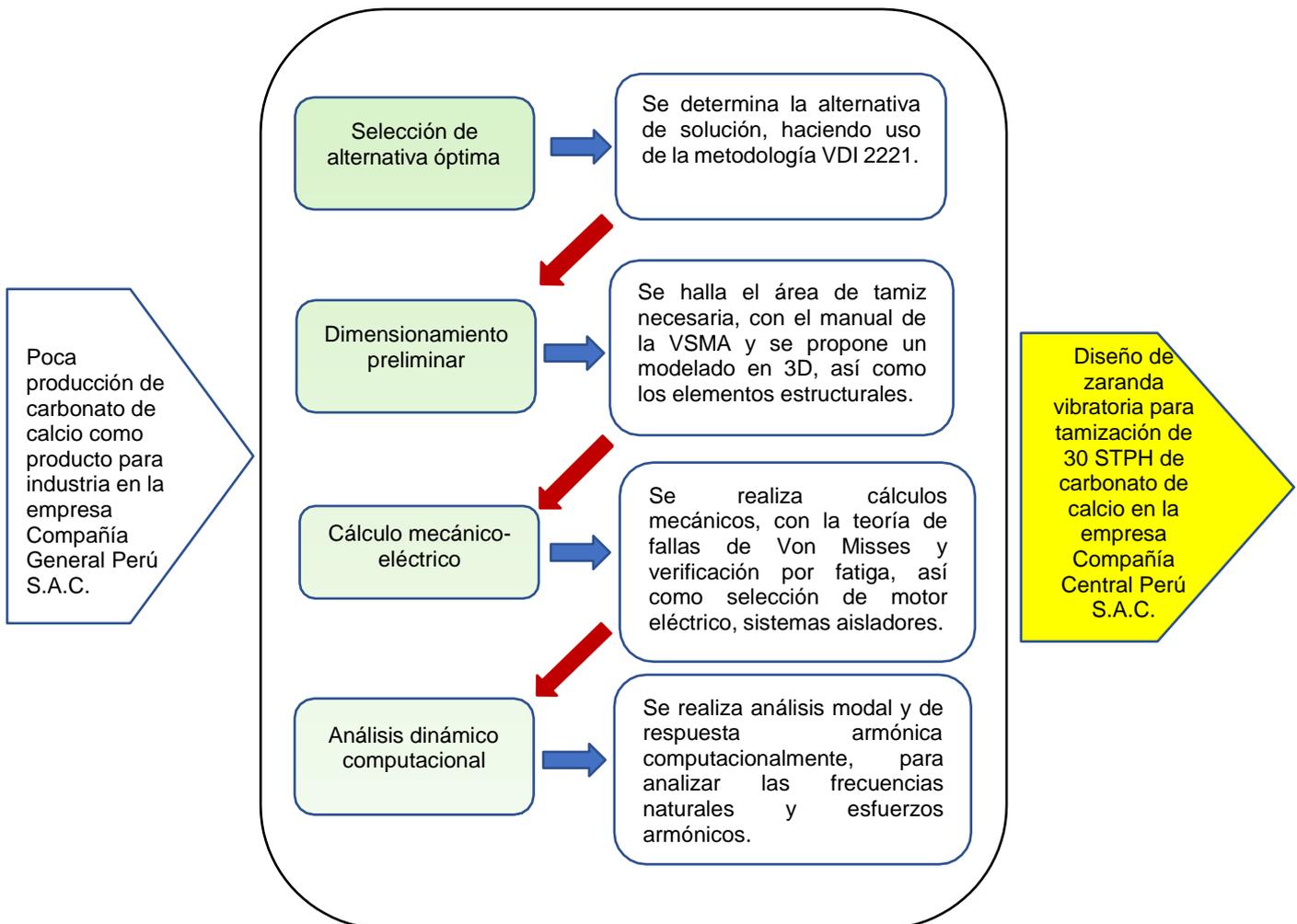
“Únicamente pretende medir o recoger información de manera independiente o conjunta sobre los conceptos o las variables a las que se refieren, esto es, su objetivo no es indicar cómo se relacionan entre éstas”:

Bajo la premisa anteriormente mencionada, el presente proyecto de investigación alcanza un nivel descriptivo, ya que no relaciona variables, se limita a observar la unidad de análisis, describir sus atributos parciales y proponer un diseño para una capacidad de 30 toneladas/hora.

4.2. Método de investigación

Se aplicará el método analítico-sintético; ya que el análisis parte de la descomposición del objeto de estudio en sus partes para estudiarlas cada uno de manera individual, y la síntesis, se encarga de integrar todas las partes de manera integral. (Bernal, 2010)

Figura 4.1 Método de la caja blanca mediante análisis sintético



De la *Figura 4.1*, se puede observar que lo realizado en esta investigación es descomponer el sistema de la zaranda en subfunciones o atributos parciales, según el método VDI 2221, para analizar cada alternativa y seleccionar un tipo de diseño, realizando la selección de la configuración de zaranda más conveniente. Cuando obtuvimos ello, pasamos a determinar el área necesitada para el flujo másico de 30 ton/hora de carbonato de calcio, bajo la guía de las recomendaciones del manual VSMA. Consecutivamente, con las fórmulas dinámicas del funcionamiento de la zaranda, según Rao (2012); se obtiene los parámetros dinámicos para poder calcular la masa desbalanceada; y seguido a esto, todos los componentes mecánicos de la transmisión, con el criterio de fallas equivalente de Von Misses, además se seleccionan tanto el motor, como el aislador elástico, y se verifican las planchas laterales, rigidizadores y soportería. Como penúltimo paso, se procedió a analizar dinámicamente el diseño obtenido con los cálculos previos, y verificar las primeras 12 frecuencias naturales, computacionalmente, con ayuda del software Ansys Workbench; y además se verificó los esfuerzos armónicos. Finalmente, es posible realizar los planos de fabricación del producto.

4.3. Población y muestra

Como menciona Hurtado de Barrera (2000), no hace falta una muestra, si la población es conocida y es posible identificar y ubicar a todos sus integrantes.

Entonces, para este proyecto, se tuvo como población y muestra **La zaranda vibratoria para el tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General del Perú S.A.C.**

4.4. Lugar de estudio y periodo desarrollado

El presente trabajo fue realizado en la empresa Compañía General Perú S.A.C. ubicado en Punta Hermosa, Lima – Perú, en el periodo de abril – junio del 2023.

4.5. Técnica e instrumentos para la recolección de la información

Según Espinoza, expresa que:

“La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar la hipótesis de investigación. Está formada por documentos de diferente tipo: revistas, memorias, actas, registros, datos e información estadística y cualquier documento de instituciones y empresas que registran datos de su funcionamiento”. (2010 pág. 110)

Y también menciona que, la técnica empírica se trata de un contacto directo con el objeto de estudio, donde, en la búsqueda de la verdad se realiza un acopio de testimonios, estas técnicas pueden ser. Observación, entrevista, encuesta y/o cuestionario. (Espinoza, 2010)

Se resumen los instrumentos en la *Tabla 4.1*.

Tabla 4.1 Técnica e instrumentos para recolección de información

Técnica	Instrumentos
	• Manual VSMA
Técnica	• Ficha técnica de motovibradores
Documental	• Libros de vibración mecánica. • Libro de Diseño de elementos de máquina
Técnica	• Lista de exigencias.
Empírica	• Inspección visual de fallas.

4.6. Análisis y procesamiento de datos

Los datos y condiciones iniciales para que el proyecto sea conforme por parte del cliente, se obtuvo de una “*Lista de exigencias*”, esta lista fue propuesta por el Ing. Benjamín Gamarra en su metodología VDI 2221. (2016)

Con esta lista y los conocimientos sobre las zarandas vibratoria, se procedió a realizar una evaluación y selección de alternativa de diseño.

Teniendo ya la configuración preliminar, se continuó con la determinación del dimensionamiento preliminar, con ayuda de manuales de la VSMA, obtuvimos el área de tamizado necesario, posteriormente, se propuso las dimensiones generales de la zaranda y perfilaría; y se obtuvo la masa vibrante. Seguido a esto, con las ecuaciones del comportamiento dinámico de la zaranda se determina la masa desbalanceada necesaria, para luego diseñar todo el sistema de transmisión, así como también, la selección del motor, aisladores oscilantes y verificación por cargas estáticas y alternantes de la perfilaría metálica propuesta anteriormente, validándose con el criterio de Von Misses.

Obtenida dicha validación del sistema, se analiza dinámicamente el sistema, de manera computacional, con la ayuda del software Ansys Workbench.

Finalmente, se obtuvo el diseño final, y se procedió a realizar los planos y costos de fabricación.

Las etapas del diseño son las siguientes:

4.6.1 Selección de alternativa de diseño

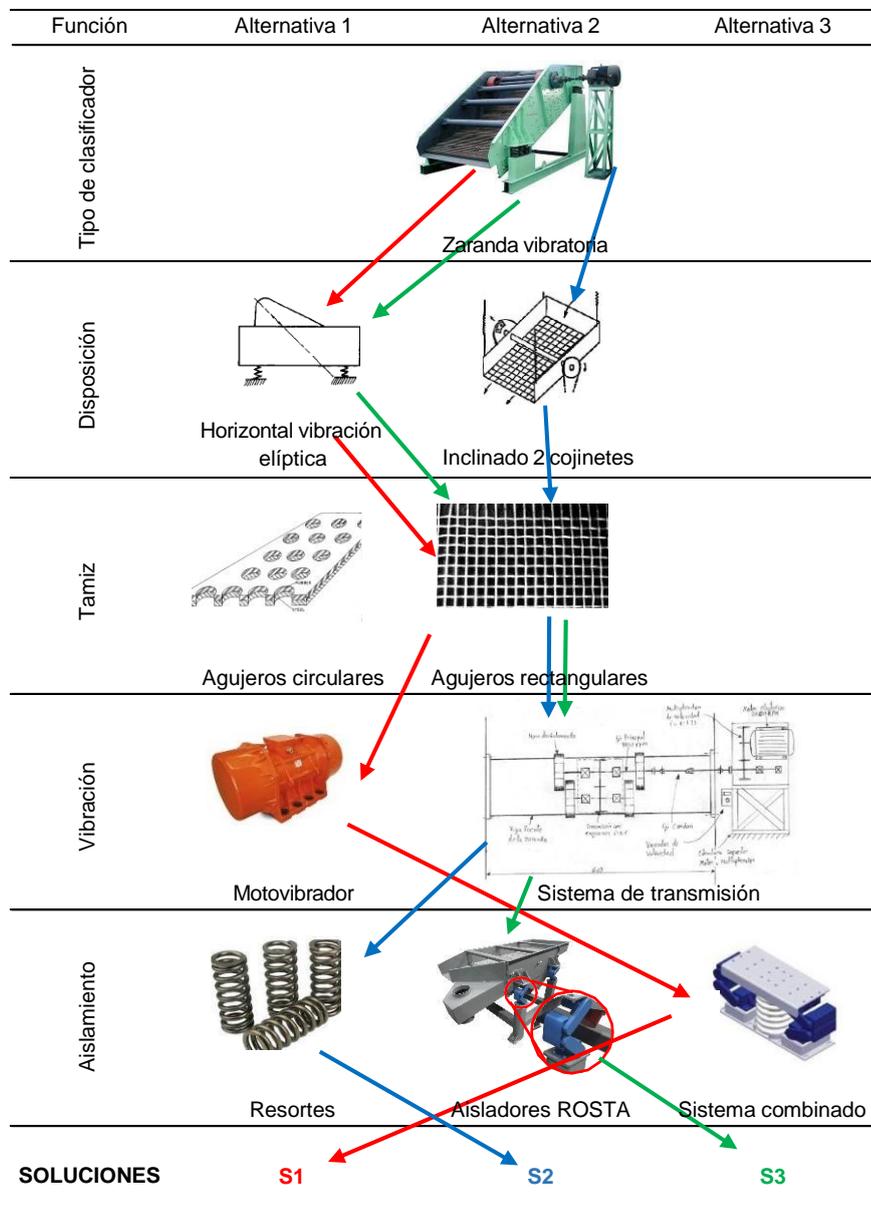
- Obtención de la Lista de exigencias.

Tabla 4.2 Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág: 1 de 1
Proyecto	Diseño de una zaranda vibratoria para tamizado de 30 STPH de Carbonato de Calcio para la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima.		ELABORADO POR
Cliente:	CG Perú S.A.C		A.F.F.V.
Categoría	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
Función principal	E	Tamizado de 30 ton/hora de carbonato de calcio	A.F.F.V.
Material	E	Verificación de la estructura metálica bajo el criterio de falla de Von Misses	A.F.F.V.
Geometría	E	No superior a un ancho de 6 metros y altura de 5 metros, a verificar de acuerdo a cálculo	A.F.F.V.
Cinemática	E	Suficiente para trasladar 30 STPH	A.F.F.V.
Fuerzas	E	Toda la estructura debe ser capaz de soportar las cargas vivas, muertas y dinámicas que se presenten, verificado por la teoría de fallas de Von Misses	A.F.F.V.
Fabricación	E	Los diferentes componentes deben ser de fácil conexión y cada tamiz debe ser fácilmente desmontable para variar el tipo de tamiz	A.F.F.V.
Energía	E	Suministrada mediante red eléctrica de acuerdo a la potencia requerida.	A.F.F.V.
Mantenimiento	E	Mantenimiento sencillo, con piezas intercambiables fácilmente extraíbles	A.F.F.V.
Maniobrabilidad	E	Inicio de vibración y frenado con botonera en tablero eléctrico	A.F.F.V.
Seguridad	E	Menor dB posible para comodidad de operario. Todas las piezas correctamente ajustadas.	A.F.F.V.
Costo	D	No excede a los \$ 25,000.00 de costo por el proyecto. (Valor referenciado a otras cotizaciones)	A.F.F.V.

- Obtención de la Matriz morfológica.

Figura 4.2 Matriz morfológica de la zaranda vibratoria



En la *Figura 4.2*, se puede observar las 3 alternativas de diseño planteadas al cliente, donde se presentan las diversas opciones de selección de acuerdo a los atributos parciales del sistema. Para la S1, como cuenta con disposición horizontal, es necesario disponer el sistema de excitación de manera diagonal, para proporcionarle a la zaranda una

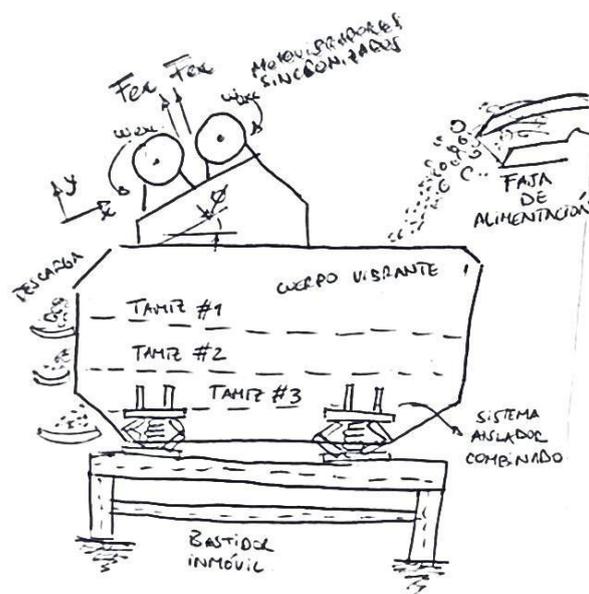
vibración diagonal y obtener avance del material, y no quede obstaculizado, por ello el motovibrador se monta sobre una base diagonal para realizar esta transmisión de manera sencilla. El sistema de transmisión fue propuesto por León Paro (2019), en su tesis doctoral “Diseño de un módulo educativa a escala de una zaranda vibratoria”, dicha configuración es funcional con nuestro modelo de diseño, por contar con multiplicador de velocidad simple a base de poleas, motor integrado a base superior. Por lo cual, se tomará dicho sistema como opción para excitar al equipo.

Las soluciones S1, S2 y S3, varían en la disposición de los cojinetes y su inclinación.

a) **Concepto de solución S1**

Este concepto de solución contempla una zaranda horizontal, con accionamiento por motovibrador, acoplado a superior de la zaranda, con base inclinada a 20° con respecto al cuerpo vibrante, se consigue una tamización más lenta y selectiva. Presentará sistema combinado de resorte y aislador elástico ROSTA.

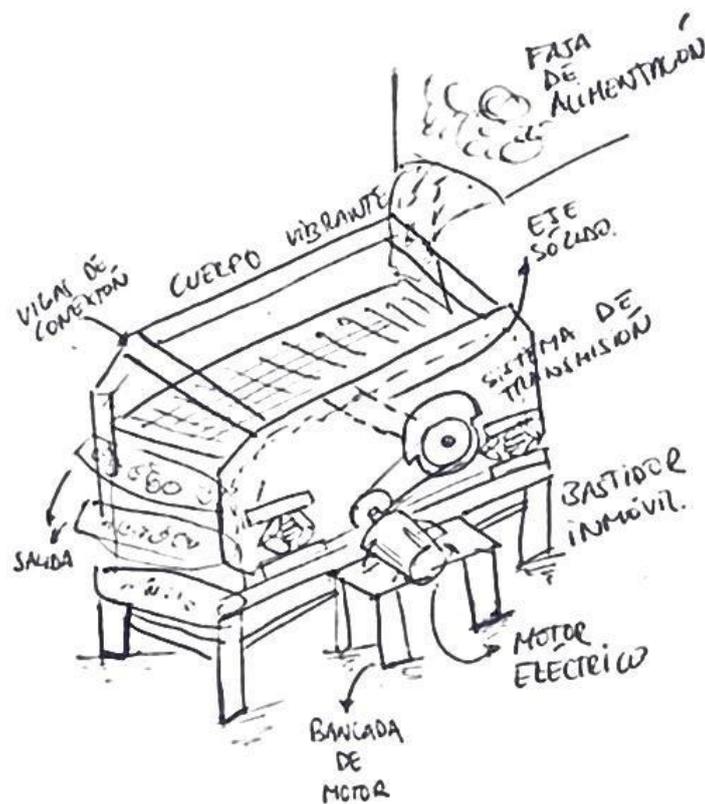
Figura 4.3 Concepto de solución 1



b) Concepto de solución S2

Este concepto de solución contempla una criba inclinada motor eléctrica y multiplicador de velocidad empotrados en base exterior, el multiplicador de velocidad mediante el uso de fajas con 2 cojinetes y masas desbalanceadas a los extremos. Los cojinetes estarán conectados a las planchas laterales y la masa vibrante estará aislado con el sistema combinado de resorte.

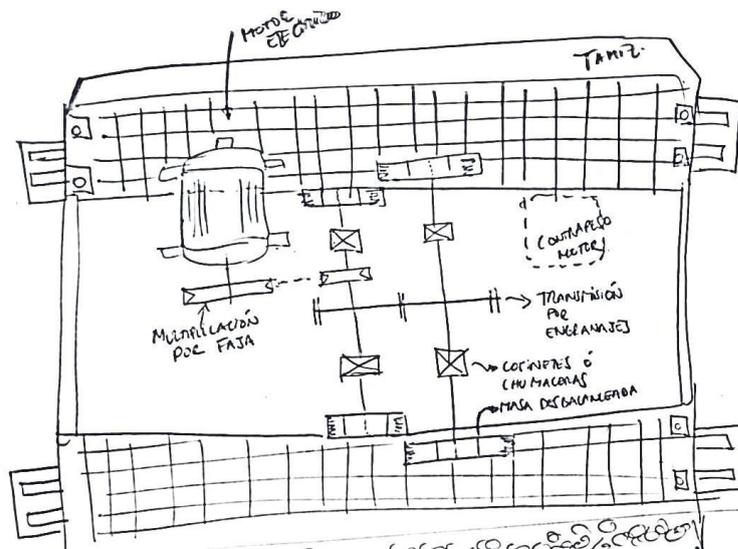
Figura 4.4 Concepto de solución 2



c) **Concepto de solución S3**

Este concepto comprende de una *viga puente* interna del cuerpo vibrante, la cual estará conectada a las planchas laterales mediante uniones atornilladas. Dicha *viga puente* contendrá un motor eléctrico, sistema de transmisión por poleas hacia los ejes que poseen en cada extrema masas desbalanceadas; es necesario añadir una contramasa del motor, ya que solo contempla un motor eléctrico. Posee dos juegos de masas desbalanceadas ligeramente separadas. Contará con 4 aisladores elásticos ROSTA.

Figura 4.5 Concepto de solución 3, vista planta



- Evaluación técnica-económica

A continuación, se evalúa las alternativas de solución de manera técnica y económica, para determinar cuál es la alternativa que mejor se adecúa a nuestra realidad. Para ello, se utiliza el método de ponderación (1 al 5) de la VDI 2225, y el método VDI 2221, mencionado en la investigación de Barriga Gamarra (2016).

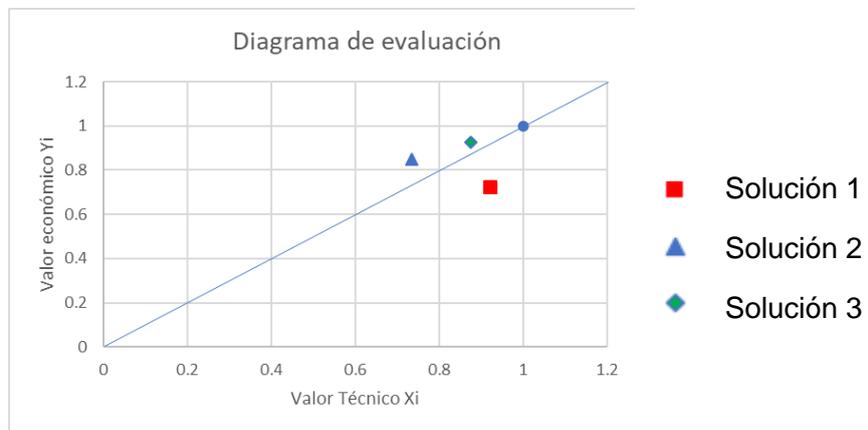
Tabla 4.3 Evaluación técnica

Proyecto: Diseño de zaranda vibratoria para tamización de Carbonato de Calcio en Compañía General Perú S.A., Punta Hermosa-Lima										
p: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)										
g: Es el peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3		Solución ideal S ideal	
Nr	Criterios Técnicos	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
1	Función	5	4	20	4	20	4	20	4	20
2	Seguridad	5	4	20	3	15	4	20	4	20
3	Fabricación	4	4	16	2	8	3	12	4	16
4	Montaje	4	3	12	2	8	3	12	4	16
5	Ergonomía	3	3	9	3	9	3	9	4	12
6	Estabilidad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
7	Facilidad de manejo	3	4	12	4	12	4	12	4	12
8	Transporte	2	3	6	3	6	3	6	4	8
9	Intercambiabilidad de mallas	5	4	20	2	10	4	20	4	20
10	Mantenimiento	3	4	12	4	12	3	9	4	12
11	Tamaño	2	4	8	3	6	4	8	4	8
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			40	144	33	115	38	137	44	156
Valor técnico X_i			0.923		0.737		0.878		1	

Tabla 4.4 Evaluación Económica

Proyecto: Diseño de zaranda vibratoria para tamización de Carbonato de Calcio en Compañía General Perú S.A., Punta Hermosa-Lima										
p: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) g: Es el peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de Concepto / Proyectos			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3		Solución ideal S ideal	
Nr	Criterios Técnicos	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
1	Costo de tecnología	5	1	5	3	15	4	20	4	20
2	Costos de fabricación	5	4	20	3	15	3	15	4	20
3	Costos de operación	4	4	16	4	16	4	16	4	16
4	Costos de electricidad	4	3	12	4	16	4	16	4	16
5	Materiales	5	2	10	4	20	4	20	4	20
6	Montaje	3	4	12	2	6	3	9	4	12
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			17	75	20	88	21	96	24	104
Valor económico Y_i			0.721		0.846		0.923		1	

Gráfico 4.1 Diagrama de evaluación



Fuente: VDI 2225

Del diagrama de evaluación podemos concluir que la solución más óptima para este caso, es la Solución 3. Por la cual, se procederá a diseñar esta solución.

4.6.2 Dimensionamiento preliminar

- Análisis granulométrico con tamiz.

Datos de la zaranda a dimensionar:

Según la VSMA (1998), se debe calcular los factores para cada tamiz (o nivel), para esto se necesita analizar el granulado, en otras palabras, saber cuánto descarga se obtiene por cada nivel o tamiz.

CG PERU S.A. proporcionó los siguientes datos, llamaremos a este estudio “Prueba de Granulometría”, donde se tamizó 17.025 kg en 10 segundos.

Tabla 4.5 Prueba de Granulometría en kilogramos

# Mallas	Medida de malla	Pasante	%Pasante
Mayor a #5, #4 y #3	6.73 y 4.76 mm	15.88 kg	93.33%
Mayor a #5 y #6	4.00 y 3.36 mm	14.18 kg	83.33%
Mayor a #7	2.83 mm	13.05 kg	76.67%
Mayor a #8	2.38 mm	11.91 kg	70.00%
Mayor a #10 y #11	2.00 y 1.81 mm	10.21 kg	60.00%
Mayor a #12	1.68 mm	9.07 kg	53.33%
Mayor a #14	1.41 mm	8.51 kg	50.00%
Mayor a #16	1.19 mm	7.66 kg	45.00%
Mayor a #18	1.00 mm	7.38 kg	43.33%
Mayor a #20	0.84 mm	6.58 kg	38.67%
Mayor a #25	0.707 mm	4.54 kg	26.67%
Mayor a #40	0.4 mm	0.625 kg	3.67%
Total	-	17.025 kg	100%

Material:	Carbonato de calcio
Flujo másico:	30 ton / hora
Densidad:	2.72 g/cm ³
Tipo de cribado:	Seco
Abertura de los tamices:	2, 3 y 4 mm
Tipo de criba:	Inclinada con 3 tamices

Las características del material son las siguientes:

La *Tabla 4.5*, se obtuvo con datos empíricos, tamizando manualmente 17.025 kg de carbonato de calcio para determinar el comportamiento del mineral con los diferentes tamices y tener una data precisa, debido a que el manual de la VSMA, requiere los datos de los pasantes entre cada tamiz con la mayor cantidad de niveles posibles. Como el objetivo es tamizar 30 ton/hora, debemos encontrar la relación de tamizado entre cada uno de los niveles, y proyectar como se comportaría a ese caudal másico, este proceso se debe evaluar en cada nivel o tamiz.

- Áreas de tamizado requeridas.

Primer tamiz

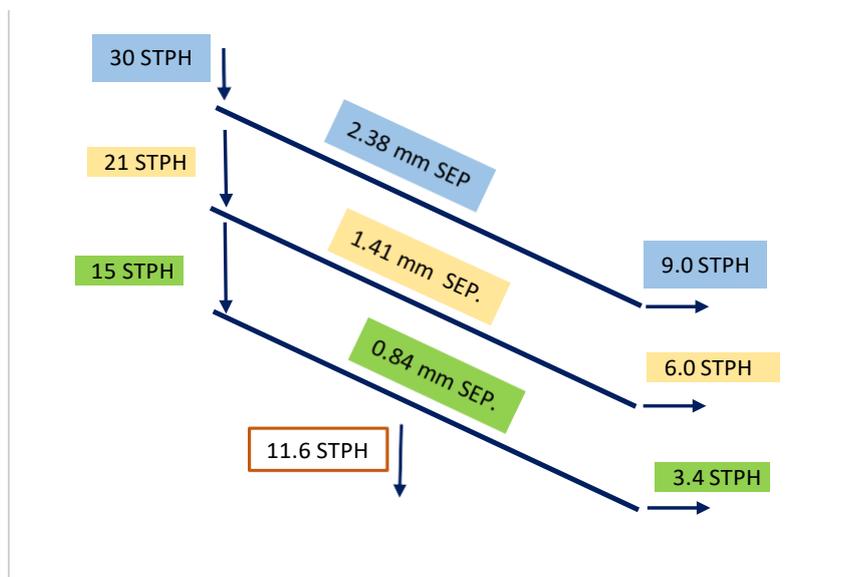
Tabla 4.6 Proyectado de Granulometría para 30 STPH, para el primer tamiz

# Mallas	Medida de malla	% Rechazo	Pasante en STPH	% Acumulativo
Mayor a #5	4.76 mm	6.67%	28.0	93.33%
Mayor a #6	3.36 mm	10.00%	25.0	84.00%
Mayor a #7	2.83 mm	6.67%	23.0	78.40%
Mayor a #8	2.38 mm	6.67%	21.0	73.17%
Mayor a #11	1.81 mm	10.00%	18.0	65.86%
Mayor a #12	1.68 mm	6.67%	16.0	61.47%
Mayor a #14	1.41 mm	3.33%	15.0	59.42%
Mayor a #16	1.19 mm	5.00%	13.5	56.45%
Mayor a #18	1.00 mm	1.33%	13.0	55.69%
Mayor a #20	0.84 mm	5.00%	11.6	52.91%
Mayor a #25	0.707 mm	11.67%	8.0	46.74%
Mayor a #40	0.4 mm	23.33%	1.1	35.83%

La *Tabla 4.6*, representa el proyectado de granulometría, por cada número de malla en porcentaje, ton/hr y acumulativo.

Realizamos un esquema de la alimentación seleccionando los 3 tamices requeridos por el cliente:

Figura 4.6 Distribución de la alimentación por tamiz



En la *Figura 4.6*, se realiza una representación de las entradas de alimentación a los tamices, expresado en STPH (Toneladas cortas por hora), al medio de cada tamiz se encuentra la dimensión de su abertura, en milímetros; y al final, la descarga por tamiz, expresado en STPH.

Se procede a calcular los factores de corrección para el 1er tamiz:

El flujo másico entrante son 30 STPH, y la salida 21 STPH. Se tiene un rechazo de 9 STPH.

Factor A:

Es obtenido de la *Tabla 2.1*, con la abertura 2.38 mm o 3/32".

$$Factor A = 0.76$$

Factor B:

De la *Tabla 4.6*, podemos observar que el porcentaje (%) de rechazo para el tamiz de 2.38 mm, es de 30%. Entonces, de la *Tabla 2.2*, podemos obtener directamente el valor del Factor B.

$$Factor B = 0.96$$

Factor C:

Siendo un tamiz de 2.38 mm, o 3/32", la mitad de la abertura del tamiz sería 1.19 mm, por lo que, el porcentaje acumulado de tamaños menores, es de 45%. Entonces, de la *Tabla 2.3*, podemos obtener directamente el valor del Factor C.

$$\text{Factor } C = 1.10$$

Factor D:

Debido a que es el primer tamiz, se selecciona el siguiente valor del Factor D.

$$\text{Factor } D = 1.00$$

Factor E:

El cribado seco, el Factor E, se mantiene en la unidad.

$$\text{Factor } E = 1.00$$

Factor F:

Siendo la densidad: $169.8 \text{ lbs}/\text{ft}^3$, encontramos que es mayor a $150 \text{ lbs}/\text{ft}^3$, entonces, de la *Tabla 2.7*, por lo que tomamos el valor más alto.

$$\text{Factor } F = 1.50$$

Factor G:

No aplica porque no se tiene proyectado una reducción de área, por lo que, se toma el valor estándar de la unidad.

$$\text{Factor } G = 1.50$$

Factor H:

Siendo la abertura de forma cuadrada, se toma el valor de la unidad.

$$\text{Factor } H = 1.00$$

Factor J:

Se espera del primer tamiz, por ser el más grande, una eficiencia del 95%.

$$\text{Factor } J = 1.00$$

Área de tamiz:

El área de tamiz necesaria, se evalúa con la *Ecuación 2.1*.

$$\text{Área de tamiz} = \frac{21}{0.78 \times 0.96 \times 1.1 \times 1 \times 1 \times 1.5 \times 1.5 \times 1 \times 1} \text{ ft}^2$$

$$\text{Área de tamiz} = 15.17 \text{ ft}^2 \langle \rangle 1.41 \text{ m}^2$$

Tabla 4.7 Resumen de valores de cálculo de área para el primer tamiz

Factor A:	0.76
Factor B:	0.96
Factor C:	1.1
Factor D	1
Factor E	1
Factor F	1.5
Factor G	1.5
Factor H	1
Factor J	1
Área de tamiz	1.41 m ²

Segundo tamiz

Analizamos el área necesaria para el segundo tamiz.

Tabla 4.8 Proyecto de Granulometría para 21 STPH, para el segundo tamiz

# Mallas	Medida de malla	% Rechazo	Pasante en STPH	% Acumulativo
Mayor a #8	2.38 mm		21	100.00%
Mayor a #11	1.81 mm	14.29%	18	85.71%
Mayor a #12	1.68 mm	23.81%	16	76.19%
Mayor a #14	1.41 mm	28.57%	15	71.43%
Mayor a #16	1.19 mm	35.71%	13.5	64.29%
Mayor a #18	1.00 mm	38.10%	13.0	61.90%
Mayor a #20	0.84 mm	44.76%	11.6	55.24%
Mayor a #25	0.707 mm	61.90%	8.0	38.10%
Mayor a #20	0.4 mm	94.76%	1.1	5.24%

La *Tabla 4.8*, representa el proyecto de granulometría para 21 SPTH, por cada número de malla en porcentaje, ton/hr y acumulativo.

Siguiendo los pasos elaborados para el primer tamiz, obtenemos la siguiente tabla de cálculos:

Tabla 4.9 Resumen de valores de cálculo de área para el segundo tamiz

Factor A:	0.54
Factor B:	0.97
Factor C:	0.96
Factor D	0.9
Factor E	1
Factor F	1.5
Factor G	1
Factor H	1
Factor J	1.15
Área de tamiz	2.12 m ²

Notamos que el segundo tamiz necesitaría 2.12 m² de área para que el cribado sea eficiente.

Tercer tamiz

Analizamos el área necesaria para el tercer tamiz.

Tabla 4.10 Proyecto de Granulometría para 15 STPH, para el tercer tamiz

# Mallas	Medida de malla	% Rechazo	Pasante en STPH	% Acumulativo
Mayor a #14	1.41 mm		15	100.00%
Mayor a #16	1.19 mm	10.00%	13.5	90.00%
Mayor a #18	1.00 mm	13.33%	13.0	86.67%
Mayor a #20	0.84 mm	22.67%	11.6	77.33%
Mayor a #25	0.707 mm	46.67%	8.0	53.33%
Mayor a #20	0.4 mm	92.67%	1.1	7.33%

La *Tabla 4.10*, representa el proyecto de granulometría para 15 SPTH, por cada número de malla en porcentaje, ton/hr y acumulativo.

Siguiendo los pasos elaborados para el primer tamiz, obtenemos la siguiente tabla de cálculos.

Tabla 4.11 Resumen de valores de cálculo de área para el tercer tamiz

Factor A:	0.40
Factor B:	1.00
Factor C:	0.47
Factor D	0.8
Factor E	1
Factor F	1.5
Factor G	1
Factor H	1
Factor J	1.15
Área de tamiz	5.64 m ²

Notamos de la *Tabla 4.11*, que el tercer tamiz necesitará 5.64 m² para un cribado eficiente.

Como nuestra zaranda mantendrá una sola área uniforme entre cada nivel o tamiz; seleccionamos la que necesita mayor área, que sería el tercer tamiz.

Rechazo (O):	6.0 STPH
Abertura del tamiz:	1.41 mm
Ancho de tamiz sugerido (W):	6 pies
Velocidad de fluido (T):	75 fpm
Pie cúbico por tonelada de material (C)	11.77 ft ³ /ton

- Determinación de la profundidad del lecho en descarga

Se procede a calcular la profundidad de lecho en la descarga de cada tamiz, de la *Ecuación 2.4*

Para hallar la cantidad de pies cúbicos por unidad de tonelada métrica de material, se toma en cuenta la densidad 2.72 g/cm³.

El valor de "C", de la *Ecuación 2.4*, viene dado por:

$$C = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{2.72 \frac{g}{cm^3} \times 62.43 \frac{lb}{ft^3} \times 0.0005 \text{ton/lb}} = 11.77 \frac{ft^3}{\text{ton}}$$

Ahora, procedemos a hallar la profundidad del lecho en la descarga para cada tamiz.

Primer tamiz

Cuenta con las siguientes características:

De la *Ecuación 2.4*, obtenemos la profundidad del lecho en pulgadas.

$$DBD = \frac{O \times C}{5 \times T \times W} = \frac{9 \times 11.77}{5 \times 75 \times 6} = 0.054 \text{ pulg} \llcorner 1.37 \text{ mm}$$

Segundo tamiz

Cuenta con las siguientes características:

Rechazo (O):	3.4 STPH
Abertura del tamiz:	1.41 mm
Ancho de tamiz sugerido (W):	6 pies
Velocidad de fluido (T):	75 fpm
Pie cúbico por tonelada de material (C)	11.77 ft ³ /ton

De la *Ecuación 2.4*, obtenemos la profundidad del lecho en pulgadas.

$$DBD = \frac{O \times C}{5 \times T \times W} = \frac{6 \times 11.77}{5 \times 75 \times 6} = 0.036 \text{ pulg} \langle \rangle 0.91 \text{ mm}$$

Tercer tamiz

Rechazo (O):	9.0 STPH
Abertura del tamiz:	2.38 mm
Ancho de tamiz sugerido (W):	6 pies
Velocidad de fluido (T):	75 fpm
Pie cúbico por tonelada de material (C)	11.77 ft ³ /ton

Cuenta con las siguientes características:

De la *Ecuación 2.4*, obtenemos la profundidad del lecho en pulgadas.

$$DBD = \frac{O \times C}{5 \times T \times W} = \frac{3.4 \times 11.77}{5 \times 75 \times 6} = 0.02 \text{ pulg} \langle \rangle 0.5 \text{ mm}$$

En cualquier caso, esta profundidad de lecho en la descarga no supera a 4 veces el tamaño de la abertura, por lo cual, se considera dentro de las buenas prácticas para evitar que no estratifique.

- Dimensionamiento de la estructura vibrante.

Obtenida el área de tamizado requerida, podemos estimar las dimensiones de la zaranda, partiendo del hecho de que las mallas o tamices son elementos metálicos que pueden ser diseñados a pedido del cliente, estimaremos que el largo y ancho guarden una relación de 2:1.

Por lo que, para un área de 5.64 m^2 , y un ancho de 1.6 m, requeriríamos un largo de 3.6 m. Los tamices serían entonces, de 1.6 x 3.6 metros.

De la profundidad del lecho fluido en cada tamiz, obtenemos el volumen estático que conservará la estructura vibrante de manera constante en todo el flujo del material.

Volumen de carga por tamiz:

- Primer tamiz:

$$V_1 = (5.64 \text{ m}^2)(1.37 \times 10^{-3} \text{ m}) = 7.73 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

- Segundo tamiz:

$$V_2 = (5.64 \text{ m}^2)(0.91 \times 10^{-3} \text{ m}) = 5.13 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

- Tercer tamiz:

$$V_3 = (5.64 \text{ m}^2)(0.5 \times 10^{-3} \text{ m}) = 2.82 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

- Volumen total:

$$V_t = 0.01568 \text{ m}^3$$

Masa de material estática en la zaranda:

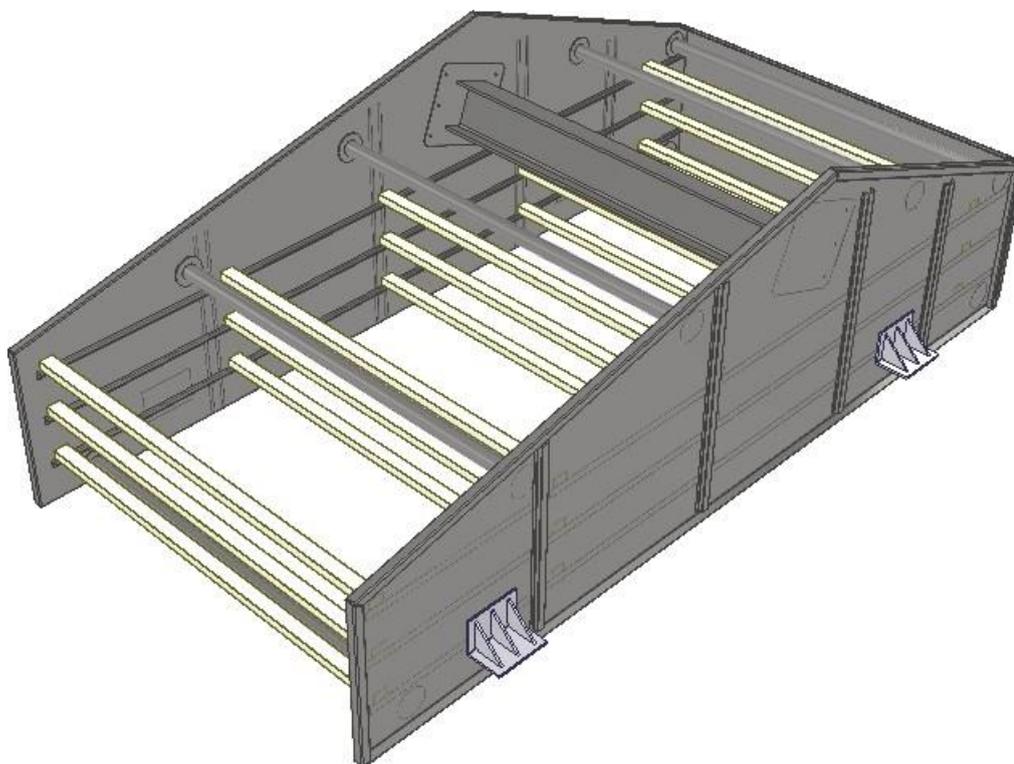
$$m_e = \rho \cdot V = \left(2720 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (0.01568 \text{ m}^3) = 42.65 \text{ kg}$$

Para la estructura vibrante, se proponen los siguientes componentes:

Tabla 4.12 Peso propuesto de masa vibrante

Componente	Denominación	Longitud	Unidad	Peso unitario	Peso total
Rigidizadores	L 1.1/2"x1.1/2"x1/8"	3.5 m	6	2.22 kg/m	46.2 kg
Tubos para mallas	HSS 60 x 40 x 2 mm	1.7 m	15	2.97 kg/m	75.74 kg
Viga puente con placas laterales	W8x28 & PL 6 mm	1.7 m	1	46.3 kg/m	78.7 kg
Planchas laterales	PL 4.5 mm	1x3.6 m	2	141.3 kg	254 kg
Sistema de transmisión	-	-	-	-	140 kg
Tamiz	-	-	3	50	150 kg
Material	Carbonato de calcio	-	-	-	42.65 kg
Peso total de la masa vibrante					787.3

Figura 4.7 Masa vibrante de la zaranda vibratoria



4.6.3 Cálculo mecánico-eléctrico

1 Diseño de la masa desbalanceada.

Se requiere seleccionar la velocidad angular del sistema de vibración, para esto, seleccionamos la velocidad angular (*Anexo 3*) de acuerdo a la naturaleza del material a tamizar. Debido a que los productos son finos y el material posee densidad elevada, podemos escoger de velocidad de 1800 a 3600 RPM, se tomará una velocidad de 3600 RPM

De la *Figura 2.20*, se visualiza que la relación de frecuencias (r) debe ser mayor o igual a 4 para alcanzar estabilidad y realizar un buen intento de apartarnos de la zona de resonancia.

De la relación de frecuencias, la velocidad angular natural se halló como sigue:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n}$$
$$4 = \frac{376.8 \text{ rad/s}}{\omega_n}$$
$$\omega_n = 94.2 \text{ rad/s}$$

De la *Etapa 2*, determinamos la masa vibrante (M) = 623.9 kg,

De la *Ecuación 2.30*,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Por lo tanto,

$$94.2 \text{ rad/s} = \sqrt{\frac{k}{787.3 \text{ kg}}}$$

$$k = 6986216.77 \text{ N/m}$$

Según QUINTERO R. (s.f.), la amplitud X puede ser hallada de la siguiente manera:

$$k = \frac{M \cdot g}{\Delta est}$$

La amplitud de vibración X sería:

$$X = \Delta est = \frac{787.3 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2}{6986216.77 \text{ N/m}}$$

$$\Delta est = 1.1 \text{ mm}$$

De la Ecuación 2.32, se calculó la relación entre masa y excentricidad.

$$m \cdot e = M \cdot X \cdot \frac{|1 - r^2|}{r^2}$$

$$m \cdot e = \frac{(787.3 \text{ kg})(1.1 \text{ mm})}{2} \cdot \frac{|1 - 4^2|}{4^2}$$

El momento torsor requerido para cada par de masas desbalanceadas sería:

$$m \cdot e = 405.95 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

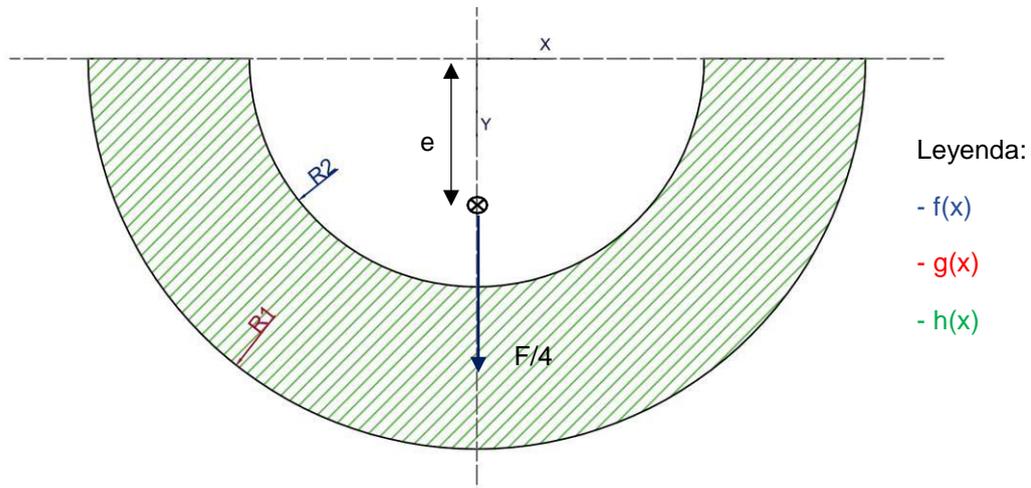
Cada masa desbalanceada necesitaría, siendo $m_1 = m/2$:

$$m_1 \cdot e = 202.98 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Procedemos a determinar el volumen,

Según León Paro (2019), la forma correcta de analizar la masa desbalanceada es sin el cubo de conexión para el eje, dado que, es la masa que toma participación en la excitación

Figura 4.8 Sección transversal de masa desbalanceada



Según León Paro (2019), la masa interior del cubo que es simétrica, que no aparece en la *Figura 4.8*, no participa en este análisis.

Debido a que el volumen solo dependería de los radios mostrados en la *Figura 4.8*. y de su espesor, pongámosle “h”,

El volumen de la masa desbalanceada es,

$$V = A \times h$$

$$V = (R_1^2 - R_2^2) \frac{\pi}{2} \times h$$

El centro de gravedad sería:

$$e = \frac{\sum \bar{y}_i \cdot A_i}{\sum A_i}$$

$$e = \frac{\left(\frac{4}{3\pi} R_1\right) \left(\frac{R_1^2 \pi}{2}\right) - \left(\frac{4}{3\pi} R_2\right) \left(\frac{R_2^2 \pi}{2}\right)}{\frac{\pi}{2} (R_1^2 - R_2^2)} \quad (4.1)$$

Procedemos a determinar la masa,

$$V \cdot \rho = m_1$$

ρ : Densidad del acero ASTM A36 (7850 kg/m³)

$$m_1 = (R_1^2 - r_2^2) \frac{\pi}{2} \cdot (h) \cdot (7850 \text{ kg/m}^3)$$

Entonces el momento torsor $m \cdot e$ sería:

$$m_1 \cdot e = (R_1^2 - R_2^2) \frac{\pi}{2} \cdot (h) \cdot (7850 \text{ kg/m}^3) \frac{\left(\frac{4}{3\pi} R_1 \right) \left(\frac{R_1^2 \pi}{2} \right) - \left(\frac{4}{3\pi} R_2 \right) \left(\frac{R_2^2 \pi}{2} \right)}{\frac{\pi}{2} (R_1^2 - R_2^2)}$$

Despejando y reemplazando el momento torsor requerido:

$$\frac{2(7850)(R_1^3 - R_2^3)h}{3} = 202.98 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$(R_1^3 - R_2^3)h = 3.87 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Seleccionamos ahora 3 opciones de espesor "h", en espesores comerciales:

h = 12 mm:

$$(R_1^3 - R_2^3) = 3.22 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La cual escribiremos como: $f(x) = (x^3 - 0.0032)^{1/3}$

h = 16 mm:

$$(R_1^3 - R_2^3) = 2.42 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La cual escribiremos como: $g(x) = (x^3 - 0.00242)^{1/3}$

h = 25 mm:

$$(R_1^3 - R_2^3) = 1.55 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

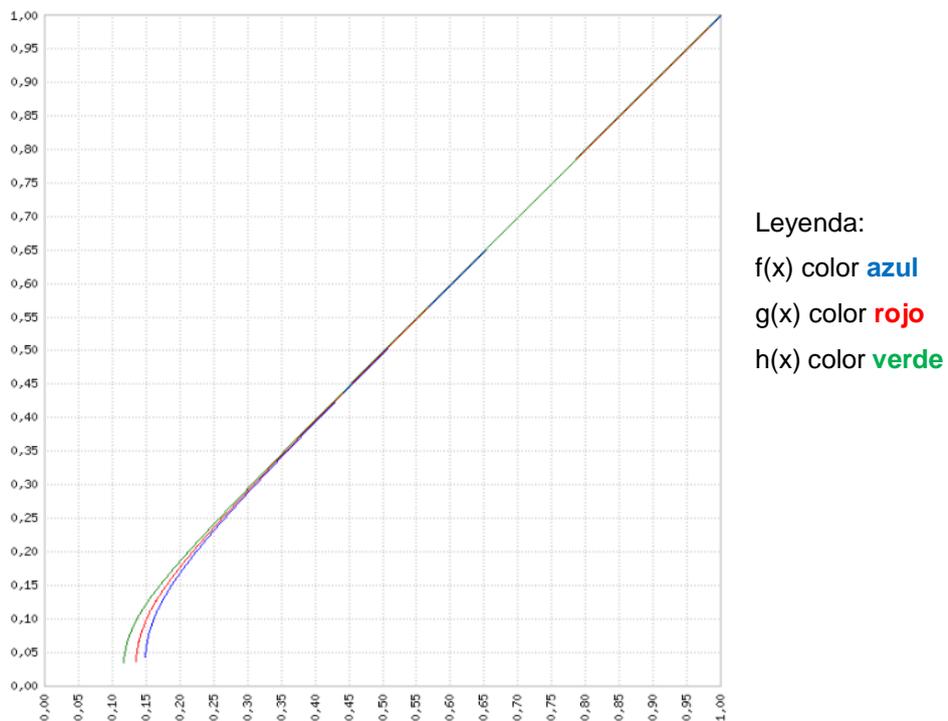
La cual escribiremos como: $h(x) = (x^3 - 0.00155)^{1/3}$

Tabla 4.13 Valores iterados de radios de masa desbalanceada

X	f(x)	g(x)	h(x)
0,12	-	-	0,056
0,14	-	0,069	0,106
0,16	0,096	0,119	0,137
0,18	0,138	0,151	0,162
0,20	0,169	0,177	0,186
0,22	0,195	0,202	0,209

Podemos estudiar la relación entre los radios para obtener las dimensiones más pequeñas que cumplan con el requerimiento del momento torsor y con el menor peso, para ello se realiza el *Gráfico 4.1*, donde se expresa estas relaciones entre radios.

Gráfico 4.1 Grafica de funciones de masa desbalanceada



Fuente: Graficador de funciones matemáticas MAFA {En línea}. {10 de abril del 2023}. Disponible en: (<https://www.mathe-fa.de/es#result>).

De la *Tabla 4.13*, elegimos el punto (0.14;0.106), perteneciente a la $g(x)$, el cual representa: $R_1=14$ cm, $R_2=10.6$ cm y espesor de 16 mm, por lo que la esta plancha nos ayudará para el contrapeso.

Verificamos el momento torsor de la geometría seleccionada:

$$m_1 \cdot e = (0.14^2 - 0.106^2) \frac{\pi}{2} \cdot (0.016) \cdot (7850 \text{ kg/m}^3) \frac{\left(\frac{4}{3\pi} \cdot 0.14\right) \left(\frac{0.14^2 \pi}{2}\right) - \left(\frac{4}{3\pi} \cdot 0.106\right) \left(\frac{0.106^2 \pi}{2}\right)}{\frac{\pi}{2} (0.14^2 - 0.106^2)}$$

$$m_1 \cdot e = 203.1 \text{ kg} \cdot \text{mm} \dots \text{ es conforme}$$

De la *Ecuación 4.1*, reemplazando los valores de los radios, obtenemos el centro de gravedad:

$$e = 78.77 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la masa es:

$$m_1 = 2.58 \text{ kg}$$

De la *Ecuación 2.25*, podemos notar que la fuerza de excitación requerida, para la masa vibrante está dada por:

$$F_{exc} = 2 \cdot m \cdot e \cdot \omega^2$$

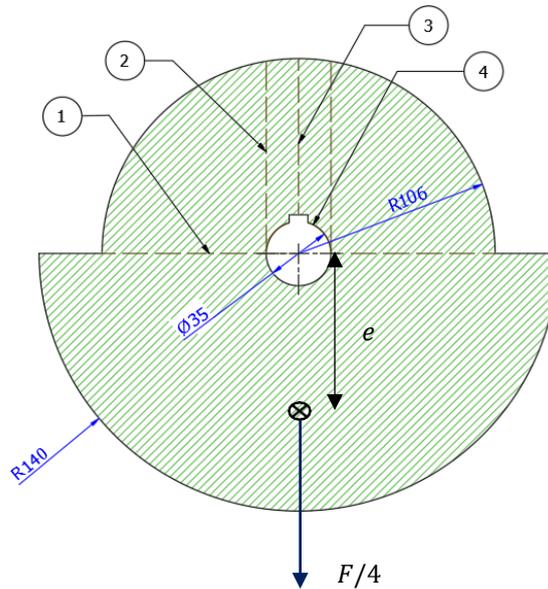
$$F_{exc} = 2(2.58 \text{ kg}) \cdot (0.0787 \text{ m}) \cdot (376.8 \text{ rad/s})^2$$

$$F_{exc} = 57708.24 \text{ N}$$

Entonces, cada masa desbalanceada, estaría aportando $F_1 = F_{exc}/4$

$$F_1 = 14427.06 \text{ N}$$

Figura 4.9 Zonificación de áreas críticas de esfuerzos



Análisis por resistencia de la masa desbalanceada

Analizaremos la masa desbalanceada por esfuerzos de corte en la zona 2 y 3, normal en la zona 1 y aplastamiento en la zona 4.

Tomando en cuenta la carga F_1 analizada independientemente para cada caso.

- Esfuerzo normal en zona 1

$$A_1 = 2(88.5)(16) \text{ mm}^2 = 2832 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{n1} = \frac{14427.06 \text{ N}}{2832 \text{ mm}^2} = 5.09 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de corte en zona 2

$$A_2 = 2(104.54)(16) \text{ mm}^2 = 3345.3 \text{ mm}^2$$

$$r_{c2} = \frac{14427.06 \text{ N}}{3345.3 \text{ mm}^2} = 4.31 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de corte en zona 3

$$A_3 = (85)(16) \text{ mm}^2 = 1360 \text{ mm}^2$$

$$r_{c3} = \frac{14427.06 \text{ N}}{1360 \text{ mm}^2} = 10.61 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo de aplastamiento en zona 4

$$A_4 = 2(22.29)(16) \text{ mm}^2 = 713.3 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{p4} = \frac{14410.43 \text{ N}}{713.3 \text{ mm}^2} = 20.20 \text{ MPa}$$

Hallamos los factores de seguridad para la carga mayor, en este caso de corte:

$$F.S_n = \frac{0.6 s_y}{\tau_{c2}}$$

Siendo s_y el esfuerzo de fluencia del material ASTM A36

$$F.S_n = \frac{0.6 (250 \text{ MPa})}{10.61 \text{ MPa}}$$

$$F.S_n = 14.14$$

Análisis por fatiga de la masa desbalanceada

Factores que modifican la resistencia a la fatiga por cargas de corte:

Para la carga de corte

Factor de superficie:

Superficie de contacto maquinado, entonces, de la *Ecuación 2.6*:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = (4.51)(450)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.893$$

Factor de tamaño:

Para esfuerzos cortantes,

$$k_b = 1$$

Factor de carga:

Se selecciona el factor de carga. (*Anexo 10*)

$$k_c = 0.59$$

Factor de temperatura:

A temperatura ambiente entre 20° y 30°C. (Anexo 10),

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad:

Al 90% de la confiabilidad seleccionada. (Anexo 10),

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos varios:

Debido a que esta zona no está sometida a efectos varios. (Anexo 10),

$$k_f = 1$$

Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga:

Obtenemos K_t (Anexo 10), ya que: $h/w = 0.5$ y $d/w = 0.34$

$$K_t = 3.6$$

Tiene radio de entalla $r_1 = 2 \text{ mm}$, por el biselado; entonces, de la Ecuación 2.13, podemos hallar \sqrt{a} , con $s_{ut} = 72.58 \text{ kpsi}$,

$$\sqrt{a} = 0.069\sqrt{\text{pulg}} = 0.349\sqrt{\text{mm}}$$

Ahora procedemos a hallar el K_{ts} , de la Ecuación 2.11,

$$K_{fs} = 1 + \frac{3.6 - 1}{1 + 0.349/\sqrt{2}} = 3.08$$

Esfuerzo de Von Misses equivalente:

Como es carga completamente invertible, de la Ecuación de Goodman donde $(\sigma_a)_{\text{flexión}}$ y $(\sigma_a)_{\text{torsión}}$ son igual a 0 para este caso, esta ecuación se reduce a,

$$\sigma'_a = (3((K_{fs})_{\text{torsión}}(t_a)_{\text{torsión}})^2)^{1/2}$$

$$\sigma'_a = (3((3.08)(10.61))^2)^{1/2} = 56.6 \text{ MPa}$$

Resistencia última a la fatiga

El límite a la fatiga corregida sería,

$$S_e' = 0.5(S_{ut})$$

$$S_e' = 0.5(450MPa) = 225 MPa$$

Ahora, determinamos S_e

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$S_e = (0.922)(1)(0.58)(1)(0.897)(1)(225MPa)$$

$$S_e = 107.93 MPa$$

Entonces calculamos el factor de seguridad:

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

$$\frac{56.6}{107.92} + \frac{0}{500} = \frac{1}{n}$$

De lo cual el F.S. (n) = 1.91 ... es conforme

2. Cálculo para la selección del motor.

Para calcular la potencia del motor, necesitamos conocer el par torsor a transmitir y la velocidad angular de excitación.

$$P = T\omega$$

En este caso, se tiene que el motor alimentará dos pares de masas desbalanceadas, por lo cual, el torque necesario sería:

$$T_{mot} = 2 \cdot m \cdot e(9.81m/s^2)$$

Dado que, $m \cdot e = 405.95 kg \cdot mm$ ó $0.406 kg \cdot m$, entonces:

$$T = 7.965 N \cdot m$$

$$P = (7.965 N \cdot m)(376.8 rad/s) = 3.0 kW$$

Como todo sistema de transmisión cuenta con pérdidas mecánicas por las chumaceras, poleas, fajas, etc. Se estima una eficiencia n igual a 0.85

$$P_{real} = P/n = 3.0 kW / 0.85 = 3.53 kW$$

La empresa CG PERÚ cuenta con un motor del siguiente modelo: 1LE1041-1CC3, marca SIEMENS, con una potencia de 5.5 kW y 1000 RPM. frame size 132 M. (Anexo 5)

RPM	1000
Potencia	5.5 kW
Diámetro del eje de motor	38 mm
Longitud de chaveta	70 mm
Ancho de chaveta	10 mm
Peso	52 kg

3. Selección de las correas trapezoidales.

Selección de primera correa trapecial

Potencia calculada

Para el cálculo de la transmisión, es necesario determinar un factor de carga (Anexo 7), obtenemos que para una potencia menor a 7.5 kW y un funcionamiento no mayor a 10 horas, el factor $c_2 = 1.1$.

Este factor modifica la potencia del motor, como sigue,

$$P'_1 = P_{mot} \cdot c_2$$

$$P'_1 = 3.53kW(1.1) = 3.88 kW$$

P'_1 , es la potencia transmitida del motor a la primera faja, la cual debe alimentar esta potencia a todo el sistema.

La potencia requerida por la segunda faja que alimenta al segundo eje, vendría a estar dada por,

$$P'_2 = \frac{m e \omega \cdot c_2}{n}$$

$$P'_2 = (0.406kg \cdot m) (9.81 \frac{m}{s^2}) (376.8 \frac{rad}{s}) \cdot \frac{(1.1)}{0.82} = 2.01 kW$$

Procedemos a seleccionar el tipo de perfil de correa con el Manual técnica de OPTIBELT (*Anexo 7*), el proveedor recomienda la aplicación de correas de alto rendimiento en lugar de las clásicas.

Tipo de perfil

Para una potencia de 3.53 kW y velocidad de 3600 RPM, para el diámetro pequeño (en este caso del primer eje, por ser multiplicador de velocidad) se selecciona el perfil SPA.

Diámetro de polea

Debido a que la relación de transmisión es, $i = n_2/n_1 = \frac{3600}{1000} = 3.6$

Ahora, se selecciona el diámetro de referencia (*Anexo 7*),

Debido a recomendación del proveedor OPTIBELT,

$$d_2 = 100 \text{ mm}$$

Por lo tanto, de la relación de transmisión,

$$d_1 = 360 \text{ mm}$$

Distancia entre ejes (selección provisional)

OPTIBELT recomienda los siguientes rangos para selección de distancia entre ejes,

$$a > 0.7 (d_1 + d_2) = 322 \text{ mm}$$

$$a < 2 (d_1 + d_2) = 920 \text{ mm}$$

Por lo tanto, seleccionamos 330 mm.

Desarrollo de referencia de la correa

Se determina el desarrollo de referencia, a partir de,

$$L_{dth} = 2a + 1.57(d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a}$$
$$L_{dth} = 2(330) + 1.57(1242) + \frac{(598)^2}{4(330)} = 2880.9 \text{ mm}$$

Seleccionamos un desarrollo de referencia $L_{dst} = 2882$ mm, (Anexo 7).

Distancia entre ejes

Como $L_{dst} > L_{dth}$:

$$a_{nom} = a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2} = 330 + \frac{2882 - 2880.9}{2} = 330.55 \text{ mm}$$

Recorrido mínimo de ajuste x/y

De la Tabla 22 (Anexo 7),

Con un desarrollo de referencia: 1112 mm, y tipo de perfil SPA.

Recorrido mínimo de ajuste x: 20 mm

Recorrido mínimo de ajuste y: 15 mm

Velocidad y frecuencia de flexión de la correa

Se verifica que no se sobrepase los límites de velocidad y frecuencia, como sigue,

$$v = \frac{d_1 \cdot n_k}{19100} = \frac{100(3600)}{19100} = 18.85 \text{ m/s}$$
$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{dst}} = \frac{2(1000)(18.85)}{1112} = 33.9 \text{ s}^{-1}$$

Si $v_{max} = 55 \text{ m/s}$ y $f_{b \text{ max}} = 100 \text{ s}^{-1}$, entonces es conforme.

Factor de ángulo y ángulo de contacto

Para esto, debe hallar la siguiente relación $\frac{d_1 - d_2}{a_{nom}}$ y revisar la Tabla 17 (Anexo 7).

$$\frac{360 - 100}{330.55} = 0.787$$

Entonces:

$$\beta = 134^\circ$$

$$c_1 = 0.96$$

Factor de desarrollo

Se halla el factor de desarrollo c_3 de la Tabla 19 (Anexo 7),

$$c_3 = 1.02$$

Potencia nominal por correa trapecial

De la Tabla 32 (Anexo 7), con el perfil SPA y diámetro menor de 100 mm, $n_k = 1000$ RPM y $i = 3.6$,

$$Pot = 2.06 + 0.37 = 2.43 \text{ kW}$$

Número de correas trapeciales

$$z = \frac{P_{mot} \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3}$$
$$z = \frac{3.88}{(2.43)(0.96)(0.93)} = 1.8$$

Por lo tanto, se requieren **2 correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt RED POWER II SPA 2882 Ldst Perfil SPA**

Fuerza estática mínima por ramal de correa

$$T = \frac{500 \cdot (2.02 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2$$

Se obtiene k del diagrama 8 (Anexo 7),

$$T = \frac{500 \cdot (2.02 - 0.96) \cdot 3.88}{(0.96)(2)(18.84)} + 0.07(18.84^2) = 81.7 \text{ N}$$

Primer montaje:

$$T = 81.7(1.3) = 106.2 \text{ N}$$

Fuerza axial estática mínima

$$S_a = 2 \cdot T \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot z$$
$$S_a = 2(81.7) \left(\sin \frac{134}{2} \right) (2) = 300.8 \text{ N}$$

Al primer montaje:

$$S_a = 300.8 N(1.3) = 391.1 N$$

Selección de segunda correa trapezoidal

De manera análoga, se verifica la correa que conecta ambos ejes de transmisión (Eje 1 y eje 2)

La potencia requerida por la segunda faja que alimenta al segundo eje, vendría a estar dada por,

$$P'_2 = \frac{m\epsilon\omega \cdot c_2}{n}$$

$$P'_2 = (0.406 \text{ kg} \cdot \text{m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left(376.8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) \cdot \frac{(1.1)}{0.82} = 2.01 \text{ kW}$$

Procedemos a seleccionar el tipo de perfil de correa con el Manual técnica de OPTIBELT (*Anexo 7*), el proveedor recomienda la aplicación de correas de alto rendimiento en lugar de las clásicas.

Los resultados están expresados en la *Tabla 4.14*.

Tabla 4.14 Cálculos para segunda correa trapezoidal

Datos entrada		
Potencia	P_2	2.25 kW
Velocidad de rotación	RPM	3600 RPM
Relación de trans.	1	1:1
Datos salida		
Factor de carga	c_2	1.1
Potencia calculada	P_{B2}	2.48 kW
Perfil de correa		SPZ
Diam. De ref 1	d_3	100 mm
Diam. De ref 2	d_4	100 mm
Distancia entre ejes prov.	a	210 mm
Desarrollo de ref.	L_{dst}	734 mm
Distancia entre ejes	a_{nom}	211.5 mm

Recorrido de ajuste x	X	15 mm
Recorrido de ajuste y	Y	15 mm
Velocidad tangencial	v	9.42 m/s
Frecuencia de flexión	f_b	25.7 s ⁻¹
Ángulo de contacto	β	180°
Potencia nominal por correa trapezoidal	P_{N2}	3.01 kW
Nros. De correas	z	1
Fuerza axial estática mínima	S_a	269.85 N

Se selecciona entonces la correa trapezoidal **RED POWER II SPA 734 Ldst**

4. Selección de poleas

Determinados los diámetros de polea el tipo de perfil SPA, y el número de correas, procederemos a seleccionar las poleas (*Anexo 7*),

Para el $d_1 = 180$ mm:

Se selecciona una polea maciza con casquillo cónico 2012, taladrado a 42 mm, de 2 canales, de 28 mm de ancho.

Para el $d_2 = 100$ mm:

Se selecciona una polea maciza con casquillo cónico 1610, taladrado a 42 mm, de 2 canales, de 28 mm de ancho.

Para el $d_3 = d_4 = 100$ mm:

Se selecciona una polea maciza con casquillo cónico 1610, taladrado a 42 mm, de 2 canales, de 28 mm de ancho. Debido a que de manera comercial no hay con 1 canal y abertura para eje de 42 mm, esto por facilidades de diseño.

Figura 4.10 OPTIBELT TB con casquillos cónicos



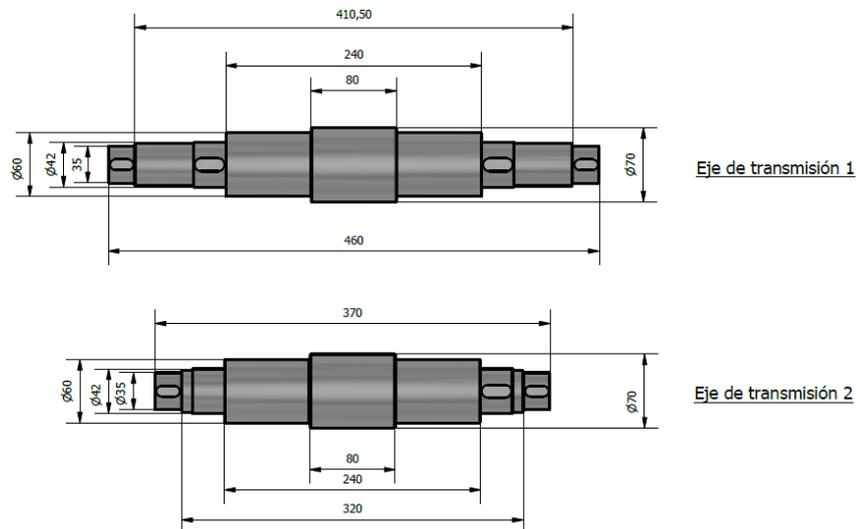
Fuente: (OPTIBELT, 2008)

5. Diseño los ejes de transmisión

Debido a la selección de poleas, se obtuvo que el eje de transmisión 1 es el que se encuentra más crítico debido a su longitud.

Ya que la fuerza excitadora resultante para cada masa desbalanceada es igual a 11359 N , para cada extremo.

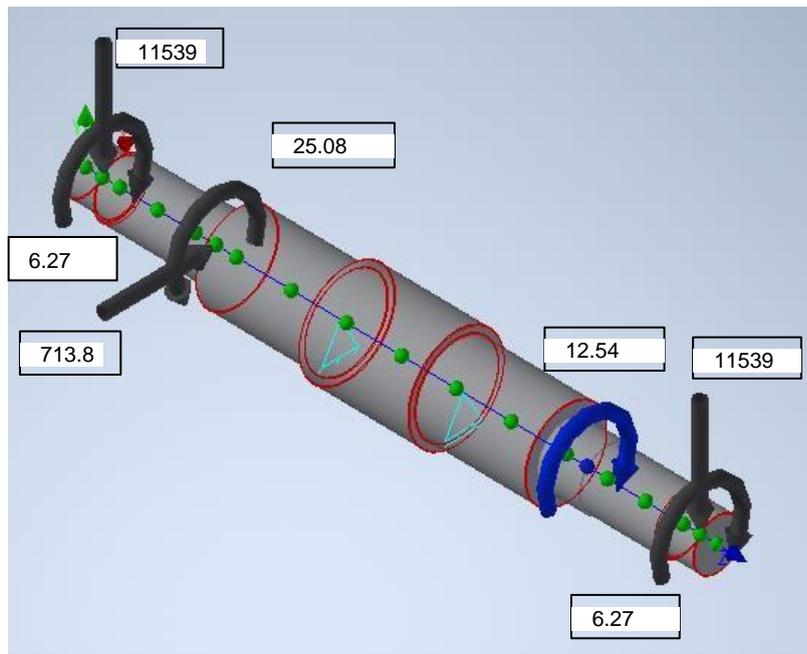
Figura 4.11 Dimensiones generales de los ejes de transmisión



Entonces, de la *Figura 4.11*, obtenemos sus dimensiones.

Como es de notar, los mayores esfuerzos estarán aplicados al eje de transmisión 1, por el cual, será objeto de análisis y se verificará la dimensión propuesta.

Figura 4.12 Diagrama de cuerpo libre - eje de transmisión 1



Se obtienen los siguientes diagramas de fuerzas y momentos:

Figura 4.13 Vista 2D del DCL - Eje de transmisión 1

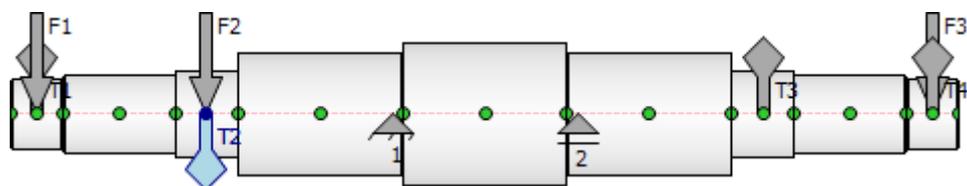


Figura 4.14 Fuerzas cortantes resultantes sobre eje de transmisión 1

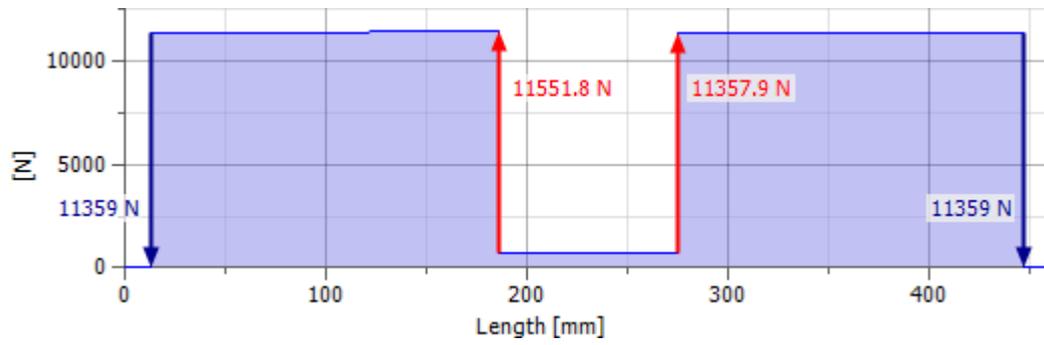


Figura 4.15 Esfuerzos torsionales sobre eje de transmisión 1

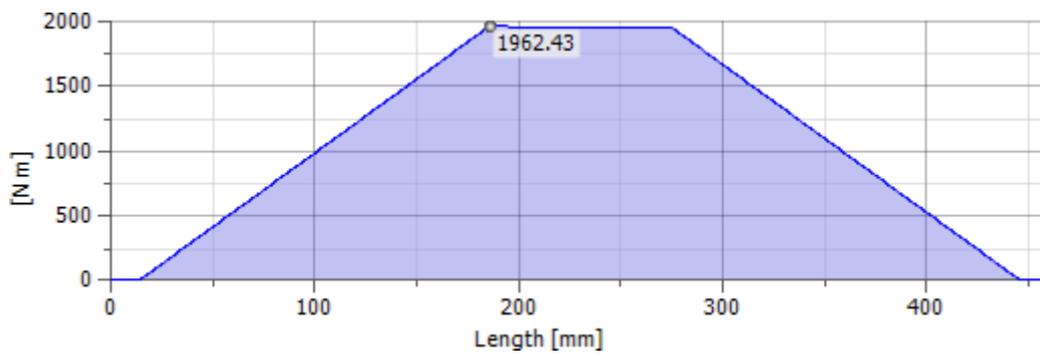
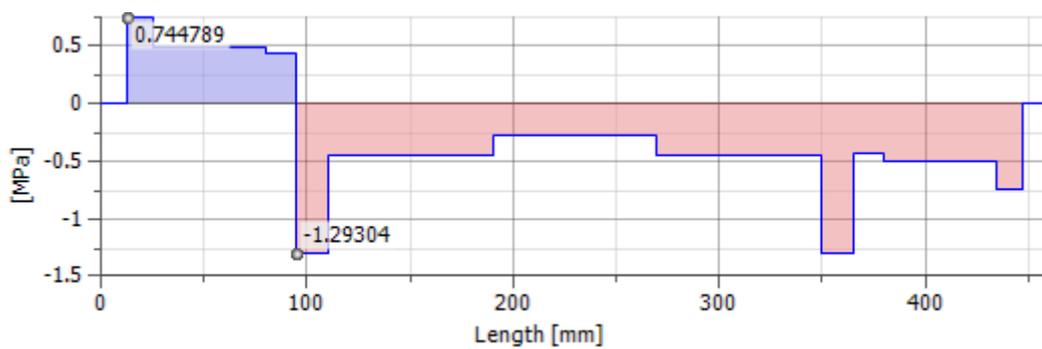


Figura 4.16 Momentos resultantes sobre eje de transmisión 1



Se escoge el acero AISI 4140 como material para el eje, entonces, $\sigma_f = 595 \text{ MPa}$ y $\sigma_{ULT} = 850 \text{ MPa}$.

La zona más crítica está ubicada a la mitad del eje, entonces analizamos el hombro donde va apoyado el cojinete

Entonces, como $D/d = 70/60 = 1.166$ y $r/d = 0.066$, por lo tanto, seleccionamos un $K_{ts} = 1.5$, $K_t = 1.85$, $q = 0.87$ y $q_c = 0.91$. (Anexo 7)

Entonces,

$$K_f = 1 + 0.87(1.85 - 1) = 1.74$$

$$K_{fs} = 1 + 0.91(1.5 - 1) = 1.455$$

Se determinan los factores de corrección para el esfuerzo límite a la fatiga, de manera análoga como se realizó para la masa desbalanceada:

Tabla 4.15 Factores de corrección de límite a la fatiga para eje de transmisión 1

k_a	0.754
k_b	0.794
$k_c = k_d = k_f$	1
k_e	0.9

Como,

$$S'_e = 0.5(850 \text{ MPa}) = 425 \text{ MPa}$$

Ahora, determinamos S_e :

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0.754)(0.794)(1)(1)(0.9)(1)(425 \text{ MPa}) = 229 \text{ MPa}$$

Ya que el esfuerzo de flexión es completamente reversible, aplicamos la ecuación del esfuerzo de Ed Goodman.

$$\frac{1}{n} \frac{16}{\pi(0.06^3)} \left[\frac{[(4((1.74)(1962))^2)^{1/2}]}{229 \times 10^6} + \frac{[(3((1.455)(25.1))^2)^{1/2}]}{425 \times 10^6} \right]$$

$$n = 1.415$$

Por lo tanto,

$$d = 70 \text{ mm ... es conforme}$$

6. Selección de cojinetes

Como cita León Paro (2019) a Schaeffler KG. (2006), para determinar las fuerzas máximas y mínimas debidas al desbalance en aplicaciones de zaranda vibratoria, se establece lo siguiente:

$$F_{rmin} = \frac{1}{z} \cdot \frac{G_1}{g} \cdot (R - r) \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \quad (4.2)$$

Donde:

r : Amplitud de la vibración lineal. (m)

R : Distancia entre el centro de gravedad del excitador y el eje. (m)

G_1 : Peso del excitador. (kN)

z : Cantidad de rodamientos.

g : Aceleración de la gravedad. (m/s²)

n : Velocidad. (rpm)

$$F_{rmax} = \frac{1}{z} \cdot \frac{G_1}{g} \cdot R \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \quad (4.3)$$

Tomar en cuenta que estos valores son los mayores y menores en dirección de la vibración.

Entonces, de la *Ecuación 4.2*, la fuerza mínima es:

$$F_{rmin} = \frac{1}{4} \cdot \frac{0.0253}{9.81} \cdot (0.07877 - 0.0011) \cdot \left(\frac{\pi \cdot 3600}{30}\right)^2$$

$$F_{rmin} = 7.11 \text{ kN}$$

De la *Ecuación 4.3*, la fuerza máxima es,

$$F_{rmax} = \frac{1}{4} \cdot \frac{0.0253}{9.81} \cdot (0.07877) \cdot \left(\frac{\pi \cdot 3600}{30}\right)^2$$

$$F_{rmax} = 7.22 \text{ kN}$$

Entonces, la carga radial en rodamiento, sería:

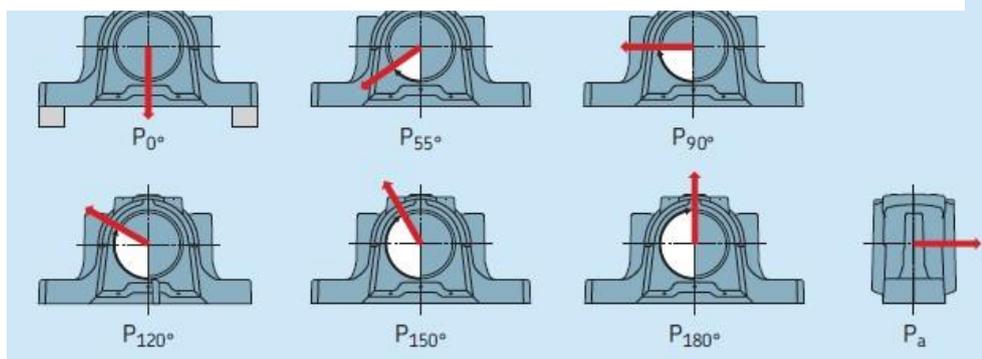
$$F_r = 0.68 F_{rmax} + 0.32 F_{rmin}$$

$$F_r = 0.68(7.11) + 0.32(7.22) = 7.145 \text{ kN}$$

Teniendo las cargas afectantes en el eje de transmisión, se selecciona un solo modelo para los cuatro cojinetes, teniendo en cuenta los siguientes datos.

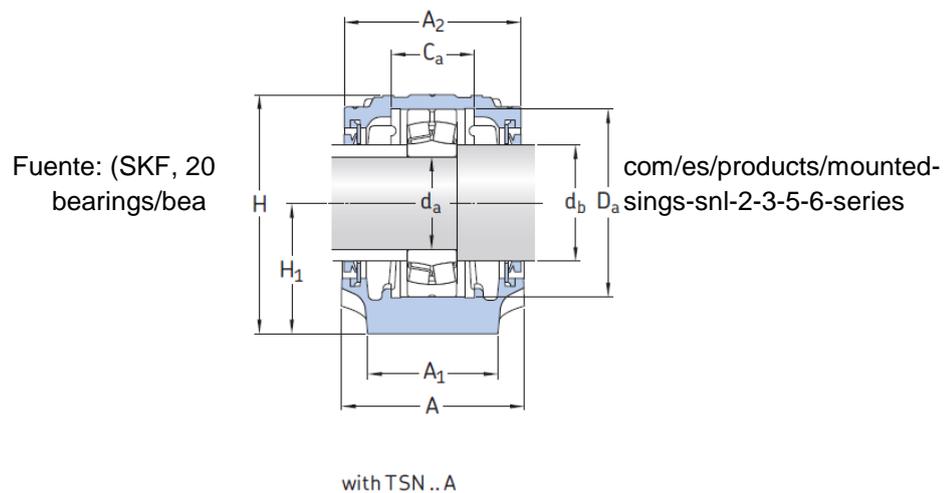
d_a	60 mm
d_b	70 mm
F_{radial}	7.145 kN

Figura 4.17 Fuerzas admisibles de los cojinetes según la dirección, en grados



Para estas condiciones, se selecciona el cojinete SE212 /22212E / FRB 10/110 / TSN212 A. (Anexo 8)

Figura 4.18 TSN212 A



Fuente: (SKF, 2015)

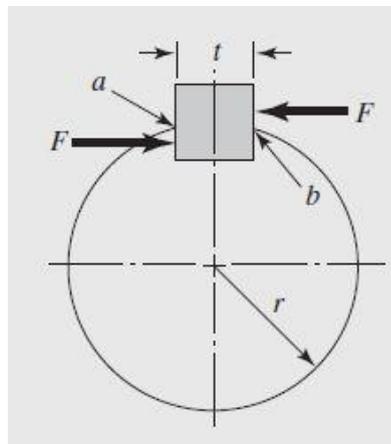
El factor de seguridad en la carga radial es mayor a 6, según recomienda SKF (2015).

7. Diseño de las chavetas

Para seleccionar la chaveta se utilizará la norma DIN 6885 y un material de chaveta SAE 1020 normalizado, con un ancho $t = 3/8"$ y límite a la fluencia $S_y = 343 MPa$.

Se analizará las dimensiones necesarias para la chaveta que une la polea conducida del motor y el eje de transmisión 1, debido a que esta soporta la mayor potencia del motor.

Figura 4.19 DCL Chaveta



Fuente: (Budynas, y otros, 2012).

De la *Figura 4.19*, observamos que el momento par en esta polea es de: $T = 25.08 \text{ N.m}$

Por lo tanto, la fuerza $F = T/d = 25.08/0.021 = 1194.3 \text{ N}$

Resistencia al cortante es $S_{sy} = 0.577(S_y) = 197.9 \text{ MPa}$

Tomando un factor de seguridad de 4, el esfuerzo en el área ab viene dado por la ecuación,

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$
$$\frac{197.9}{4} = \frac{1194.3}{9.525(l)}$$
$$l = 2.53 \text{ mm}$$

Para resistir el aplastamiento, según Budynas, y otros (2012),

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2}$$

$$\frac{343}{4} = \frac{1194.3}{9.525 \left(\frac{l}{2}\right)}$$

$$l = 2.92$$

De manera normalizada:

Para los diámetros de 42 mm:

Chaveta 12 x 8 – 28 → $(b \times h - l)$

Para los diámetros de 35 mm:

Chaveta 10 x 8 – 22 → $(b \times h - l)$

8. Diseño de viga puente

Para analizar a la viga puente que soporta todo el sistema de transmisión, y es transmisor directo de las fuerzas de excitación hacia el cuerpo vibrante de la zaranda, se necesita realizar un DCL, como es evidente, la fuerza de excitación es alternante y puede sumar o restar a las fuerzas existentes por los pesos del sistema de transmisión, por lo tanto, se seleccionará el caso donde todas las fuerzas apuntan en una misma dirección.

Se considera extremos empotrados porque estará conectada a momento en las planchas laterales de la zaranda, como se puede visualizar en la *Figura 4.20*.

Figura 4.20 DCL de viga puente

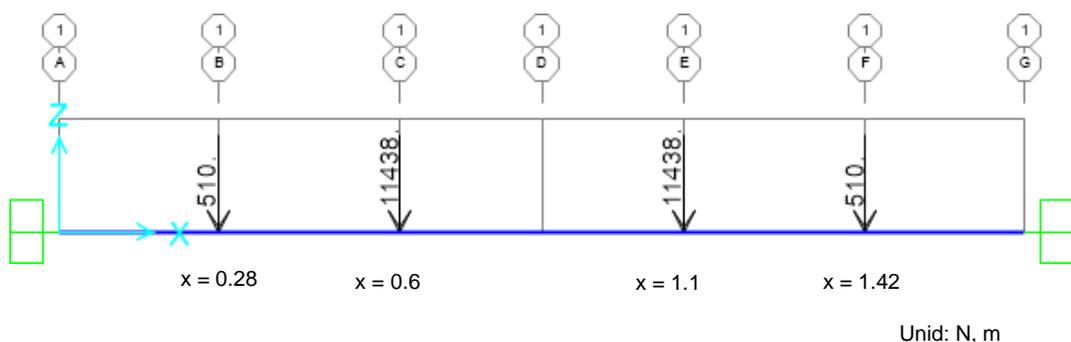


Figura 4.21 Fuerzas cortantes en viga puente



Figura 4.22 Momentos resultantes en viga puente



De las *Figuras 4.21 y 4.22*, notamos que la fuerza cortante máxima, $V_{max} = 12382.17 \text{ N}$, en los extremos empotrados, y el momento flector máximo $M_{max} = 4683.1 \text{ N} \cdot \text{m}$, respectivamente; también en los extremos empotrados.

Por lo tanto, es la zona a analizar.

Obtenemos los esfuerzos a la flexión y cortante:

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{max} \cdot h/2}{I_{xx}} = \frac{4683.1 \times (0.103)}{5298 \times 10^{-8}} = 9.1 \text{ MPa}$$

$$r_{cmax} = \frac{V_{max}}{A_{alma}} = \frac{12382.2}{1428 \times 10^{-6}} = 8.67 \text{ MPa}$$

Se hallan los coeficientes de reducción del límite a la fatiga:

Tabla 4.16 Factores modificadores del límite a la fatiga para viga puente a flexión

k_a	0.718
k_b	0.677
k_c	1
k_d	1
k_e	0.897
k_f	1
S'_e	250 MPa

Concentradores de esfuerzos a flexión:

$$K_t = 1.8$$

$$q = 0.6$$

Entonces,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.6(1.8 - 1) = 1.48$$

Concentradores de esfuerzos a torsión por corte, debido a la incertidumbre, seremos conservadores con este concentrador de esfuerzo:

$$K_{ts} = 2.2$$

$$q = 0.6$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0.6(2.2 - 1) = 1.72$$

El esfuerzo de fatiga sería,

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0.718)(0.677)(1)(1)(0.897)(1)(250 \text{ MPa}) = 109 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Misses equivalente:

Como es carga completamente invertible, donde los esfuerzos medios son prácticamente despreciables, esta ecuación se reduce a,

$$\sigma'_a = \left[\left[(K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión} (r_a)_{torsión} \right]^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \left[[(1.48)(9.1)]^2 + 3[(1.72)(8.67)]^2 \right]^{1/2} = 29.13 \text{ MPa}$$

Ahora, bajo el criterio de Goodman, el factor de seguridad sería,

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

$$\frac{29.13}{109} = \frac{1}{n}$$

$n = 3.74 \dots$ es conforme

9. Diseño de las placas laterales.

Se consideró una plancha ASTM A36 con un espesor de 4.5 mm, debido a modelos comerciales. Según Young (2002), la estabilidad de las placas se puede restringir mediante un esfuerzo crítico, se puede expresar mediante la siguiente fórmula:

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

Donde:

K = Factor dependiente del tipo de soporte a los lados de la placa

E = Módulo de Young, ($E = 210 \times 10^3 \text{MPa}$)

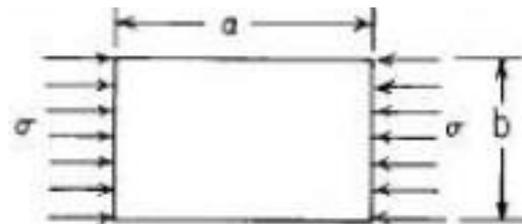
ν = Relación de Poisson.

t = Espesor de la plancha.

b = Ancho de la placa.

Según León Paro (2019), en el tipo de soporte que brinda el menor esfuerzo crítico es cuando los bordes están simplemente soportados. Esto debido a la dificultad de asumir un tipo de soporte en específico. Además

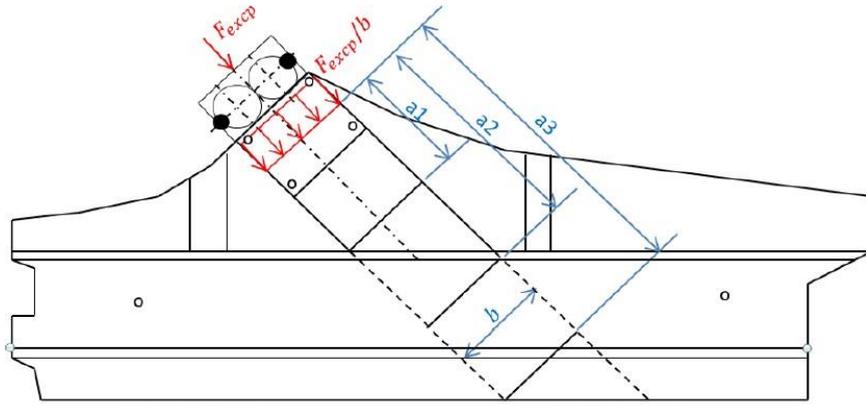
Figura 4.23 Modo de compresión en placa



Fuente: (León, 2019)

de ello, estos valores deben ser tomados en dirección del área de esfuerzo de compresión sometido.

Figura 4.24 Áreas sometidas a compresión para zaranda vibratoria



Fuente: (León, 2019)

Como el lado comprimido, según la *Figura 4.23*, y verificado en un modelo de zaranda ya diseñado como en la *Figura 4.24*, en nuestro caso, $a = 1.06 \text{ m}$ y $b = 0.210 \text{ m}$.

Con los datos $a/b = 5$, de lo cual $K = 0.416$. (*Anexo 11*)

Y el esfuerzo crítico sería,

$$\sigma_{cr} = 0.416 \frac{210 \times 10^3 \text{MPa}}{1 - 0.3^2} \left(\frac{4.5}{210} \right)^2 = 44 \text{MPa}$$

El área esfuerzo de compresión de la zona de la *Figura 4.24* es,

$$A = 0.210 \times 0.0045 = 9.45 \times 10^{-4}$$

La fuerza aplicada en esta zona es $F = 22718.15 \text{ N}$, por lo cual, el esfuerzo aplicado sería como sigue,

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{22718.15 \text{ N}}{9.45 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 24 \text{MPa}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad para el caso más crítico es,

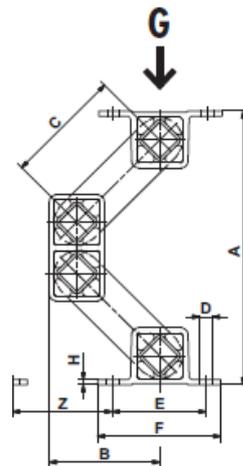
$$n = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_c} = 1.833 \dots \text{ es conforme}$$

10. Selección de aislador elástico

Se selecciona los aisladores elásticos ROSTA, dependiendo de la masa vibrante y la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del aislador.

La carga G , mostrada en la *Figura 4.25* refiere al peso de la masa vibrante en 1 solo resorte, por lo cual, siendo la $m_v = 623.9 \text{ kg}$, cada aislador percibiría $G = 155.9 \text{ kg}$

Figura 4.25 Fuerza de la masa vibrante sobre un aislador

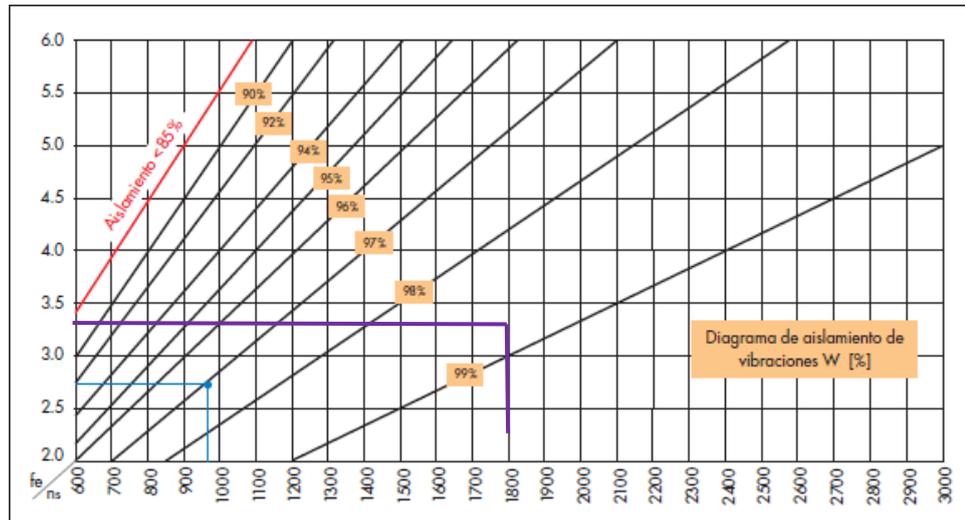


Fuente: (Ingeniería del sur, 2020)

Determinamos el modelo **N°07 – 051- 059 MOD: AB 38.** (*Anexo 6*)

Con una frecuencia de excitación de $\omega = 30 \text{ hz}$ y la frecuencia natural del aislador $\omega_{n1} = 3 \text{ hz}$, de la *Figura 4.26*, podemos notar un grado de aislamiento muy cercano al 99%.

Figura 4.26 Aislamiento de vibraciones del aislador elástico ROSTA



Fuente: (Ingeniería del sur, 2020)

11. Cálculo del bastidor inmóvil

De la *Ecuación 2.34*, se puede obtener la fuerza transmitida hacia el bastidor inmóvil.

$$F_t = F_{exc} \cdot \left[\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2} \right]^{1/2}$$

$$F_t = 57708.24 \text{ N} \cdot \left[\frac{1}{(1 - 16)^2} \right]^{1/2}$$

$$F_t = 3847.216 \text{ N}$$

Esta fuerza alternante estaría actuando sobre los 4 soportes de la bancada inmóvil. La bancada cuenta con HSS 4"x2"x3/16" en la horizontal y HSS 2.1/2"x2.1/2"x3/16" como columnas, con material ASTM A500 GrB,

donde su resistencia a la fluencia $S_y = 269 \text{ MPa}$ y resistencia a la tracción de $S_u = 310 \text{ MPa}$

Figura 4.27 Distribución de fuerzas en bancada inmóvil

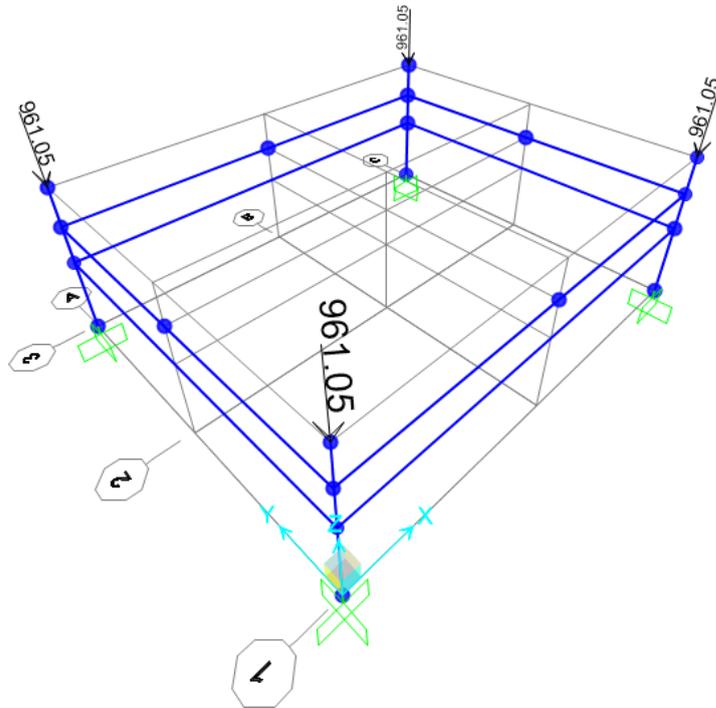
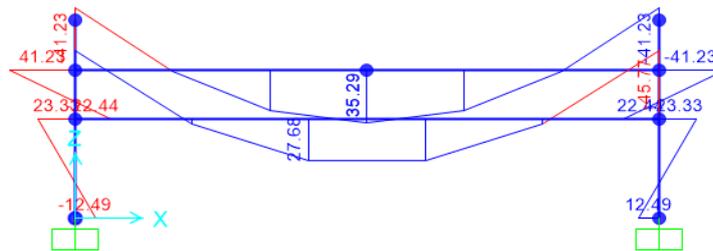
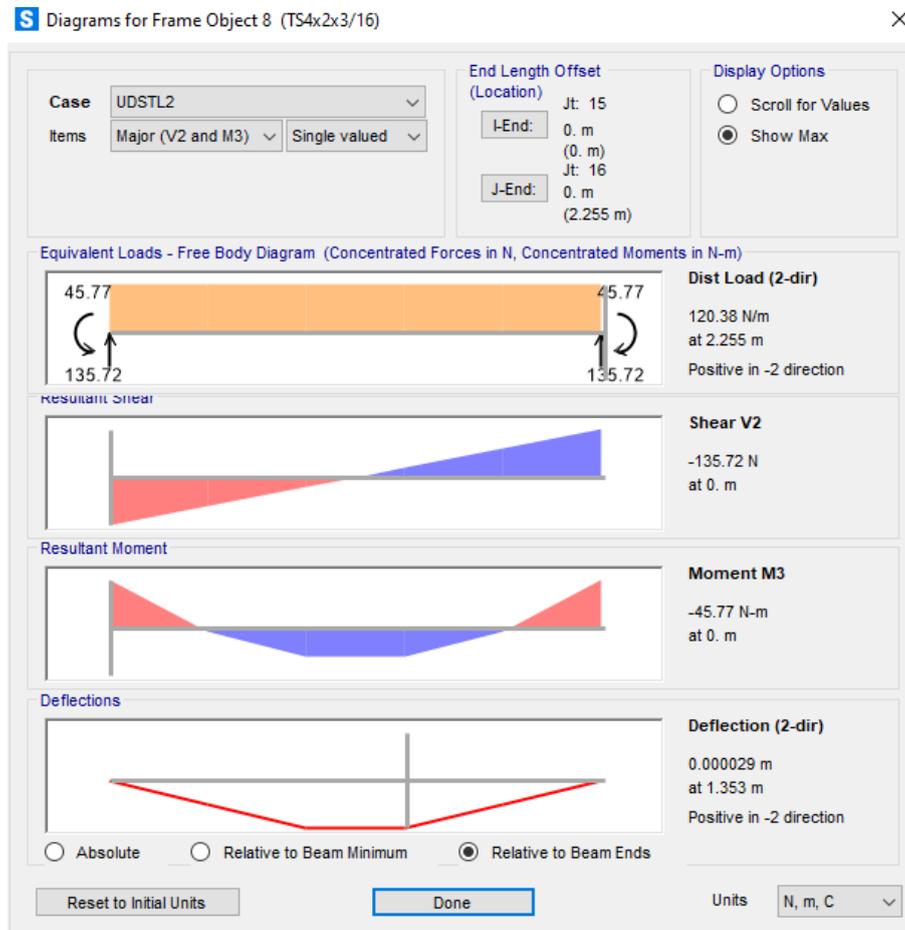


Figura 4.28 Diagrama de momentos – Bancada Inmóvil



Unidades: N.m

Figura 4.29 Diagramas de momento flector, fuerza cortante- Bastidor inmóvil



De la *Figura 4.29*, notamos que la fuerza cortante máxima, $V_{max} = 135.72 \text{ N}$, en los extremos empotrados, y el momento flector máximo $M_{max} = 45.77 \text{ N}\cdot\text{m}$, también en los extremos empotrados.

Por lo tanto, es la zona a analizar.

Obtenemos los esfuerzos a la flexión y cortante:

$$\sigma_{fmax} = \frac{M_{max} \cdot h/2}{I_{xx}} = \frac{45.77 \times (0.0508)}{175.4 \times 10^{-8}} = 1.325 \text{ MPa}$$

Debido a que el esfuerzo combinado puede presentarse crítico en la intersección entre patín y alma, entonces:

$$r_{cmax} = \frac{V_{max}Q}{I \cdot b}$$

$$r_{cmax} = \frac{135.72 \times 11708.34 \times 10^{-9}}{175.4 \times 10^{-8} \times 4.76 \times 10^{-3}} = 0.095 \text{ MPa}$$

Se hallan los coeficientes de reducción del límite a la fatiga:

Tabla 4.17 Factores modificadores del límite a la fatiga para viga puente a flexión

k_a	0.72
k_b	0.677
k_c	1
k_d	1
k_e	0.897
k_f	1
S'_e	269 MPa

Concentradores de esfuerzos a flexión:

$$K_t = 1.8$$

$$q = 0.6$$

Entonces,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.6(1.8 - 1) = 1.48$$

Concentradores de esfuerzos a torsión por corte, debido a la incertidumbre, seremos conservadores con este concentrador de esfuerzo:

$$K_{ts} = 2.2$$

$$q = 0.6$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0.6(2.2 - 1) = 1.72$$

El esfuerzo de fatiga sería,

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0.72)(0.677)(1)(1)(0.897)(1)(269 \text{ MPa}) = 117.6 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Mises equivalente:

Como es carga completamente invertible, donde los esfuerzos medios son prácticamente despreciables, esta ecuación se reduce a,

$$\sigma'_a = [[(K_p)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión}]^2 + 3 [(K_{fs})_{torsión} (r_a)_{torsión}]^2]^{1/2}$$

$$\sigma'_a = [[(1.48)(1.325)]^2 + 3 [(1.72)(0.095)]^2]^{1/2} = 1.98 \text{ MPa}$$

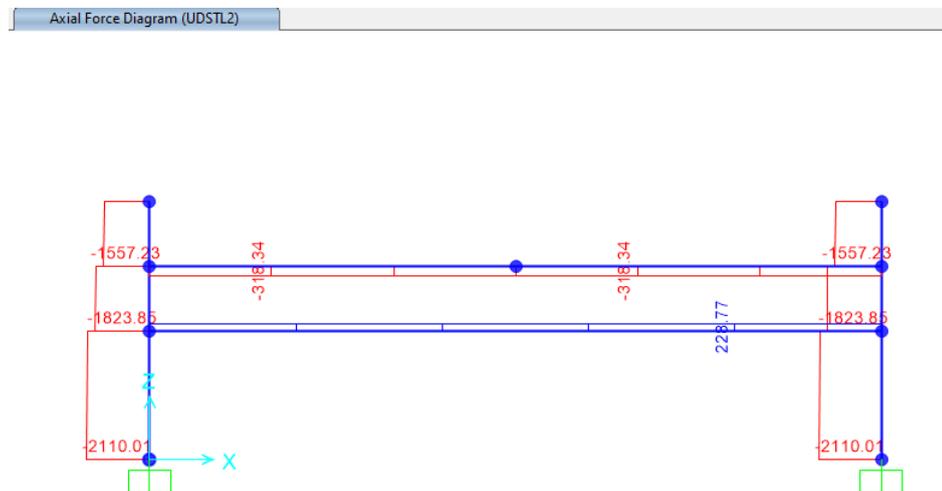
Ahora, bajo el criterio de Goodman, el factor de seguridad sería,

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

$$\frac{1.98}{117.6} = \frac{1}{n}$$

$$n = 59.4 \dots \text{ es conforme}$$

Figura 4.30 Diagrama de fuerzas axiales – Bancada Inmóvil



De la *Figura 4.30*, notamos que la fuerza axial máxima ocurre en la parte inferior de la columna, $P_{max} = 2110 \text{ N}$,

Por lo tanto, es la zona a analizar.

Obtenemos los esfuerzos a la flexión y cortante:

$$N_{fmax} = \frac{P_{max}}{A} = \frac{2110}{876.6 \times 10^{-6}} = 2.41 \text{ MPa}$$

Se hallan los coeficientes de reducción del límite a la fatiga:

Tabla 4.18 Factores modificadores del límite a la fatiga para viga puente

Factores de corrección	Valor
k_a	0.72
k_b	1
k_c	0.85
k_d	1
k_e	0.897
k_f	1
S'_e	269 MPa
K_t	2.2
q	0.6

Entonces,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.6(2.2 - 1) = 1.72$$

El esfuerzo de fatiga sería,

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0.72)(1)(0.85)(1)(0.897)(1)(269 \text{ MPa}) = 147.67 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Misses equivalente:

Como es carga completamente invertible, donde $(\sigma_m)_{flexión}$ es prácticamente despreciable, esta ecuación se reduce a,

$$\sigma_a = K_f \cdot \sigma_{fmax}$$

$$\sigma_a = (1.72)(2.41) = 4.15 \text{ MPa}$$

Ahora, bajo el criterio de Goodman, el factor de seguridad sería,

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

$$\frac{4.15}{147.67} = \frac{1}{n}$$

$n = 35.58 \dots$ es conforme

12. Diseño de la bandeja de alimentación

La bandeja deberá recibir un flujo másico con área de aprox. 6 cm x 30 cm, la cual puede llegar almacenarse en dicha bandeja, sabemos que presenta tiene una profundidad de 26.6 cm.

De lo cual el volumen sería:

$$V = 35.58 \times 10^{-3} m^3,$$

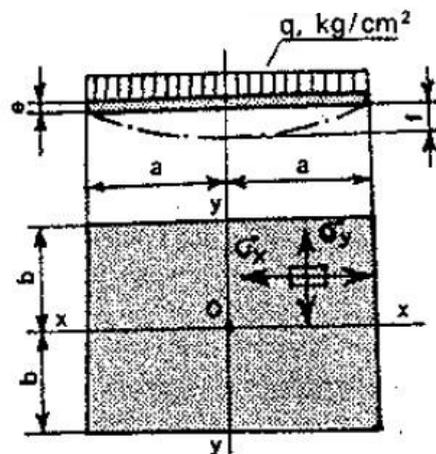
Por lo tanto, la masa:

$$m = 35.58 \times 10^{-3} \times 2700 = 12.636 \text{ kg}$$

De esto, tenemos una carga distribuida en toda la superficie de,

$$q = 0.7 \text{ kg/cm}^2$$

Figura 4.31 Esfuerzos en placa plana rectangular



Fuente: (Young, y otros, 2002)

Figura 4.32 Tensiones máximas a placa apoyada

η	φ_x	φ_y	ψ	k
1	1,15	1,15	0,71	0,26
1,5	1,20	1,95	1,35	0,34
2	1,11	2,44	1,77	0,37
3	0,97	2,85	2,14	0,37
4	0,92	2,96	2,24	0,38
∞	0,90	3,00	2,28	0,38

Fuente: (Young, y otros, 2002)

La placa se encuentra apoyada en un borde y sentada en ménsulas, por lo cual, se tomará en cuenta como placa apoyada.

$$n = a/b = 840/132.8 = 6.33$$

De la *Figura 4.32* seleccionamos $\varphi_x = 0.9$ y $\varphi_y = 3$

Entonces, los esfuerzos representados en la *Figura 4.31*, serían los siguientes:

En el eje X,

$$\sigma_x = \varphi_x \cdot \frac{qb^2}{e^2}$$

$$\sigma_x = 0.9 \cdot \frac{0.7(13.2)^2}{(4.5 \times 10^{-3})^2} = 1.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \varphi_x \cdot \frac{qb^2}{e^2}$$

En el eje Y,

$$\sigma_x = 3 \cdot \frac{0.7(13.2)^2}{(4.5 \times 10^{-3})^2} = 18 \text{ MPa}$$

De lo cual, teniendo en cuenta el esfuerzo a la fluencia $\sigma_f = 250 \text{ MPa}$, el factor de seguridad vendría estar dado por:

$$F.S. = \frac{\sigma_f}{\sigma_{MAX}} = \frac{250}{18} = 13.88$$

13. Cálculo de soldadura

Para el cálculo de la soldadura, se tomará en cuenta la parte con mayor carga. Y las demás soldaduras que no soportan cargas críticas, se tomarán de espesor igual al calculado para las soldaduras de carga crítica o la máxima admitida por su espesor de plancha.

Figura 4.33 Fuerza cortante completamente reversible sobre cordones de soldadura

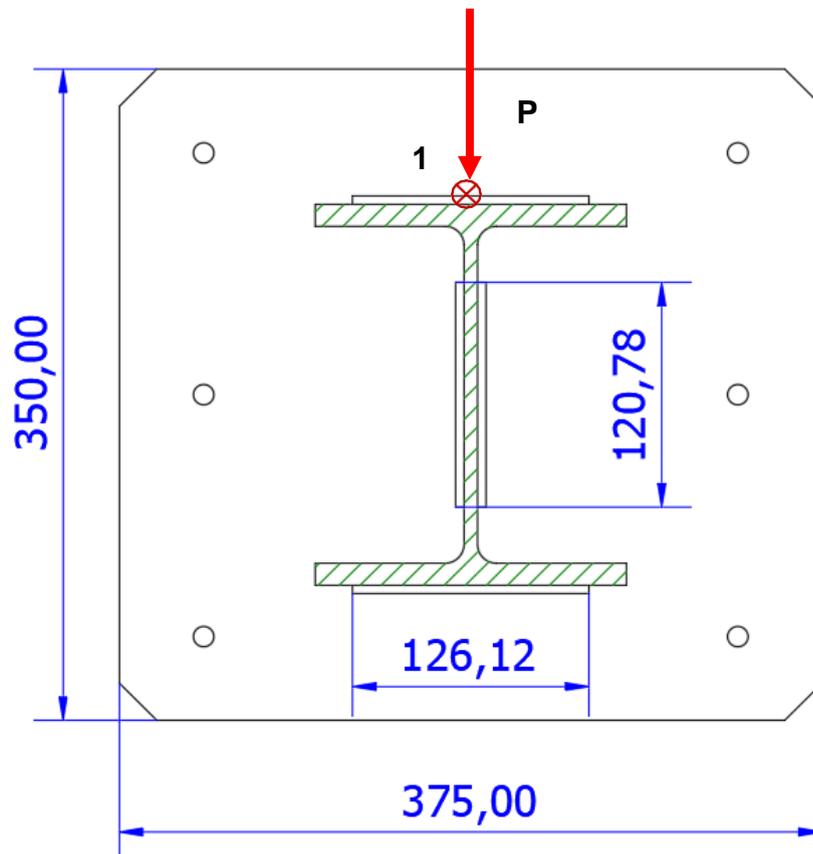
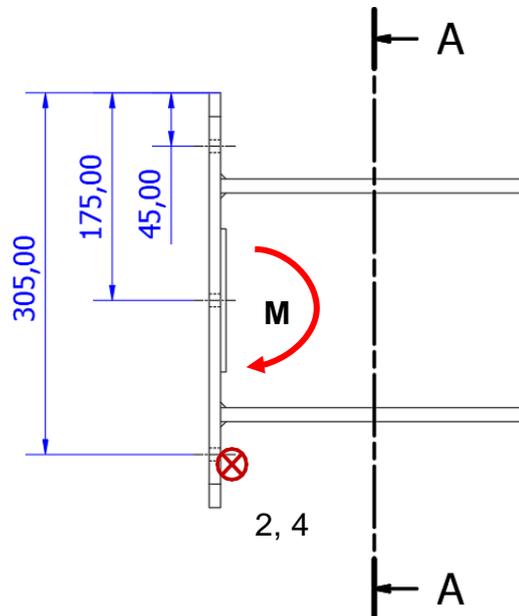


Figura 4.34 Momento actuante completamente reversible sobre cordón de soldadura



Tenemos que $P = 12382.97 \text{ N}$ y $M = 4683.1 \text{ N} \cdot \text{m}$, siendo esto las fuerzas y momentos máximos, respectivamente, que actúan sobre el cordón de soldadura propuesto, además de esto, se considera el punto 1 como la zona más crítica.

Se selecciona electrodo E6010, donde $S_{ut} = 427 \text{ MPa}$ y $S_y = 345 \text{ MPa}$. Con una profundidad de garganta de 4.5 mm.

Figura 4.35 Módulos de inercia unitario para soldadura Viga-Placa

SECCION	N_x, N_y	FLEXION Z_w respecto x-x	TORSION J_w
	$N_x = \frac{d}{2}$	$bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$

Fuente. (Alva, 2008)

Se calculó la fuerza por unidad de longitud, para corte directo:

$$f'_w = \frac{P}{L_w} = \frac{12382.97}{9.81(71.1)} = 17.75 \frac{kgf}{cm} \langle \rangle 99.39 \frac{lbf}{pulg}$$

Ahora, el corte secundario por flexión, vendría a ser:

$$f''_w = \frac{M}{Z_w} = \frac{4681.3(100)}{9.81(261.33)} = 182.6 \frac{kgf}{cm} \langle \rangle 1022.5 \frac{lbf}{pulg}$$

La carga resultante es,

$$f_w = \sqrt{99.39^2 + 1022.5^2} = 1027.32 \frac{lbf}{pulg}$$

Según la carga es de inversión completa $K = -1$, según la AWS D2.0-69, para el metal de aporte, su esfuerzo permisible por fatiga, a 5×10^6 ciclos, es:

$$s_s = \frac{9000}{1 - 0.62K} \text{ psi} = 5555.5 \text{ psi}$$

Con un factor de seguridad de 1.5,

$$s_w = 3703.7 \text{ psi}$$

Por lo cual, el espesor de soldadura, es:

$$W = \frac{f_w}{s_w} = \frac{1027.32}{3703} = 0.277''$$

Dado que es mayor a $1/4''$, se selecciona $3/8''$.

14. Cálculo de conexiones empernadas

Fuerza de tracción por momento flector en el punto 2 y 4:

$$F_{t2,4} = \frac{M \cdot c_i}{\sum c_j^2} = \frac{4683.1(0.305)}{2(0.045^2 + 0.175^2 + 0.305^2)} = 5682.7 \text{ N}$$

Fuerza de corte directo en los puntos 2 y 4:

$$F_{s2,4} = \frac{P}{6} = \frac{12382.97 \text{ N}}{6} = 2063.83 \text{ N}$$

Se considera que la fricción existente entre las superficies de contacto metal-metal toma la fuerza de corte, se requiere que la fuerza de tracción en el perno sea igual a:

$$F_e \geq F_{t2,A} + F_{s2,A}/\mu, \text{ sea } \mu = 0.3$$

$$F_e \geq 5682.7 + 2063.83/0.3 = 12562.13 \text{ N}$$

Se escoge un perno de acero SAE, de grado 8, del (*Anexo 12*), se extrae que, $s_y = 660 \text{ MPa}$ y $s_u = 830 \text{ MPa}$.

Entonces:

$$F_e \leq 0.6(s_y)A_s$$

$$12562.13 \text{ N} \leq 0.6(660)A_s$$

$$31.7 \text{ mm}^2 \leq A_s$$

Se selecciona el perno M8 x 1,0 mm, $A_s = 38.77 \text{ mm}^2$

Si los pernos llegaran a tomar las cargas de corte por ajuste inadecuado, del criterio del máximo esfuerzo cortante:

$$F_e = \sqrt{F_t^2 + 4F_s^2} = \sqrt{5682.7^2 + 4(2063.8^2)} = 7023.54 \text{ N}$$

Usando la fórmula de Seaton y Routhewaite, usada generalmente para cargas dinámicas:

$$A_s = \left(\frac{6F_e}{S_y} \right)^{2/3} = \left(\frac{6(7023.54)}{660} \right)^{2/3} = 15.97 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, el área requerida si el perno no es correctamente ajustado y soporta los esfuerzos por fatiga, está por debajo del área seleccionada

Verificamos que el ajuste máximo sea igual o mayor a la fuerza de tracción del perno, para que el perno no se vea afectado por fatiga. (Alva, 2008)

$$F_i \leq 0.8 \cdot s_y \cdot A_s$$

$$F_i \leq 0.8 \cdot (660)(38.77) = 20470 \text{ N}$$

De lo cual, el ajuste inicial será de 5682.7 N.

4.7. Aspectos éticos en investigación

Los datos iniciales y finales, no serán adulterados o manipulados, con el fin de darle una solución económica al cliente y sirva como fuente de apoyo para futuras investigaciones, asimismo, el uso de las nuevas tecnologías en esta investigación sean lo más claras posibles, para que además sirva como material de apoyo en el diseño de equipos de vibración mecánica, en ese sentido, la presente investigación se encuentra planteada mediante muchas asunciones matemáticas y físicas, avaladas por autores, con el objeto de simplificar el análisis; por ello, al final de la misma se realiza una evaluación computacional que pretende simular en operación normal y con esto validar todo lo anteriormente expresado. Además de esto, se cuenta con la autorización de la empresa Compañía General Perú S.A., para la toma de los datos y exposición de las mismas.

V. RESULTADOS

5.1. Resultado general

El resultado del diseño de una zaranda vibratoria de 30 STPH se representa en la obtención de los resultados descriptivos de las hipótesis específicas, donde se logró calcular todos los componentes mecánicos y mecánico-eléctricos, se visualizan los resultados finales en los planos de fabricación.

5.2. Resultados descriptivos de hipótesis específica 1

Esta hipótesis se refirió a la selección de una alternativa de diseño y determinación de sus componentes y configuración, entonces, gracias al método de diseño de ingeniería mecánica VDI 2221, donde se seleccionó una zaranda vibratoria plana de movimiento unidireccional, con sistema de transmisión con un solo motor de 5.5 kW y contrapeso de 52 kg, la transmisión de movimiento se realiza mediante poleas con casquillo cónico y fajas en V, con 4 masas desbalanceadas, de dimensiones de 16 cm de radio exterior, donde cada par de estas otorga una sola fuerza resultante en la dirección del desplazamiento del material, a 20° respecto a la vertical, a su vez, esta dirección de la fuerza es coplanar con el centro de gravedad de la masa vibrante. Este diseño por sistema de transmisión es independiente de otra zona que no sea la masa vibrante y está exento a montajes tediosos en obra, debido a que se encuentra conectada una sola pieza que es la viga puente, la cual, puede ser montada y ajustada en taller.

Gracias a esta metodología de diseño y el aporte de la VDI 2225, a la ponderación de pesos para las evaluaciones técnicas y económicas, se selecciona el sistema más ajustado y favorable a nuestras condiciones.

5.3. Resultados descriptivos de hipótesis específica 2

Estos resultados refieren al dimensionamiento de la zaranda, donde el objetivo principal es conseguir el área de tamizado necesario, debido a que según la VSMA (1998), si no se consigue una cierta área para la estratificación del material, puede llegar a estancarse. De esta manera, realizando la selección de factores, llámense de corrección, y la prueba granulométrica, se obtiene un área de tamizado necesaria de 1.41 m^2 , 2.12 m^2 y 5.64 m^2 , para el primer, segundo y tercer nivel, respectivamente.

Por lo cual, se selecciona un ancho de tamizado de 1.6 m y un largo de 3.6 m . Con estas dimensiones del área, se modela la estructura y se preseleccionan los elementos estructurales y pesos, los cuales fueron: Ángulos $1.1/2'' \times 1.1/2'' \times 1/8''$ ASTM A36, tubos estructurales $60 \times 40 \times 2 \text{ mm}$ ASTM A36, viga prefabricada $W8 \times 28$ ASTM A36, planchas LAC de 6, 9, 16 y 25 mm, y LAF de 4.5 mm.

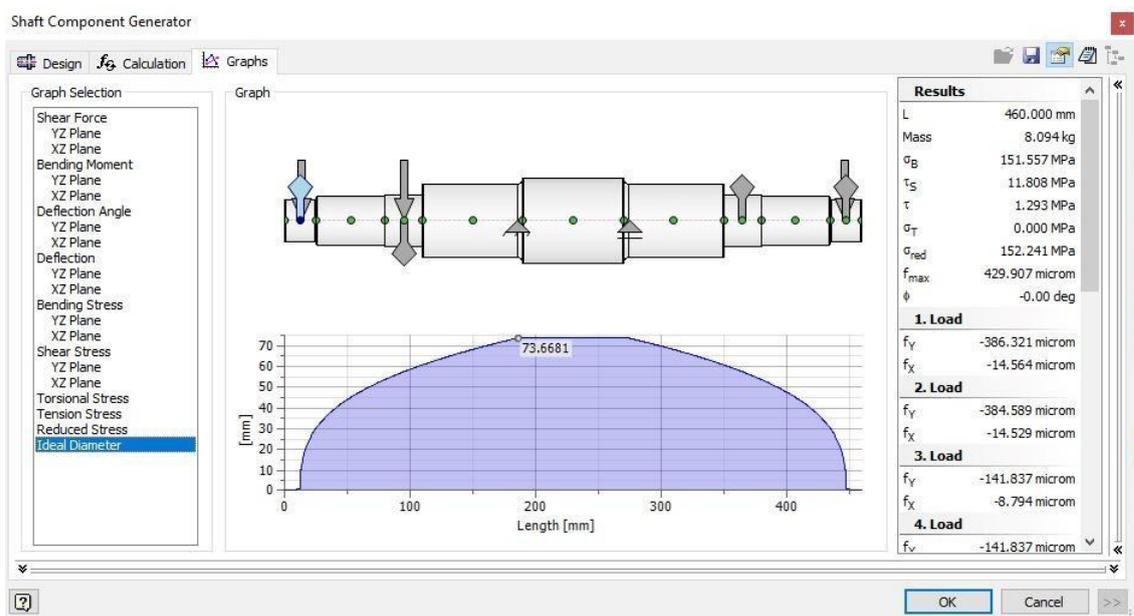
5.4. Resultados descriptivos de hipótesis específica 3

Esta hipótesis se refiere a los cálculos mecánicos de la zaranda vibratoria, donde partimos de la ecuación de movimiento general para un sistema armónicamente forzado, despreciando el amortiguamiento. Con ello podemos obtener un modelo de movimiento con 1 grado de libertad, el cual, aunque inexacto, nos permite realizar los primeros cálculos estáticos y de fatiga necesarios para estimar los componentes de nuestra estructura.

Como resultados, en esta sección, se obtuvieron la masa desbalanceada de diámetros de 280 mm y 212 mm, con factores de seguridad por esfuerzos de corte a fatiga de 1.91. Además, debido al torque necesario, el motor necesita 3.53 kW, por lo cual, se verifica el modelo 1LE1041-1CC3, marca SIEMENS. Se seleccionaron 2 correas trapeciales

estrechadas de alto rendimiento Optibelt RED POWER II SPA 2882 Ldst Perfil SPA y RED POWER II SPA 734 Ldst, poleas de perfil SPA de alto rendimiento, 3 de 100 mm y 1 de 180 mm de diámetro. Los ejes de transmisión son del material SAE 1020, maquinado a diámetros máximos de 70 mm, con chaveteros 12 x 8 - 28 y 10 x 8 – 22, con norma DIN 6885.

Figura 5.1 Simulación de las cargas para obtener el diámetro ideal del eje de transmisión

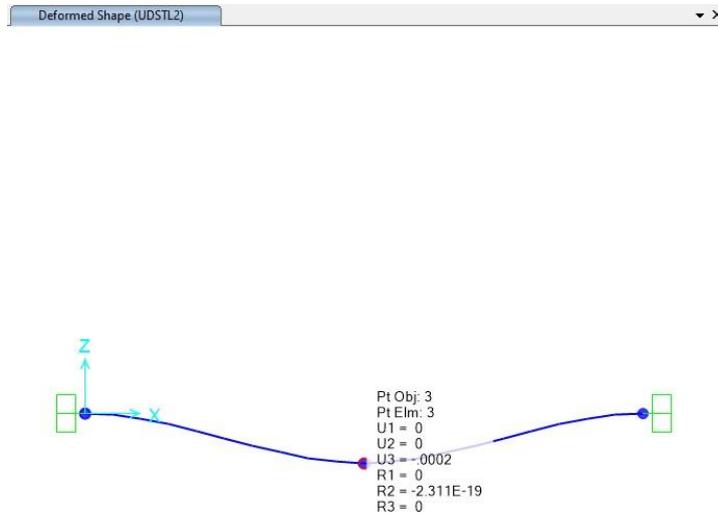


De la *Figura 5.1*, podemos observar que el software INVENTOR Professional recomienda un diámetro en la parte media de 73.6681 mm, sin embargo, ya que los cojinetes vienen de forma normalizada a 70 mm de salida, se tomará este valor, y para ello se verificó en el Sección 4.6 que este diámetro es válido.

Hay que tomar en cuenta que el software siempre sobredimensionará las dimensiones con altos valores de seguridad, sin embargo, nos encontramos muy cerca del valor.

La viga puente W8X28, tuvo factor de seguridad de 3.06. Se obtuvieron los siguientes resultados computacionales:

Figura 5.2 Deflexión bajo cargas de servicio en viga puente



De la *Figura 5.2*, podemos notar que la deflexión máxima es de 0.0001 m, de la normativa peruana NTE E090, recomiendan que la deflexión no puede ser mayor a $L/360$.

Por lo tanto:

$$\frac{L}{360} = \frac{1.7}{360} = 0.0047$$

Por lo tanto, la deflexión es menor a lo estipulado como máximo por la norma, es conforme.

Figura 5.3 Diseño del miembro estructural mediante la AISC 360

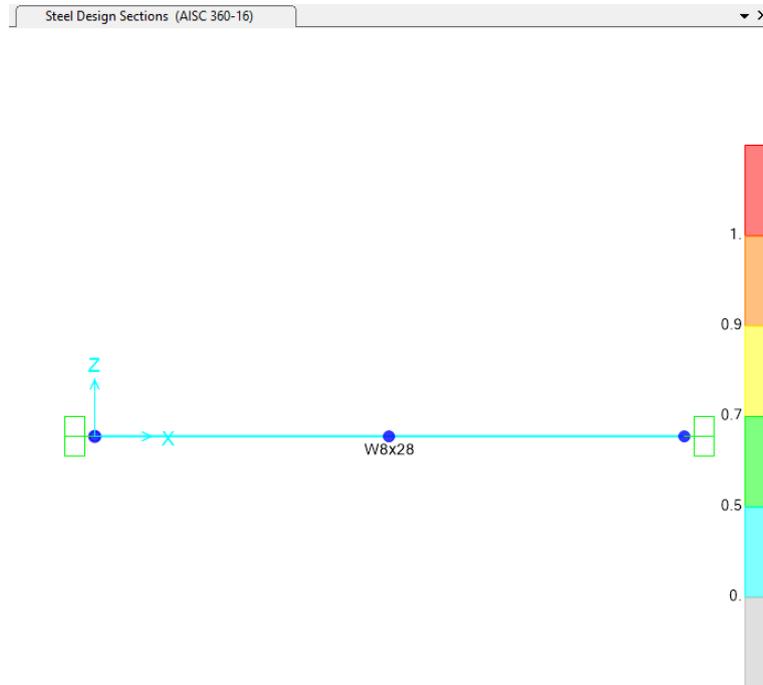
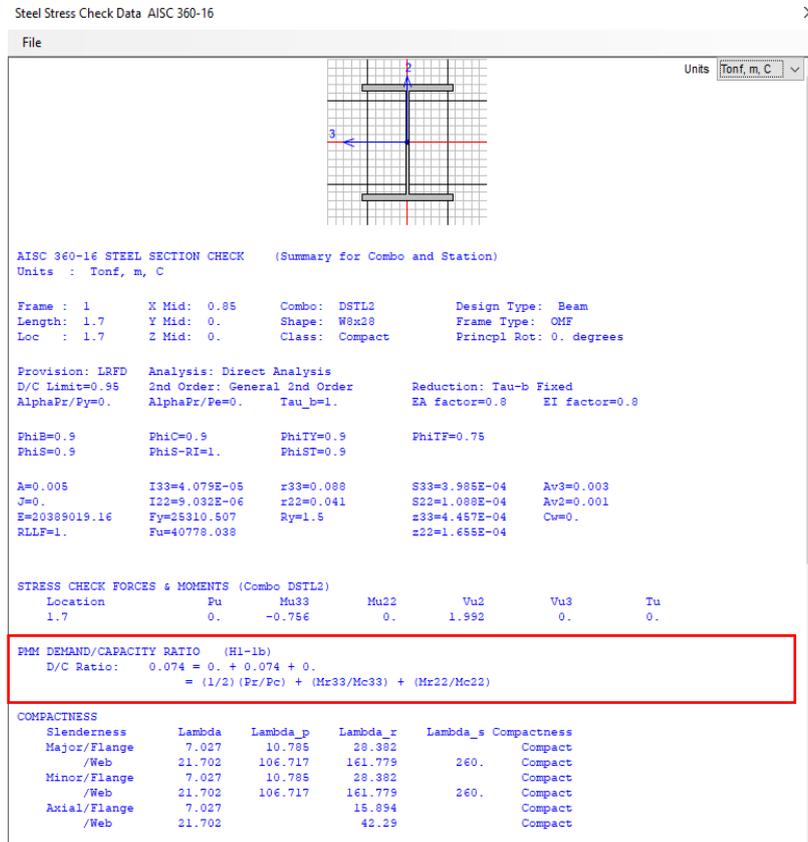


Figura 5.4 Métodos de cálculo de W8X28 bajo norma AISC 360



Las *Figura 5.3* y *5.4*, nos demuestran que la viga puente tendrá una demanda/capacidad bastante baja, 0.042, según el método LRFD, usando la norma AISC 360 y bajo esfuerzo únicamente de flexión.

Adicional a ello, se diseñan las placas laterales haciendo hallando su esfuerzo crítico a compresión, obteniéndose un factor de seguridad de 1.83.

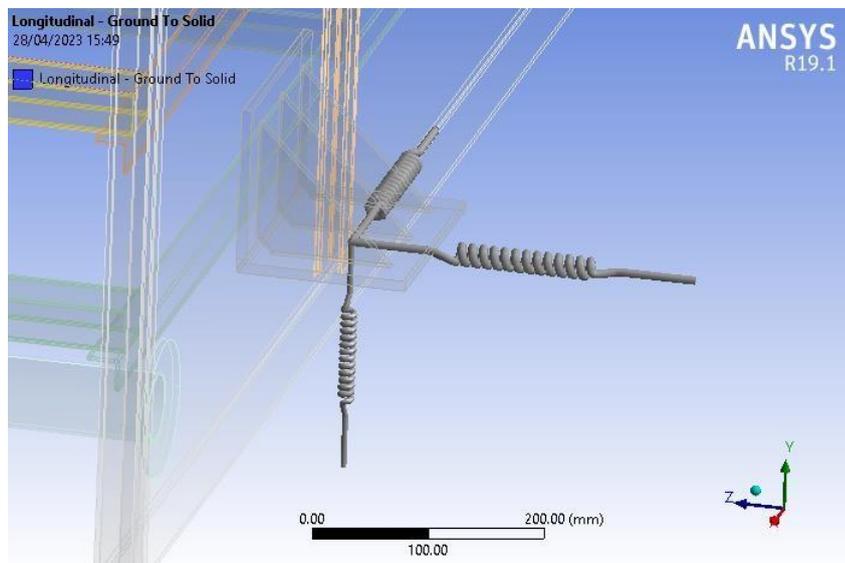
Se selecciona el aislador elástico ROSTA modelo AB38 para los 4 apoyos, estos se seleccionan mediante el peso soportado y se verifica la eficiencia de aislamiento, obteniéndose un 99%. Además de ello, los aisladores ROSTA minimizan su ruido gracias a su tecnología, el cual es un factor importante para el cliente.

5.5. Resultados descriptivos de hipótesis específica 4

Frecuencias naturales de la zaranda vibratoria

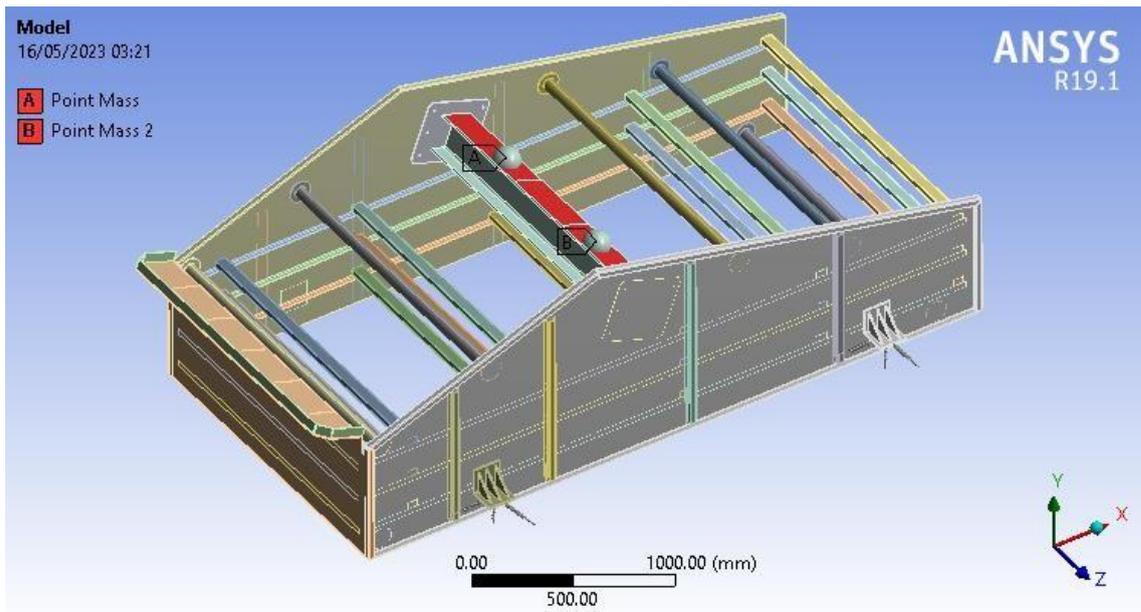
Los apoyos de la bancada móvil se representan como resortes, con rigidez en el eje y de 60N/mm y horizontales, con rigidez de 40 N/mm, las rigideces en todos los planos están distribuidas como se muestra en la *Figura 5.5*.

Figura 5.5 Distribución de rigideces del resorte AB 38, en todos sus ejes



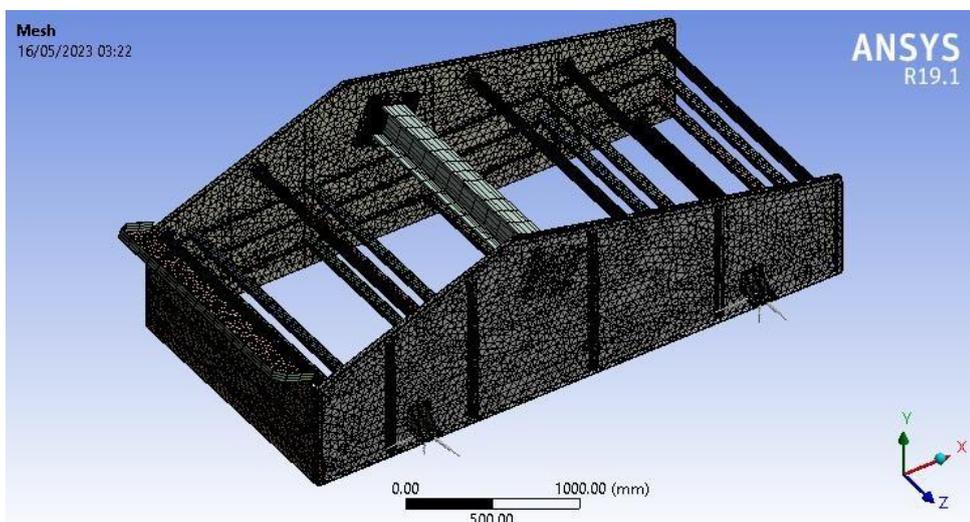
Para facilidad de modelado y análisis, el sistema de transmisión se representa mediante masas puntuales, a 400 mm del centro de la viga puente, como se muestra en la *Figura 5.6*

Figura 5.6 Representación de sistema de transmisión mediante masas puntuales



Se realiza el mallado de la bancada móvil como se muestra en la *Figura 5.7*.

Figura 5.7 Mallado de zaranda vibratoria



Debido a que la frecuencia de operación se encuentra a 60 hz, según diversos artículos de investigación como Yue-min y otros (2009), Wang y otros (2023), se determina que las 4 primeras frecuencias naturales se refieren al movimiento rígido del cuerpo debido al efecto de los resortes, estas suelen ser bajas, de 1 hasta 20 hz, aproximadamente; por lo cual, se procura abarcar los modos de fallo en el rango de frecuencia de trabajo, por ello, se tomarán los primeros 12 frecuencias naturales.

Tabla 5.1 Frecuencias naturales en los 12 primeros modos

Modo	Frecuencia
1	2.283 Hz
2	2.295 Hz
3	2.806 Hz
4	7.062 Hz
5	12.628 Hz
6	16.819 Hz
7	21.129 Hz
8	23.617 Hz
9	24.489 Hz
10	29.951 Hz
11	52.335 Hz
12	52.549 Hz

Figura 5.8 Masa efectiva de las frecuencias naturales

Effective Mass

Mode	Frequency [Hz]	X Direction [tonne]	Y Direction [tonne]	Z Direction [tonne]	Rotation X [tonne]	Rotation Y [tonne]	Rotation Z [tonne]
1	2.2828	1.7457e-004	1.6363e-006	0.75796	2.3761e+005	46628	61.473
2	2.2951	0.75585	3.8175e-004	1.7438e-004	47.613	10.803	2.8408e+005
3	2.806	4.8283e-004	0.75544	2.4655e-006	1.4044	0.2199	59426
4	7.0623	1.817e-003	2.4942e-003	5.6862e-008	16.914	0.91138	7.8356e+005
5	12.628	2.4933e-008	4.6811e-007	9.2726e-005	185.12	1.0291e+006	5.3849
6	16.819	5.5073e-010	3.7238e-008	5.6424e-005	1.861e+005	24706	80.195
7	21.129	2.7663e-007	2.9561e-008	1.4899e-006	2.256e+005	8435.	1.9183
8	23.617	1.8601e-009	9.0649e-011	2.532e-005	1802.3	9624.5	1.3686
9	24.489	1.3516e-008	5.3926e-008	2.8571e-006	2695.1	53440	4.8228e-002
10	29.951	1.4384e-006	6.0133e-009	1.9344e-011	1.2722	14.695	37.727
11	52.335	1.7743e-011	7.159e-011	3.2379e-006	739.8	147.2	1.3839e-004
12	52.549	4.1901e-009	1.3876e-008	4.6286e-008	15.175	2.0208	1.7121

Figura 5.9 Ratio acumulativo de masa efectiva

Cumulative Effective Mass Ratio

Mode	Frequency [Hz]	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	2.2828	2.3021e-004	2.1578e-006	0.99953	0.36287	3.9783e-002	5.4533e-005
2	2.2951	0.99696	5.0558e-004	0.99976	0.36294	3.9792e-002	0.25206
3	2.806	0.9976	0.99671	0.99976	0.36294	3.9792e-002	0.30478
4	7.0623	1.	1.	0.99976	0.36297	3.9793e-002	0.99989
5	12.628	1.	1.	0.99988	0.36325	0.91778	0.99989
6	16.819	1.	1.	0.99996	0.64745	0.93886	0.99996
7	21.129	1.	1.	0.99996	0.99198	0.94605	0.99996
8	23.617	1.	1.	0.99999	0.99473	0.95427	0.99996
9	24.489	1.	1.	1.	0.99885	0.99986	0.99997
10	29.951	1.	1.	1.	0.99885	0.99987	1.
11	52.335	1.	1.	1.	0.99998	1.	1.
12	52.549	1.	1.	1.	1.	1.	1.

Del *Anexo 16*, podemos notar los dos modos de fallo, rígido y flexible, del modo 1 hasta el modo 4, las frecuencias naturales se refieren a los resortes, y se visualiza la zaranda en un modo rígido. Por otro lado, del modo 5 al 12, se puede observar un modo flexible en la zaranda, donde se generan flexión en las placas laterales (modo 8, 9 y 11), torsión en las placas (modo 5, 6 y 7) y flexión en la placa posterior en el modo 10 y 12.

La frecuencia de operación es de 60 Hz, notamos que es superior a la frecuencia de 52.549 Hz, con una diferencia de 12.42% de la misma, lo cual es conforme con la recomendación de la VSMA (1998), la cual recomienda mantener un margen del 10% sobre la frecuencia de operación.

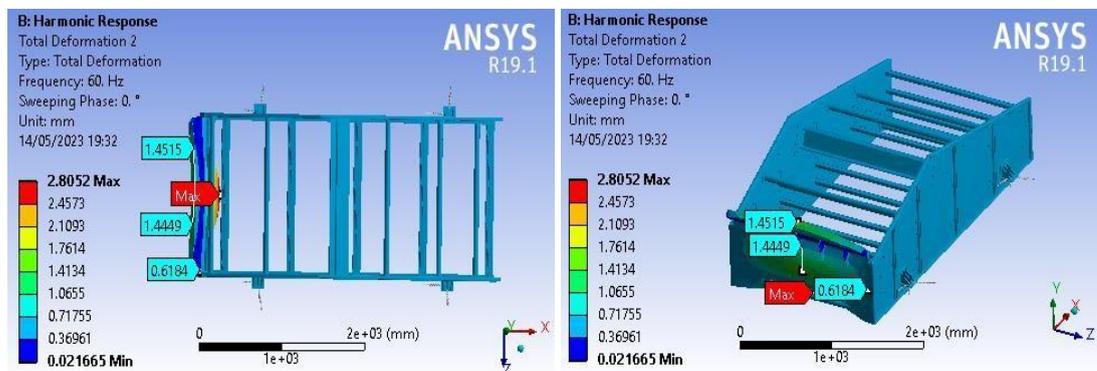
Además de esto, podemos notar en la *Figura 5.11*, que la ratio acumulativa de la masa efectiva llega a su tope máximo a 52.335 Hz, donde el 100% de la masa efectiva se excita hasta dicha frecuencia natural.

Según Ansys Learning (2021). De lo anteriormente mencionado, vemos que la frecuencia de operación a 60 Hz, estará alejada de estas frecuencias críticas que gobiernan toda la masa vibrante y serán los picos de resonancia.

Análisis de respuesta armónica

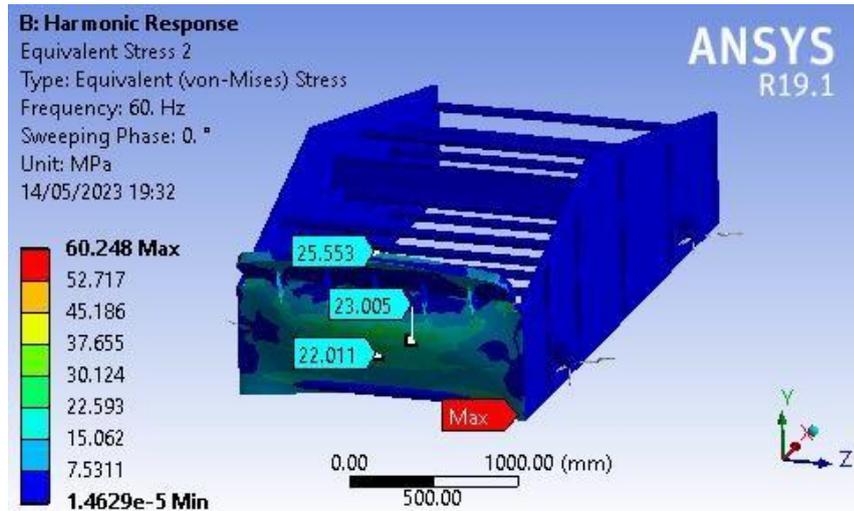
Según lo mencionado por León Paro (2019), se debe realizar el análisis armónico en la frecuencia de operación, en este caso de 60 Hz, para verificar los esfuerzos equivalentes de Von Mises y deformaciones reales que se suscitarán a la hora de realizar el tamizado.

Figura 5.10 Respuesta armónica de deformaciones a 60 Hz



Como vemos en la *Figura 5.10*, las deformaciones más importantes se originan en la parte inferior de la placa trasera, donde se tiene una deformación máxima es menor o igual a 2.80 mm.

Figura 5.11 Respuesta armónica de esfuerzos equivalentes de Von Mises a 60 Hz



De la *Figura 5.11* podemos notar que los esfuerzos equivalentes de Von Mises son iguales o menores a 60.248 MPa, siendo mucho menor al esfuerzo de fluencia 250 MPa del material.

Funciones de respuesta en frecuencia

Deformaciones a la frecuencia de excitación

A continuación, se hace un breve resumen de las respuestas en frecuencia que tendrá el sistema bajo las condiciones de cargas dinámicas solicitadas.

En la *Figura 5.10*, se puede observar que, a la frecuencia de 60 Hz, las deformaciones son mínimas, y el pico de resonancia estaría dentro del intervalo de 1 a 10 Hz; donde se producirían deformaciones de hasta 534.93 mm en el eje X, 1578 mm en el eje Y, y 2.077 mm en el eje Z.

La misma condición se visualiza al evaluar la respuesta armónica a los esfuerzos de Von Mises equivalentes en la *Figura 5.11*.

5.6. Presupuesto del proyecto

Se realizó un breve resumen de los gastos a suma alzada que se incurrirán para realizar el proyecto de zaranda vibratoria de 30 STPH. Se contempla la compra de los elementos estructurales, elementos mecánicos, componentes eléctricos y los servicios generales.

5.6.1 Costo de materiales

Tabla 5.2 Presupuesto de los materiales para la zaranda vibratoria

Ítem	Descripción	Material	Longitud	Precio/ metro	Precio
1. Elementos estructurales					
1.1	L 1.1/2"x1.1/2"x1/8"	ASTM A36	21 m	2.8 \$	58.8 \$
1.2	HSS 60 x 40 x 2 mm	ASTM A500 GRA	26 m	4.6 \$	119.6 \$
1.3	W8x28	ASTM A36	1.7 m	62.5 \$	106.3 \$
1.4	Plancha LAC 4.5 mm	ASTM A36	4x1.5 m	53 \$	318.0 \$
1.5	Plancha LAC 4.5 mm	ASTM A36	1x1.85 m	53 \$	98.1 \$
1.6	Plancha LAC 6.0 mm	ASTM A36	0.4x0.52 m	70.65 \$	14.7 \$
1.7	Plancha LAC 9.5 mm	ASTM A36	0.35x0.7 m	106 \$	26.0 \$
1.8	Plancha LAC 16.0 mm	ASTM A36	0.4x0.4 m	188.4 \$	30.1 \$
1.9	Plancha LAC 25.0 mm	ASTM A36	0.6x0.6 m	298.4 \$	105.9 \$
1.10	HSS 4"X2"X3/16"	ASTM A500	21	13.77 \$	290 \$
1.11	HSS 2,1/2"X2.1/2"X3/16"	ASTM A500	4	11.4 \$	46 \$
Presupuesto 1					877.5 \$
2. Elementos mecánicos					
2.1	Pernería		Cantidad	Precio unit	Precio
2.1.1	Perno HEX Grado 8.8 R.UNC M8X25		40	0.2 \$	8 \$
2.1.2	Tuerca HEX Grado 8.8 R/UNC M8		40	0.04\$	1.6 \$
2.1.3	Arandela Presión FE M8		40	0.02 \$	0.8 \$
Elásticos					
2.1.4	Aisladores elásticos ROSTA ABI 38		4	255 \$	1020 \$
Transmisión					
2.1.5	Polea maciza con casquillo cónico		4	75 \$	300 \$
2.1.6	Correa trapezoidal RED POWER II SPA		2	20 \$	40 \$
2.1.7	Cojinetes SE212 / Rodamientos 22212E		4	112 \$	448 \$
2.1.8	Chavetero DIN 6885-1 A A 10 X 8 X22		4	3 \$	12 \$
2.1.9	Chavetero DIN 6885-1 A A 12 X 8 X28		3	3 \$	9 \$
2.1.10	Eje sólido AISI 4140		2	200 \$	400 \$
2.1.11	Seguro SEEGER ANSI B27.7M 3AMI - 70		2	2 \$	4 \$
Presupuesto 2					2243.4 \$
3. Elementos eléctricos					

	Descripción	Cantidad	Precio unit	Precio
3.1	Contactador SCHNEIDER	3	60 \$	180 \$
3.2	Rele térmico SCHNEIDER	1	55 \$	55 \$
3.3	Disyuntor SCHNEIDER	1	25 \$	25 \$
3.4	Interruptores ON/OFF			
3.5	Pulsador de parada de emergencia	1	255 \$	255 \$
3.6	Cable vulcanizado OPVC-JZ 4G 1,5mm2 (16AWG) CLASE 5 300/500 V	5	2.65 \$	13.25 \$
3.7	Tablero eléctrico	1	75 \$	75 \$
	Presupuesto 3			603.25 \$

5.6.2 Costo de servicios

Tabla 5.3 Presupuesto de los servicios generales para la zaranda vibratoria

4. Servicio de fabricación				
	Descripción	Cantidad	Precio unit	Precio
4.1	Corte láser	1	67 \$	67 \$
4.2	Maquinado	1	180 \$	50 \$
4.3	Soldadura 3G	1	550 \$	550 \$
4.4	Logística	1	225 \$	225 \$
4.5	Inspección de calidad	1	350 \$	350 \$
4.6	Montaje	1	450 \$	450 \$
4.7	Alineación de ejes	1	300 \$	300 \$
4.8	Armado de tablero eléctrico	1	150 \$	150 \$
4.9	Ingeniería de diseño	1	1500 \$	1500 \$
4.10	Servicio de pintura epóxica 12 mills		750 \$	750 \$
	Presupuesto 4			4392 \$

5.6.3 Resumen de presupuesto

Tabla 5.4 Resumen de presupuesto general

Presupuesto	Precio
Presupuesto 1	877.5 \$
Presupuesto 2	2243.4 \$
Presupuesto 3	603.25 \$
Presupuesto 4	4392 \$
Presupuesto total	8016.15 \$

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1. Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados

6.1.1 Contrastación de la hipótesis general

Debido a que la hipótesis general se plantea que, si se diseña la zaranda vibratoria, esta permitirá soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima.

Para diseñar una zaranda vibratoria, se toman como datos iniciales la capacidad del equipo, condiciones de operación, configuración, dimensiones, frecuencia de operación y relación de transmisión. De acuerdo con estos datos, se procede a seleccionar una alternativa de solución, dimensionamiento preliminar, cálculo mecánico-eléctrico y análisis dinámico. Todos estos pasos secuenciales permiten diseñar la zaranda vibratoria para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima.

Con los resultados obtenidos, se concluye finalmente que la zaranda vibratoria planteada es conforme de acuerdo a los esfuerzos equivalente de Von Misses, AISC 360 y NTE 090.

6.1.2 Contrastación de las hipótesis específicas

- Según la evaluación de alternativas elaborada por León Paro (2019), se evalúa una zaranda horizontal con 4 apoyos, debido a que, se escala una zaranda existente HAVER, en esta tesis doctoral, se selecciona un sistema de transmisión con viga puente y con dos motores equidistantes al medio. Para la presente tesis se seleccionó un sistema de transmisión viga puente con un solo motor y contra masa, aprovechando que en la empresa Compañía General Perú S.A.C, se cuenta con un motor de 5.5 kW; la cual, a comparación de la investigación de León Paro, que incluye un par de motores.

En la investigación de Carrasco Huamán (2017), se selecciona una hidro zaranda por ser una alternativa ampliamente usada para minería, debido a que el agua ayuda a acelerar la separación y clasificación de los particulados; sin embargo, esta alternativa necesita otros procesos posteriores para su secado. Sin embargo, para nuestra investigación, el material va directamente de la descarga a tolvas donde se almacenan y posteriormente despachado en big bags hacia los clientes.

- El dimensionamiento del área a cribar fue elaborado por recomendación del manual de la VSMA (1998), en diversos trabajos de investigación estas áreas necesarias son más bien asumidas y no contemplan mayor interés de evaluar un área mínima. Según Yang y otros (2019), en su artículo de investigación, afirma que los efectos negativos de suponer una zaranda de mayor dimensión a la necesitada, pueden ser deformaciones elásticas locales más pronunciadas fallos por fatiga del material, para minimizar estos efectos para zarandas de gran escala, Zhao y otros (2009), propone una red hiperestática para mejorar fiabilidad de zarandas grandes. Lo cual involucra mayor costo de material y evaluación de ingeniería.
- Los resultados del diseño mecánico dependen mucho de las dimensiones, tipo y capacidad de la zaranda; por lo cual, la selección de los componentes mecánicos varía mucho; sin embargo, se utilizan los mismos conceptos. En la investigación de León Paro (2019), se analiza la viga puente mediante la norma AISC 360 y se verifican mediante la NTE 090 su deflexión, de igual manera se analizó en la presente investigación, .En el trabajo de investigación de López Gómez (2015), se diseña de cero el resorte helicoidal que soportará la bancada móvil de la zaranda, el cuál es analizado estáticamente y por fatiga, sin embargo, para la presente investigación, se selecciona

aislador elástico, para simplicidad de diseño y fabricación, además que el aislador ROSTA proporciona menor transmisión de ruido y esto es un factor importante para el cliente. Compañía General Perú S.A., cuenta con proveedor de tamiz que les suministra a las dimensiones solicitadas, en la investigación de Albarracín Macías y otros (2017-2018), se evalúa de manera simplificada el tamiz (sin perforaciones) y se evalúa el espesor necesario.

- El análisis dinámico nos brindó resultados de las primeras 12 frecuencias naturales de la masa vibrante de la zaranda vibratoria, donde las 4 primeras frecuencias fueron de desplazamiento de la zaranda en modo rígido, debido a los resortes; las 8 frecuencias siguientes se refirieron a la zaranda en modo flexible, donde los principales fueron la flexión de las planchas laterales y trasero, y la torsión, la frecuencia de operación tiene una diferencia mayor del 10% de las frecuencias naturales que lo anteceden y preceden, por lo cual, la zaranda se encuentra segura en caer en estas frecuencias naturales, según la VSMA (1998). Esta verificación modal concuerda con el trabajo de investigación de León Paro (2019), donde su frecuencia de operación es de 80 Hz, y se encuentra en un rango de frecuencias naturales que se refieren a las frecuencias críticas torsional (61.48 Hz) y a la flexión de las placas laterales (95.45 Hz), sin embargo, estas frecuencias se encuentran por separado de la frecuencia natural a más del 10% de la misma; En el artículo de investigación de Wang y otros (2023), se encuentra una diferencia de hasta el 35,531%. Sin embargo, es importante analizar el factor de participación, donde para el presente trabajo de investigación.

VII. CONCLUSIONES

- El diseño de la zaranda vibratoria para tamización de 20 ton/hora fue elaborado con apoyo de la tesis doctoral de León Paro (2019), artículos científicos como el Yang y otros (2019), Wang y otros (2023), quienes brindaron una guía secuencial sobre el diseño específico de una zaranda vibratoria; los libros mecánicos que nos brindan la teoría que avala los cálculos son de Budynas, y otros (2012) y Rao (2012). Los manuales para la selección del tipo y área de tamiz fueron de la VSMA (1998). Estos documentos sustentan que el diseño soportará los esfuerzos alternantes debido al proceso de tamizaje.
- Se consiguió evaluar y seleccionar la solución de la zaranda vibratoria, gracias al método VDI 2221, con la cual se escogió del tipo horizontal con movimiento unidireccional con viga puente, con motor eléctrico y contrapeso, con sistema de transmisión por poleas y fajas en V, las cuales excitan dos pares de masas desbalanceadas que permiten duplicar la fuerza de excitación en el plano ortogonal de la cara superior de la viga puente; esto exime a algún agente externo que excite la masa vibratoria, de lo cual, se procura la facilidad de montaje por evitar malos alineamientos entre motor, acoplamientos y ejes. Esta evaluación es netamente cualitativa, tomando en cuenta los factores involucrados en el aspecto técnico como el ruido, la funcionabilidad, mantenimiento, seguridad, espacios, etc., y en los aspectos económicos como los costos de material y tecnología, facilidades de montaje y alineación.
- Se consiguió determinar el área de tamizado necesario gracias al manual de la VSMA, donde aplicando los factores de corrección de área, se determina cuales el área de tamizado que permite la buena estratificación y las mínimas dimensiones necesarias. Con ello, se puede proponer un modelado de zaranda, con sus componentes metálicos usando similitud de modelados anteriormente usados en artículos de investigación como

los de León Paro (2019) y Wang, y otros (2023); y además con las componentes ya seleccionadas de la evaluación de solución del apartado anterior.

- Se calcularon los componentes mecánicos preseleccionados, según el esfuerzo equivalente de Von Misses, donde se toman en cuenta los esfuerzos alternantes por la carga dinámica, la concentración de esfuerzos, la disminución del esfuerzo límite a la fatiga, y se evaluó el factor de seguridad para las cargas a la fatiga. Con ello, nos aseguramos de verificar estática y dinámicamente los componentes mecánicos con una simplificación del modelo matemático de movimiento de la zaranda a 1 GDL. Simplificando así su evaluación, para una posterior verificación computacional.
- Con el análisis dinámico computacional se completa las verificaciones al modelado de la zaranda, naturalmente se evalúa solo los efectos sobre la masa vibrante, ya que es la que soporta directamente la fuerza de excitación alternante, evaluándose los efectos de la carga alternante con elementos finitos impuestos, la cual brinda el modelo matemático completo y la respuesta real de la zaranda en la operación, con ello se demuestra que lo asumido en el apartado anterior sobre el modelo simplificado a 1 GDL permitió una correcta selección de los componentes. Sin embargo, esta evaluación computacional permitió verificar que los esfuerzos generados a 60 Hz son bastante bajos, esto debido a que la frecuencia de operación no se encuentra en el rango de frecuencias naturales que son el pico de la resonancia, sino más bien se encuentra alejado de estos rangos, que son del 0 a 30 Hz, esto se puede verificar con el factor de participación y las funciones de respuesta en frecuencia.

VIII. RECOMENDACIONES

- La selección de las alternativas óptimas refleja la experiencia y conocimiento del diseñador en el rubro, donde ocurre lo que suele ocurrir a la hora de ganar una licitación para un proyecto, prima el conocimiento del individuo que diseña, por más que hubiese referencias externas como artículos de investigación o libros instructivos, por lo cual, la selección de la alternativa óptima es un aporte del diseñador mismo a la resolución de un problema en particular, el método VDI2221 solo brinda la metodología a utilizar para seleccionar el producto con criterio de ingeniería, pero luego de ello, se encuentra la responsabilidad del diseñador. Por lo cual, se recomienda muy fuertemente que, para aplicar dicha metodología, el diseñador se instruya ampliamente en el problema a resolver y las mejoras vías para conseguirlo, en caso no se tuviese la experiencia necesaria, a tal punto que pueda justificar cada una de sus selecciones, en beneficio del cliente final.
- El cálculo del área necesaria se estimó bajo recomendaciones del manual de la VSMA (1998), la cual se calcula tomando como datos iniciales las pruebas granulométricas, estos datos tienen gran porcentaje de responsabilidad en el cálculo final del área, por ello, se recomienda ser muy estricto con la eficiencia de esta prueba y ser tomados con zarandas pequeñas certificadas para las pruebas granulométricas por proveedor afín. Para el presente trabajo, por cuestiones de tiempo y habilitaciones, el cliente suministró dicha prueba realizada, sin especificar una validación de agente externo. Validar cualquier prueba de operatividad, eficiencia o similares, es una buena práctica para cualquier ámbito de la empresa, con el objetivo de tener resultados imparciales. Sin embargo, para alivianar esta incertidumbre, se sobreestimó el área de tamiz seleccionada en 8.5% adicional del área requerida.
- La selección de los componentes mecánicos se en base a modelos conceptuales del movimiento de la zaranda bajo fuerzas dinámicas

armónicas, propuesta por Rao (2012), esta fue una forma muy simple y eficaz de verificar qué fuerzas serán transmitidas, y con ello comenzar a evaluar de manera preliminar los componentes mecánicos bajo esfuerzos equivalentes por fatiga, asumiendo la condición de pertenecer a un régimen de fatiga de ciclo alto (HCF), según Norton (2011), donde se requiere que los componentes tengan un ciclo de vida alto, se considera alto a partir de los $N = 10^3$ ciclos, esta condición permite el diseño de “vida infinita”. Sin embargo, a manera de ampliar los conocimientos, se recomienda la determinación de la vida útil de los componentes y su recomendación de mantenimiento.

- La evaluación dinámica computacional se prioriza por la analítica cuando esta última se vuelve irresoluble por este último método, a un número de grados de libertad superior a 6, según Ansys Learning (2021), en el presente proyecto se analizó las 12 primeras frecuencias naturales debido a la frecuencia de operación, para conocer la cercanía a los rangos de las frecuencias naturales, sin embargo, ya con 10 frecuencias primeras se denotaba la poca relevancia de las siguientes debido al factor de participación modal. Se recomienda siempre realizar esta verificación, por recomendación de la VSMA y, además, conocer el factor de participación de dichas frecuencias naturales, para tener el conocimiento de si estamos en el rango pico de la resonancia. Además de ello, para una optimización de material, se recomienda utilizar la Red Neuronal BP, con resultados verificados en el artículo de investigación de Yang y otros (2019), la cual establece la correspondencia no lineal entre los parámetros de posición de las vigas de refuerzo y el rendimiento dinámico de la criba vibratoria, con resultados de reducción de costos bastante favorables.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBARRACÍN, Miguel y MOPOSIT, Kelvin. 2017-2018. *Diseño y simulación de una máquina clasificadora por visión artificial y despulpadora de cacao. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico.* Universidad Técnica Estatal de Quevedo, Quevedo, Los Ríos, Ecuador : 2017-2018.

ALCALÁ, E., FLORES, A. y BELTRÁN, A. sin fecha. Manual de Entrenamiento de Concentración de Minerales. sin fecha, Sección IV.

ALVA, Fortunato. 2008. *Diseño de Elementos Máquinas I.* Lima : s.n., 2008.

ANDREA, Emilio. 2014. Universidad de Cantabria. *OpenCourseWare.* [En línea] 2014.

https://ocw.unican.es/pluginfile.php/693/course/section/703/9._clasificacion_cribado.pdf.

ANGOS, Mario y CALVOPIÑA, Héctor. 2013. *Diseño, construcción y simulación de una máquina clasificadora de frutos por su tamaño. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico.* Universidad de las Fuerzas Armadas de Ecuador, Sangolquí, Ecuador : 2013.

ANSYS LEARNING. 2021. Intro to modal analysis. *Modal Analysis.* [En línea] 2021. <https://courses.ansys.com/index.php/courses/modal-analysis/lessons/intro-to-modal-analysis-lesson-1/>.

ARZAPALO, Ed. 2015. *Implementación de un módulo de laboratorio para el estudio dinámico en estructuras metálicas de equipos mecánicos. Tesis para*

obtención del título de ingeniero mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú : 2015.

BARRIGA, Benjamín. 2016. *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica.* Departamento de Ingeniería, Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima : s.n., 2016.

BERNAL, César. 2010. *Metodología de la investigación.* Tercera Edición. s.l. : PEARSON EDUCACIÓN, 2010.

BROWN, G. 1965. Mineralogical Society. [aut. libro] Clay Minerals Group. London : s.n., 1965.

BRUNT, P. y LAWRY, W. 2002. The Lime Industry. Chemical and Soils. [En línea] 2002. <https://nzic.org.nz/ChemProcesses/soils/2B.pdf>.

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. 2012. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* Novena. s.l. : Mc Graw Hill, 2012.

BUENDÍA, Marilyn. 2013. *Determinación de la solubilidad del Carbonato de calcio, conchuela y su evaluación biológica en pollos de carne.*

CÁRDENAS, Florentino. 2016. *Lixiviación de la dolomita y la obtención de un fertilizante líquido de acetato de calcio de la mina "Don Ricardo" Ocucaje Ica, 2016.* Universidad Autónoma de Ica, Ica, Perú : 2016.

CARRASCO, Nils. 2017. *Calculos y diseño para la fabricación de una hidrozaranda para la recuperación de finos en la minería. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico.* Arequipa, Perú : 2017.

CITE materiales PUCP. 2016. Análisis de falla en viga de zaranda. *CITE MATERIALES*. [En línea] 6 de Julio de 2016. <https://www.pucp.edu.pe/cite-materiales/proyectos/lorem-ipsam-dolor-sit-amet-consectetur-adipiscing-elit/>.

DÁVILA, Juan. 2014. *Diseño y construcción de una máquina clasificadora para obtención de huevos de Sitotroga en la empresa BIOAGRO. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico*. Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, Colombia : 2014.

DISMET. 2018. [En línea] 2018. <https://www.dismet.com/product/pre-clasificadores-zarandas-cribas-harneros-inclinados-zarandas-cribas-harneros-horizontales-zarandas-cribas-harneros-de-alta-frecuencia/zarandas-horizontales/>.

DMV Suministros e ingeniería S.A.C. 2013. Motovibradores eléctricos DMV Suministros e ingeniería S.A.C. *DMV Suministros e ingeniería S.A.C. Web site*. [En línea] 2013. [Citado el: 8 de Abril de 2023.]

<https://www.dmvperu.com/motovibradores-electricos/#:~:text=Los%20motovibradores%20son%20motores%20el%C3%A9ctricos,sobre%20el%20eje%20del%20motor..>

ECMA. 2023. Tamiz rotativo: ECMA. [En línea] 2023. <https://ecma.com.mx/producto/tamiz-rotativo/>.

ESPINOZA, Ciro. 2010. *Metodología de la investigación tecnológica*. Cuzco : s.n., 2010.

GONZÁLEZ, M. 2023. División de un sedimentador. [En línea] 01 de Noviembre de 2023. <http://www.tratamientodelagua.com.mx/teoria-de-sedimentacion/>.

GRATEROL, Mariluz y VÁSQUEZ, Haymarí. 2013. Banco de imágenes: UMA Divulga. *UMA Divulga*. [En línea] 04 de Marzo de 2013.

<https://www.umadivulga.uma.es/banco-de-imagenes/roca-sedimentaria-calizacion-fosiles/>.

GUEVARA, Luis y CASTRO, Gianfranco. 2018. *Diseño de planta para la producción de carbonato de calcio a partir de la concha de abanico. Tesis para obtención de del título de ingeniero mecánico*. Universidad de Piura, Piura, Perú : 2018.

HLC Ingeniería y construcción. 2019. ¿Cómo se hace un análisis granulométrico? *HLC Ingeniería y construcción Web site*. [En línea] 29 de Octubre de 2019. [Citado el: 8 de Abril de 2023.]

<https://www.hlcsac.com/noticias/como-se-hace-un-analisis-granulometrico/#:~:text=El%20an%C3%A1lisis%20granulom%C3%A9trico%20se%20realiza,mec%C3%A1nicos%20para%20conocer%20la%20granulometr%C3%ADa..>

HUAROC, Enrique. 2018. *Diseño de un puente grúa para el winche de servicios en mina Yauricocha*. Huancayo : s.n., 2018.

HURTADO DE BARRERA, Jacqueline. 2000. *Metodología de la Investigación Guía para la comprensión holística de la ciencia*. Caracas : Fundación Sypal, 2000.

INGENIERIA DEL SUR. 2020. *Elementos Oscilantes ROSTA*. 2020.

INOÑÁN, Helen y LEÓN, César. 2023. *Producción y Comercialización de Productos Avícolas*. Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego. 2023.

- JORGE, Amangandi. 2013. *Diseño y construcción de una máquina clasificadora de maíz partido. Tesis para obtención de título de ingeniería mecánica.* Riobamba, Ecuador : 2013.
- JOSÉ, Yuni y URBANO, Claudio. 2014. *Técnicas para investigar: Recursos metodológicos para la preparación de proyectos de investigación.* Primera. Córdoba : Editorial Brujas, 2014.
- LEÓN, Luis. 2019. *Diseño de un módulo educativo a escala de una zaranda vibratoria. Tesis para obtención del título en ingeniería mecánica* Lima, Perú : 2019.
- LÓPEZ, Víctor. 2015. *Diseño y simulación de una máquina clasificadora vibratoria de grano de maíz según el tamaño. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico.* Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito, Quito, Ecuador : 2015.
- MARC Technologies. 2023. Warman Cyclosizer: MARC Technologies. [En línea] 2023. <https://www.marctech.com.au/laboratory-products-solutions/particle-sizing-systems/warman-cyclosizer/>.
- MARIN, Joseph. 1962. *Mechanical Behavior of Engineering Materials.* Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1962. pág. 224.
- MARTINEZ, Ramón y HECHEVARRÍA, José. 2016. *Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales.* 2016.
- MENDOZA, Eduardo. 2017. *Determinación de la composición química y mineralógica, de 5 tipos de calizas y la relación con su grado de quemabilidad*

en la producción de óxido de calcio, en el bloque sur de la cantera de carbonatos, Planta San Miguel, Cementos Progreso. Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala : 2017.

MÉXICO, Gobierno de México. 2022. Data México. [En línea] 2022.
<https://datamexico.org/es/profile/product/calcium-carbonate>.

MIRANDA, William. 2017. *Diseño de una criba para la concentración de oro para la cooperativa "Unión Flor de Mayo". Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico.* La Paz, Bolivia : 2017.

MORING, Virgil. 2004. *Diseño de Elementos de Máquinas.* Cuarta. s.l. : LIMUSA, 2004.

NGUYEN, D. C., y otros. 2023. Modeling and Dynamic Simulation of a Multi-slope Vibrating Screen to Determine the Basic Working Parameters. s.l. : Springer Science and Business Media Deutschland GmbH, 2023, Vol. 602, págs. 671-684.

NORTON, Robert L. 2011. *Diseño de máquinas "Un enfoque integrado".* Cuarta. s.l. : Pearson Education, 2011.

OPTIBELT. 2008. Manual Técnico Optibelt. *Correas Trapeciales Correas Múltiples.* [En línea] 2008. www.optibelt.com.

PANADÉS, Leonardo. 2021. *Diseño de una criba vibratoria para el procesamiento de arcilla en una planta de cemento LC2. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico.* Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas, Santa Clara, Cuba : 2021.

PEIXOTO, R y RUTZ, F. 1988. Fontes de cálcio para poedeiras comerciais I. Calcários "Matarazzo", "Trevo Filler" and "Trevo Dolomítico". *Revista Brasileira de Zootecnia*. 1988, Vol. 1, págs. 17-29.

PERÚ, Secretaria de Economía. 2017. *Perfil de Mercado de la Dolomita*. Dirección General de Desarrollo Minero. Méxco : s.n., 2017.

QUISPE, Yuber. 2018. *Diseño estructural de una zaranda tipo banana de 8.25m de largo y 2m de ancho y 1500 kg de peso aproximadamente, evaluado con cargas vibratorias excentricas y nodales. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico*.

RAO, Singiresu. 2012. *Vibraciones mecánicas*. Quinta. s.l. : Pearson Educación, 2012.

SAL Y ROSA, Joel. 2019. *Diseño de zaranda separadora para incrementar la calidad de selección de maíz en las plantas de producción de alimento balanceado en el departamento de Lima-2019. Tesis para obtención del título de ingeniero mecánico*. Universidad Privada del Norte, Lima : 2019.

SAMPIERI, Roberto. 2014. *Metodología de la Investigación*. s.l. : Mc Graw Hill, 2014.

SANMIGUEL, Rosa, y otros. 2016. Evaluation of different calcium grain sizes in laying hens diet. *Ciencia y Agricultura*. 2016, Vol. 13, 2, págs. 67-72.

SCHAEFFLER KG. 2006. FAG Special Spherical Roller Bearings for Vibratory Machinery. 2006.

SKF. 2015. SKF bearing housings and roller bearing units. [En línea] Febrero de 2015. www.skf.com.

UMA [Universidad de Málaga]. Sin fecha. Minerología: Divulgación Científica de la Universidad de Málaga. *UMA Divulga*. [En línea] Sin fecha.

VALDERRAMA, Santiago. 2013. *Pasos para elaborar proyectos de investigación científica*. Lima : Editorial San Marcos E.I.R.L., 2013.

VERA, José y HIDALGO, Gustavo. 2019. Efecto de diferentes niveles de suministro de carbonato de calcio sobre el peso y grosor de la cáscara del huevo. *RECIA*. 10 de Julio de 2019, Vol. 11, 2.

VSMA [Vibration Screen Manufacturers Association]. 1998. *Vibration Screen Handbook*. Milwaukee : s.n., 1998.

WANG, Yuanchen, y otros. 2023. *Dynamic characteristics analysis of a circular vibrating screen*. s.l. : Vibroengineering Procedia, 2023. págs. 22-28.

YANG, Xiadong, y otros. 2019. *Dynamic Modeling and Parameters Optimization of Large Vibrating Screen with Full Degree of Freedom*. s.l. : Davood Younesian, 2019.

YOUNG, Warren y BUDYNAS, Richard. 2002. *Roark's Formulas for Stress and Strain*. s.l. : Mc Graw-Hill, 2002.

YUE-MIN, Zhao, y otros. 2009. *Dynamic design theory and application of large vibrating screen*. China University of Mining & Technology. Yangquan :
Procedia Earth and Planetary Science 1, 2009. págs. 776-784, Artículo de investigación.

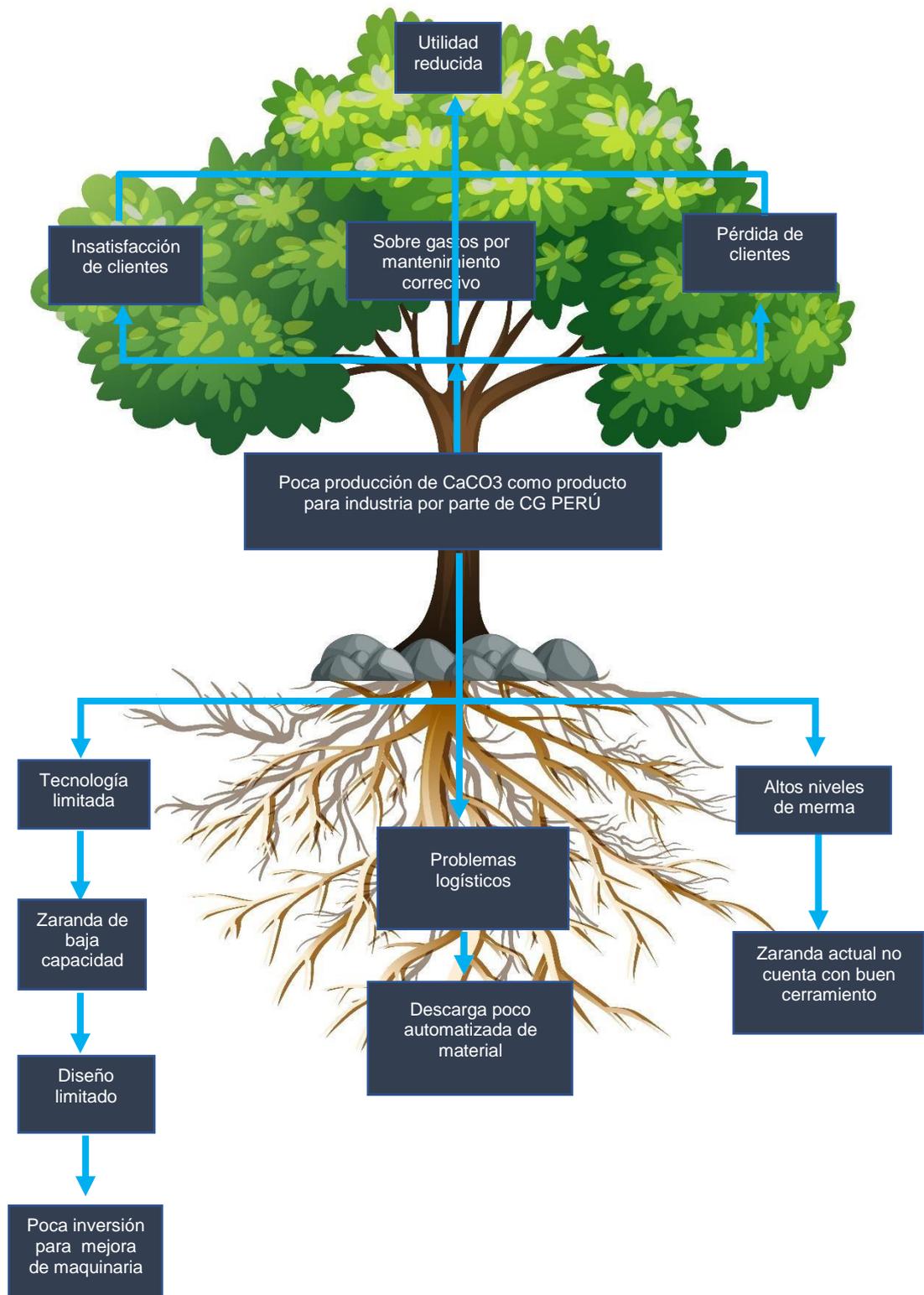
ZHAO, Y. M., y otros. 2009. *Dynamic design theory and application of large vibrating screen*. s.l. : Procedia Earth and Planetary Science, 2009. págs. 776-784.

ANEXOS

ANEXO 1: Matriz de consistencia

FORMULACION DEL PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA
<p>Problema general: ¿Cómo diseñar una zaranda vibratoria que permita soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima?</p> <p>Problemas específicos: - ¿Cómo seleccionar la alternativa de solución óptima mediante el método VDI 2221? - ¿Cómo determinar el dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria? - ¿Cómo calcular los componentes mecánico-eléctricos de la zaranda vibratoria? - ¿Cómo analizar dinámicamente la zaranda vibratoria?</p>	<p>Objetivo general: Diseñar una zaranda vibratoria que permita soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima</p> <p>Objetivos específicos: - Seleccionar la alternativa de solución para el diseño de la zaranda vibratoria. - Determinar el dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria. - Calcular las partes mecánico-eléctricas de la zaranda vibratoria. - Analizar dinámicamente el diseño final de la zaranda vibratoria.</p>	<p>Hipótesis general: Si se diseñara la zaranda vibratoria permitirá soportar los esfuerzos alternantes para un tamizado de 30 STPH de carbonato de calcio en la empresa Compañía General Perú S.A.C., Punta Hermosa-Lima</p> <p>Hipótesis específicas: - La alternativa de solución óptima, obtenida mediante el método VDI 2221, permite determinar los componentes de la zaranda y su configuración. - El dimensionamiento preliminar de la zaranda vibratoria permite seleccionar de manera preliminar los elementos estructurales para analizar posteriormente. - El cálculo de las partes mecánico-eléctricas de la zaranda vibratoria permite obtener el diseño final para evaluar dinámicamente. - El análisis dinámico del diseño final de la zaranda vibratoria, permite verificar que la zaranda vibratoria no se encontrará en resonancia durante su operación.</p>	<p>VARIABLE INDEPENDIENTE Diseño de zaranda vibratoria para tamización de 30 ton/hora de Carbonato de Calcio</p>	<p>Selección de alternativa de solución</p> <hr/> <p>Dimensionamiento preliminar</p> <hr/> <p>Cálculo mecánico-eléctrico</p> <hr/> <p>Análisis dinámico computacional</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Evaluación técnica. • Evaluación económica. <ul style="list-style-type: none"> • Análisis granulométrico prueba. • Áreas de tamizado requeridas. • Dimensionado de estructura vibrante. • Dimensionado de estructura estática. <ul style="list-style-type: none"> • Diseño de la masa desbalanceada. • Cálculo para la selección del motor. • Selección de poleas. • Diseño de ejes de transmisión. • Selección de cojinetes. • Diseño de las chavetas. • Diseño de la viga puente. • Diseño de las placas laterales. • Selección de aislador elástico. • Diseño de bastidor inmóvil. • Diseño de bandeja de alim. <ul style="list-style-type: none"> • Cálculo de soldadura • Cálculo de conexiones empernadas. <ul style="list-style-type: none"> • Análisis modal computacional. <ul style="list-style-type: none"> • Análisis armónico computacional. • Obtención de planos de fabricación. 	<p>Tipo de Investigación: Aplicada</p> <p>Método: Analítico sintético</p> <p>Diseño: No experimental.</p> <p>Enfoque: Cuantitativo</p> <p>Nivel: Nivel descriptivo</p> <p>Población y muestra: Zaranda vibratoria para el tamizado de carbonato de calcio de 30 ton/hora en Compañía General Perú S.A.</p> <p>Técnica de recolección de datos: Documental y empírica</p>

ANEXO 2: Árbol de problemas



ANEXO 3: Tabla de velocidad angular de vibración

Tipo de proceso	Peso específico	Tamaño	Metodo de vibración		Vibraciones							Acelerac. en la línea de fuerza a
			Rotac.	Unidirec.	600 (50Hz)	750 (50Hz)	1000 (50Hz)	1500 (50Hz)	3000 (50Hz)	6000 (50Hz)	9000 (50Hz)	
					720 (60Hz)	900 (60Hz)	1200 (60Hz)	1800 (60Hz)	3600 (60Hz)	-	-	nxg
Transporte	A	F		•				•	•			4÷9
Separación		M		•			•	•				4÷6
Cribado		G		•		•	•					3.5÷4.5
Orientación	B	F		•				•				5÷7
Clasificación		M		•			•					4÷5.5
Calibración		G		•		•	•					3.5÷5.5
Extracción	A/B	F	•					•	•			2÷3
Allimentación		M	•						•			Nota (1)
Limpeza filtros		G	•					•	•			
Aflojamiento y vaciado del material en silos, tolvas, etc.	A/B	F	•						•			
	A/B	M	•						•			
	A/B	G	•					•	•			
Lechos fluidos				•		•	•					2÷4
Separadores (ej en la molienda)				•	•	•						2÷4
Fondos vibrantes		F	•							•		0.7÷2
		M	•					•	•			
		G	•					•				
		F	•					•				
		M	•					•				
		G	•					•				
Compactación		F	•	•				•	•	•		2÷6
		M	•	•				•	•	•		
		G	•	•				•	•	•		
Compactación hormigón	-	-	•	•					•	•	•	1÷2
Bancos para test (envejecimiento acelerado)	-	-	•	•	•	•	•	•	•	•	•	0.5÷24

Leyenda: Peso específico A = elevado B = reducido
Tamaño F = fino G = grueso M = mediano

ANEXO 4: Inspección visual de fallas





ANEXO 5: Motor eléctrico SIMIOTICS GP/SD 1LE1

SIMIOTICS GP/SD 1LE1 – APAC Line standard motors Motors with IE2 High Efficiency



Self-ventilated or forced-air cooled motors - Aluminum series 1LE1041

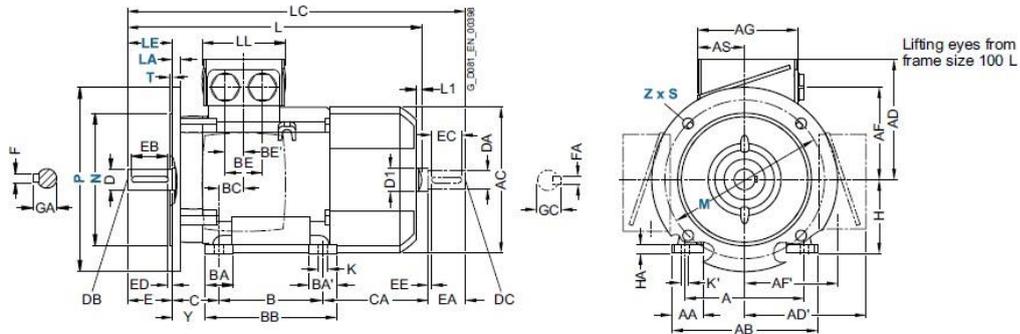
Selection and ordering data (continued)

Operating values at rated power														Aluminum series 1LE1041		mIM B3 J			
P_{rated} 60 Hz/ P50	P_{rated} 60 Hz/ P60	Frame size	n_{rated} 60 Hz	T_{rated} 60 Hz	η_{rated} 60 Hz, 4/4	η_{rated} 60 Hz, 3/4	η_{rated} 60 Hz, 2/4	$\cos\phi_{rated}$ 60 Hz, 4/4	I_{rated} 60 Hz, 460 V	$T_{LR}/$ I_{rated} 60 Hz	$I_{R}/$ I_{rated} 60 Hz	$T_P/$ I_{rated} 60 Hz	L_{pIA} 60 Hz	L_{WA} 60 Hz	Article No.				
kW	kW	FS	rpm	Nm	%	%	%		A										
<ul style="list-style-type: none"> Cooling: Self-ventilated (IC 411) or with order code F90 forced-air cooled without external fan and fan cover (IC 418) Efficiency according to IEC 60034-30-1: IE2 High Efficiency Insulation: Thermal class 155 (temperature class F), IP55 degree of protection, utilization in accordance with thermal class 130 (temperature class B) 																			
6-pole: 1000 rpm at 50 Hz, 1200 rpm at 60 Hz																			
0.75	0.86	90 S	1145	6.3	73	72.7	69.7	0.65	1.98	2.2	4.5	3	46	58	1LE1041-0EC0	13	0.003		
1.5	1.75	100 L	1175	12	86.5	86.3	84.2	0.69	3.15	2.2	6.4	3.2	62	74	1LE1041-1AC4	25	0.011		
2.2	2.55	112 M	1170	18	87.5	87.6	86	0.73	4.3	2.1	6.3	3.2	65	77	1LE1041-1BC2	29	0.014		
4	4.55	132 M	1180	30	87.5	87.5	85.7	0.71	7.5	1.9	6.2	3	67	79	1LE1041-1CC2	43	0.029		
5.5	6.3	132 M	1175	45	89.5	89.9	88.9	0.73	10.6	2.1	6.5	2.9	67	79	1LE1041-1CC3	52	0.037		
7.5	8.6	160 M	1180	61	89.5	89.6	88.4	0.73	14.4	2.1	5.4	2.5	70	82	1LE1041-1DC2	77	0.075		
11	12.6	160 L	1180	89	90.2	90.5	89.5	0.74	20.5	2.2	5.5	2.5	70	82	1LE1041-1DC4	93	0.098		
Volts (≤ 600 V)														Version		Order code			
50 Hz 230 V Δ /400 VY			60 Hz 460 VY			Standard		2		2		-		-					
50 Hz 400 V Δ			60 Hz 460 V Δ			Standard		3		4		-		-					
50 Hz 500 VY						Without additional charge		2		7		-		-					
50 Hz 500 V Δ						Without additional charge		4		0		-		-					
For other voltages and more information, see from page 2/89														9		0		...	
Types of construction														Version		Order code			
With flange			IM B5 ¹⁾			With additional charge		F		-		-		-					
With flange			IM B14 ¹⁾			With additional charge		K		-		-		-					
For other types of construction and more information, see from page 2/95																
Motor protection														Version		Order code			
Without						Standard		A		-		-		-					
PTC thermistor with 1 or 3 temperature sensors (frame sizes 90 or 100 to 200)						With additional charge		B		-		-		-					
For other motor protection and more information, see from page 2/107																
Terminal box position														Version		Order code			
Terminal box at top						Standard		4		-		-		-					
For other terminal box positions and more information, see from page 2/110																
Special versions														Order code(s)					
Forced-air cooled motors w/o ext. fan/fan cover (IC 418)														1LE1041-... -Z F90+...+...+...					
For options, see from page 2/113														1LE1041-... -Z ...+...+...+...					

Dimensional drawings (continued)

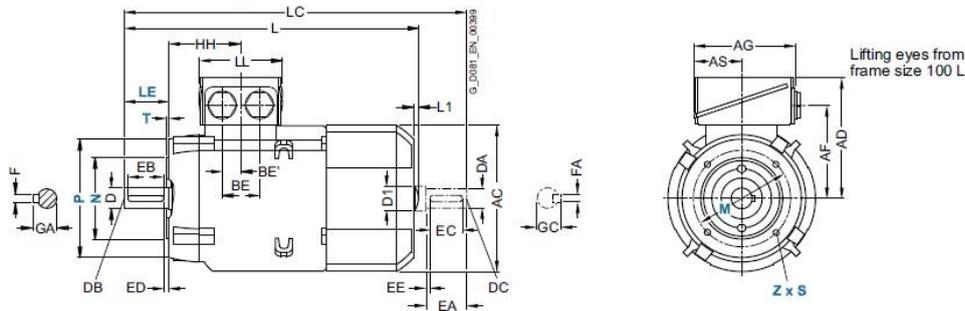
Type of construction IM B35

For flange dimensions, see page 1/46 (Z = the number of retaining holes)



Type of construction IM B14

For flange dimensions, see page 1/46 (Z = the number of retaining holes)



For motor Frame size	Motor type	No. of poles	Dimension designation acc. to IEC				DE shaft extension				NDE shaft extension																
			HH	K	K'	L ¹⁾	L1	D1	LC	LL	D	DB	E	EB	ED	F	GA	DA	DC	EA	EC	EE	FA	GC			
63 M	1LE100, 1LE101, 1LE1021	2, 4, 6	69.5	7	10	202.5 ⁴⁾	-	-	232 ⁴⁾	75	11	M4	23	16	3.5	4	12.5	11	M4	23	16	3.5	4	12.5			
	1LE1002-0B.3																								2, 4	228.5	258
	1LE1001-0B.3																										
	1LE1002-0B.6																										
71 M	1LE1001, 1LE1002	2, 4, 6, 8	63.5	7	10	240	-	-	278	75	14	M5	30	22	4	5	16	14	M5	30	22	4	5	16			
80 M	1LE1001	2, 4, 6	73	9.5	13.5	292	-	-	342.5	79	19	M6	40	32	4	6	21.5	19	M6	40	32	4	6	21.5			
90 S	1LE1041	2, 4, 6	78.5	10	14	347	-	-	405	79	24	M8	50	40	5	8	27	19	M6	40	32	4	6	21.5			
90 L																											
100 L	All	2, 4, 6, 8	96.5	12	16	395.5	7	32	454	112	28	M10	60	50	5	8	31	24	M8	50	40	5	8	27			
112 M	All	2, 4, 6, 8	96	12	16	389 414	7	32	450 475	112	28	M10	60	50	5	8	31	24	M8	50	40	5	8	27			
																									132 S		
132 M	All	2, 4, 6, 8	115.5	12	16	465	8.5	39	535.5	130	38	M12	80	70	5	10	41	28	M10	60	50	5	8	31			
160 M	All	2, 4, 6, 8	155	15	19	604	10	45	730	145	42	M16	110	90	10	12	45	42	M16	110	90	10	12	45			
160 L	All	2, 4, 6, 8	155	15	19	604 ⁴⁾	10	45	730 ³⁾	145	42	M16	110	90	10	12	45	42	M16	110	90	10	12	45			
180 M	All	2, 4, 6, 8	151	14.5	19	698	-	-	814	145	48	M16	110	100	5	14	52	48	M16	110	100	5	14	52			
180 L	All	2, 4, 6, 8	151	14.5	19	698	-	-	814	145	48	M16	110	100	5	14	52	48	M16	110	100	5	14	52			
200 L	All	2, 4, 6, 8	178	18.5	25	746	-	-	860	185	55	M20	110	100	5	16	59	55	M20	110	100	5	16	59			

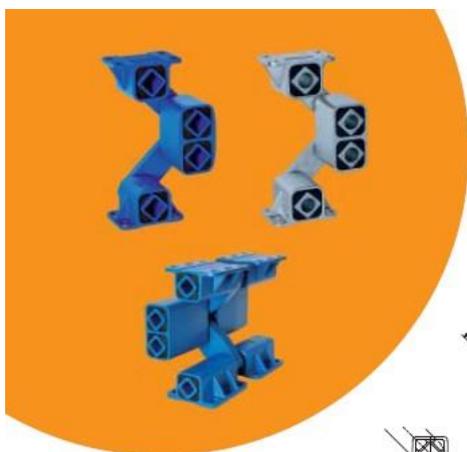
¹⁾ The length is specified as far as the tip of the fan cover.

²⁾ Only for pole-changing types 1LE1011-1DP6 and 1LE1012-1DQ6 the dimension L is 664 mm.

³⁾ Only for pole-changing types 1LE1011-1DP6 and 1LE1012-1DQ6 the dimension LC is 790 mm.

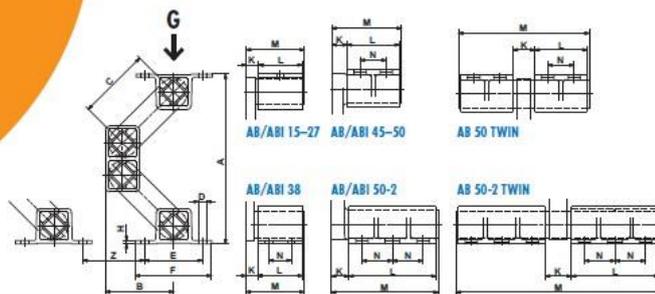
⁴⁾ For 1LE1002-0B.3 with the type of construction code letters (14th position of the article number) **F, G, H** (IM B5, IM V1 without protective cover, IM V3) is dimension L 228.5 mm. Dimension LC is 258 mm.

ANEXO 6: Aisladores ROSTA



Suspensiones Oscilantes

Tipo AB (azul estándar)
Tipo ABI (acero inoxidable)



Elementos Oscilantes

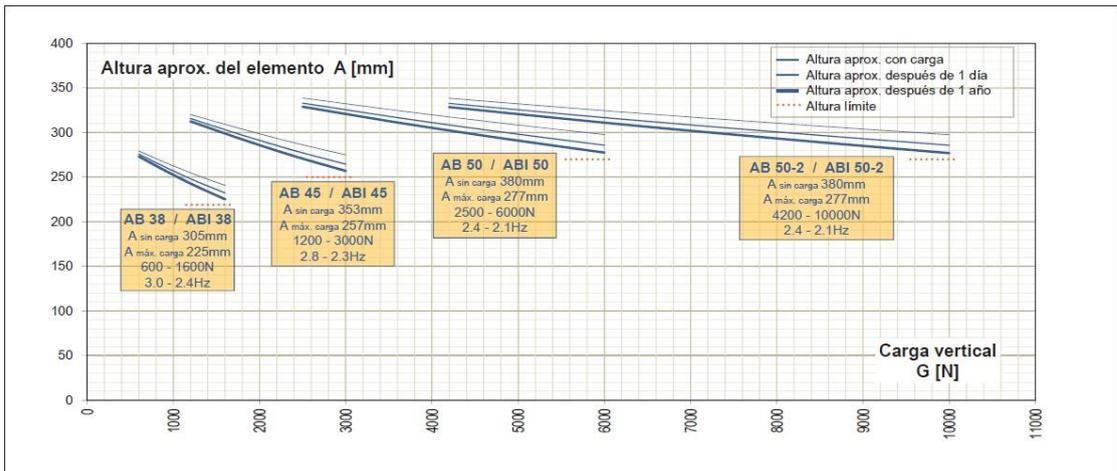
Art. Nº	Tipo	Carga G _{mín.} - G _{máx.} [N]	A sin carga	A* máx. carga	B sin carga	B* máx. carga	C	D	E	F	H	K	L	M	N	Peso [kg]
07 051 056	AB 15	50 - 160	168	114	70	88	80	$\frac{\varnothing 7}{7 \times 10}$	50	65	3	10	40	52	-	0.5
07 171 107	ABI 15	70 - 180														0.9
07 051 057	AB 18	120 - 350	208	146	88	109	100	$\frac{\varnothing 9}{9 \times 15}$	60	80	3.5	14	50	67	-	1.2
07 171 114	ABI 18															1.7
07 051 058	AB 27	250 - 800	235	170	94	116	100	$\frac{\varnothing 11}{11 \times 20}$	80	105	4.5	17	60	80	-	2.2
07 171 109	ABI 27															3.3
07 051 059	AB 38	600 - 1600	305	225	120	147	125	$\frac{\varnothing 13}{13 \times 20}$	100	125	6	21	80	104	40	5.1
07 171 110	ABI 38															7.6
07 051 054	AB 45	1200 - 3000	353	257	141	172	140	13x26	115	145	8	28	100	132	58	11.5
07 171 111	ABI 45				137	168										13.5
07 051 061	AB 50	2500 - 6000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	35	120	160	60	19.1
07 171 112	ABI 50															21.9
07 051 055	AB 50-2	4200 - 10000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	40	200	245	70	32.2
07 171 113	ABI 50-2															35.4
07 051 008	AB 50 TWIN	5000 - 12000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	50	120	300	60	35.0
07 051 009	AB 50-2 TWIN	8400 - 20000	380	277	150	184	150	17x27	130	170	12	60	200	470	70	54.0

Art. Nº	Tipo	Frecuencia natural G _{mín.} - G _{máx.} [Hz]	Z	Valor de muelle dinámico		Límites de capacidad según rpm						Aleación ligera	Construcción con acero solidado	Fundición de acero	ROSTA (acero azul)	Acero inoxidable
				cd vertical [N/mm]	cd horizontal [N/mm]	720 min ⁻¹ sw máx. [mm]	K máx. [-]	960 min ⁻¹ sw máx. [mm]	K máx. [-]	1440 min ⁻¹ sw máx. [mm]	K máx. [-]					
07 051 056	AB 15	4.0 - 2.8	65	10	6	14	4.1	12	6.2	8	9.3	x	x			
07 171 107	ABI 15															
07 051 057	AB 18	3.7 - 2.6	80	20	14	17	4.9	15	7.7	8	9.3	x	x			
07 171 114	ABI 18															
07 051 058	AB 27	3.7 - 2.7	80	40	25	17	4.9	14	7.2	8	9.3	x	x			
07 171 109	ABI 27															
07 051 059	AB 38	3.0 - 2.4	100	60	30	20	5.8	17	8.8	8	9.3	x	x			
07 171 110	ABI 38															
07 051 054	AB 45	2.8 - 2.3	115	100	50	21	6.1	18	9.3	8	9.3	x	x	x	x	
07 171 111	ABI 45															
07 051 061	AB 50	2.4 - 2.1	140	190	85	22	6.4	18	9.3	8	9.3			x	x	
07 171 112	ABI 50															
07 051 055	AB 50-2	2.4 - 2.1	140	320	140	22	6.4	18	9.3	8	9.3			x	x	
07 171 113	ABI 50-2															
07 051 008	AB 50 TWIN	2.4 - 2.1	140	380	170	22	6.4	18	9.3	8	9.3	x	x	x	x	
07 051 009	AB 50-2 TWIN															



www.rosta.com

* Compresión a G_{máx.} y una vez compensado el «Cold Flow» (después de 1 año aprox.)



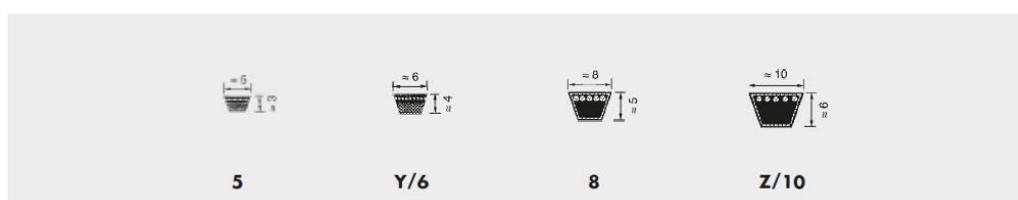
ANEXO 7: Poleas trapezoidales y fajas de la marca OPTIBELT

Manual técnico para correas trapezoidales

Surtido estándar

optibelt *VB* Correas trapezoidales clásicas

DIN 2215/ISO 4184



Perfil 5*		Perfil Y/6*		Perfil 8		Perfil Z/10								
Desarrollo de referencia ISO L ₁ (mm)	Desarrollo de referencia interior L ₂ (mm)	Desarrollo de referencia ISO L ₁ (mm)	Desarrollo de referencia interior L ₂ (mm)	Desarrollo de referencia ISO L ₁ (mm)	Desarrollo de referencia interior L ₂ (mm)	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L ₁ (mm)	Desarrollo de referencia interior L ₂ (mm)	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L ₁ (mm)	Desarrollo de referencia interior L ₂ (mm)	N° correa	Desarrollo de referencia ISO L ₁ (mm)	Desarrollo de referencia interior L ₂ (mm)
200	190	295	280	335*	315*	Z 11	312*	290*	Z 38 1/2	997	975	Z 68	1747	1725
239	229	315	300	375*	355*	Z 12 1/2	337*	315*	Z 39	1022	1000	Z 69	1772	1750
270	260	350	335	420*	400*	Z 14	397*	375*	Z 40	1038	1016	Z 70	1797	1775
290	280	415	400	445*	425*	Z 15	422*	400*	Z 40 1/2	1052	1030	Z 71	1822	1800
310	300	440	425	470*	450*	Z 16	447*	425*	Z 41	1063	1041	Z 73	1872	1850
325	315	465	450	495*	475*	Z 17	472*	450*	Z 41 1/2	1072	1050	Z 75	1922	1900
332	322	515	500	510*	490*	Z 18	497*	475*	Z 42	1082	1060	Z 78	1997	1975
345	335	555	540	550*	530*	Z 19	502*	480*	Z 43	1102	1080	Z 79	2022	2000
385	375	615	600	580*	560*	Z 19 3/4	522*	500*	Z 43 1/4	1122	1100	Z 83 1/2	2142	2120
435	425	865	850	595*	575*	Z 20	537*	515*	Z 44	1142	1120	Z 88	2262	2240
485	475			620*	600*	Z 20 1/2	547*	525*	Z 45	1172	1150	Z 93	2382	2360
510	500			650*	630*	Z 21	552*	530*	Z 46	1187	1165	Z 98	2522	2500
540	530			690*	670*	Z 21 1/4	562*	540*	Z 46 1/2	1202	1180			
564	554			720*	700*	Z 22	582*	560*	Z 47	1216	1194			
610	600			730*	710*	Z 23	597*	575*	Z 48	1237	1215			
				770*	750*	Z 24	622	600	Z 48 1/2	1247	1225			
				795*	775*	Z 25	652	630	Z 49	1272	1250			
				820*	800*	Z 26	672	650	Z 50	1292	1270			
				845*	825*	Z 27	692	670	Z 51	1317	1295			
				870	850	Z 27 1/2	722	700	Z 52	1342	1320			
				895	875	Z 28	732	710	Z 53	1368	1346			
				920	900	Z 28 1/2	747	725	Z 54	1393	1371			
				970	950	Z 29	752	730	Z 55	1422	1400			
				1020	1000	Z 29 1/2	772	750	Z 56	1444	1422			
				1040	1020	Z 30	787	765	Z 57	1472	1450			
				1070	1050	Z 31	797	775	Z 58	1497	1475			
				1095	1075	Z 31 1/2	822	800	Z 59	1522	1500			
				1140	1120	Z 32	842	820	Z 60	1546	1524			
				1220	1200	Z 33	847	825	Z 61	1572	1550			
				1270	1250	Z 33 1/2	872	850	Z 62	1597	1575			
						Z 34	887	865	Z 63	1622	1600			
						Z 35	897	875	Z 64	1648	1626			
						Z 36	922	900	Z 65	1673	1651			
						Z 37	947	925	Z 66	1697	1675			
						Z 38	972	950	Z 67	1722	1700			

Surtido estándar metal

optibelt Poleas acanaladas trapeciales

DIN 2211 para correas trapeciales estrechas y

DIN 2217 para correas trapeciales clásicas



Correas trapeciales Perfil	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Datum diámetro d_d		Tolerancia de concen-tricidad y planitud
	DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	min.	máx.	
Correas trapeciales estrechas Perfil	DIN 7753 parte I e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-			
Diámetro de referencia d_d	20,0												20,0	20,4	0,2
	22,0												22,0	22,4	
	25,0												25,0	25,4	
	28,0	28,0											28,0	28,4	
	31,5	31,5											31,5	32,0	
	35,5	35,5											35,5	36,1	
	40,0	40,0	40		40								40,0	40,6	
	45,0	45,0	45		45								45,0	45,7	
	50,0	50,0	50		50								50,0	50,8	
	56,0	56,0	56		56								56,0	56,9	
	63,0	63,0	63		63								63,0	64,0	
					67								67,0	68,0	
	71,0	71,0	71		71								71,0	72,1	
	80,0	80,0	80		75								75,0	76,1	
					80								80,0	81,3	
					85								85,0	86,3	
					90								90,0	91,4	
					95								95,0	96,4	
					100								100,0	101,6	
					106								106,0	107,6	
		112,0	112		112								112,0	113,8	
		125,0	125		118								118,0	119,9	
					125								125,0	127,0	
					132								132,0	134,1	
				140								140,0	142,2		
				150					140*			150,0	152,4		
				160				160	150*			160,0	162,6		
									160*						
		180		170								170,0	172,7		
				180								180,0	182,9		
				190								190,0	193,0		
				200								200,0	203,2		
				212								212,0	215,4		
				224								224,0	227,6		
												225,0	228,6		
												236,0	239,8		
				250						250		250,0	254,0		
												265,0	269,0		
				280								280,0	284,5		
				300								300,0	304,8		
				315								315,0	320,0		
												335,0	340,0		
				355						355		355,0	360,7		
												375,0	380,7		
				400						400		400,0	406,4		
												425,0	431,4		
				450								450,0	457,2		
												475,0	482,2		
				500								500,0	508,0		
				560								560,0	569,0		
				630								630,0	640,1		
				710								710,0	721,4		
												800,0	812,8		
												900,0	914,4		
												1000,0	1016,0		
												1120,0	1137,9		
												1250,0	1270,0		
												1400,0	1422,4		
												1600,0	1625,6		
												1800,0	1828,8		
												2000,0	2032,0		

Tabla 18

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c_2 para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsores (transportadoras helicoidales, de placas, de cangilones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Tabla 17

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

Tabla 19

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	c ₃						
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97
1500	0,99	1900	0,95	3000	0,97	4750	0,98
1600	1,00	2000	0,96	3150	0,98	5000	0,98
1700	1,01	2120	0,97	3350	0,99	5300	0,99
1800	1,02	2240	0,98	3550	1,00	5600	1,00
1900	1,03	2360	0,99	3750	1,01	6000	1,01
2000	1,04	2500	1,00	4000	1,02	6300	1,02
2120	1,05	2650	1,01	4250	1,03	6700	1,03
2240	1,06	2800	1,02	4500	1,04	7100	1,04
2360	1,07	3000	1,03	4700	1,04	7500	1,04
2500	1,08	3150	1,04	5000	1,05	8000	1,05
2650	1,09	3350	1,05	5300	1,06	8500	1,06
2800	1,10	3550	1,06	5600	1,07	9000	1,07
3000	1,11	3750	1,07	6000	1,08	9500	1,08
3150	1,12	4000	1,08	6300	1,09	10000	1,09
3350	1,13	4250	1,09	6700	1,10	10600	1,09
3550	1,15	4500	1,10	7100	1,11	11200	1,10
3750	1,16	4750	1,11	7500	1,12	11800	1,11
4000	1,17	5000	1,12	8000	1,13	12500	1,12
4250	1,18	5300	1,13	8500	1,14	13200	1,13
4500	1,19	5600	1,14	9000	1,15	14000	1,14
		6000	1,15	9500	1,16	15000	1,15
				10000	1,17		

Diagrama 2: Correas trapeziales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753 parte 1

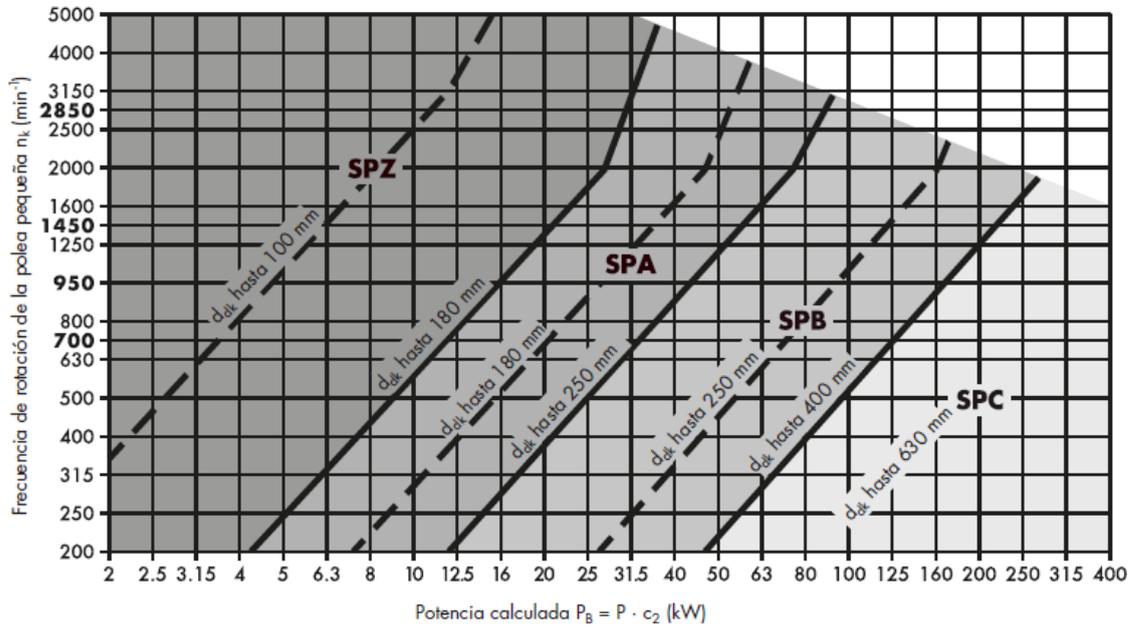
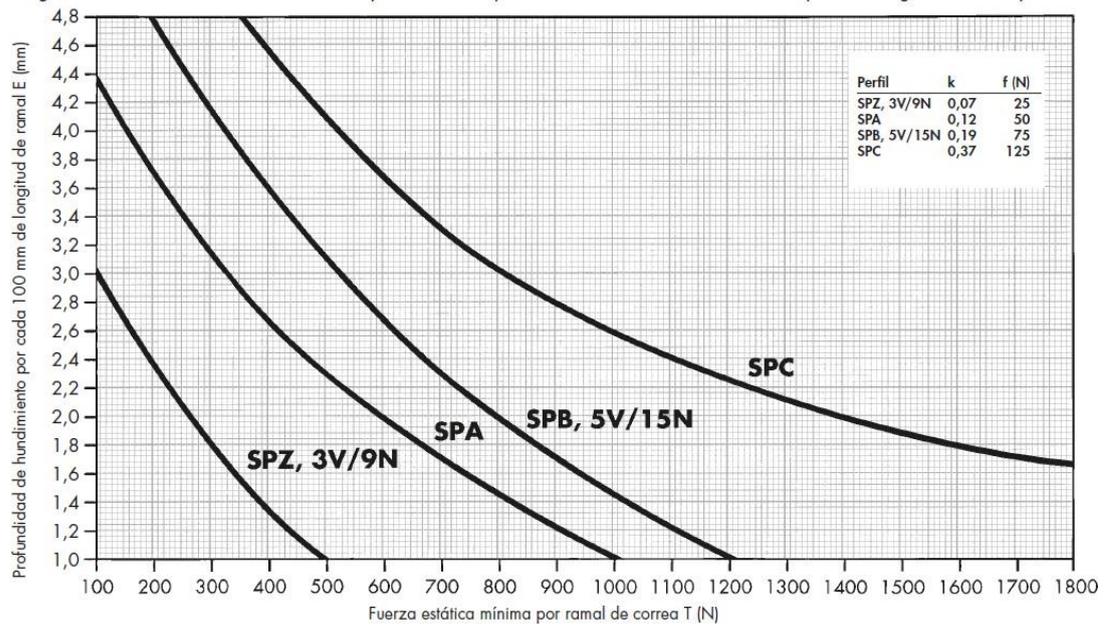


Tabla 29

Poleas v (m/s)	n_k (min^{-1})	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_k (mm)																Incremento por multiplicación (kW) por correa para		
		140	150	160	180	190	200	212	224	236	250	280	315	355	375	400	1.01 hasta 1.05	1.06 hasta 1.26	1.27 > 1.57 hasta 1.57	
Equilibradas estáticamente	700	3.46	4.04	4.62	5.77	6.34	6.91	7.59	8.26	8.92	9.70	11.33	13.21	15.30	16.33	17.59	0.05	0.33	0.47	0.58
	950	4.42	5.19	5.95	7.46	8.20	8.94	9.82	10.69	11.56	12.56	14.66	17.04	19.67	20.94	22.50	0.07	0.45	0.64	0.78
	1450	6.09	7.20	8.29	10.44	11.49	12.53	13.76	14.96	16.15	17.50	20.30	23.36	26.59	28.08	29.83	0.11	0.69	0.97	1.20
	2850	9.07	10.83	12.53	15.71	17.18	18.57	20.13	21.57	22.87	24.21	26.40	27.68				0.21	1.35	1.92	2.35
	100	0.66	0.76	0.85	1.04	1.14	1.23	1.35	1.46	1.57	1.70	1.98	2.30	2.66	2.84	3.07	0.01	0.05	0.07	0.08
	200	1.21	1.39	1.57	1.94	2.12	2.30	2.51	2.73	2.94	3.19	3.72	4.33	5.02	5.36	5.79	0.01	0.09	0.13	0.16
	300	1.71	1.97	2.24	2.77	3.03	3.29	3.61	3.92	4.23	4.59	5.36	6.24	7.25	7.74	8.36	0.02	0.14	0.20	0.25
	400	2.17	2.52	2.87	3.56	3.91	4.25	4.66	5.06	5.47	5.94	6.93	8.08	9.38	10.03	10.82	0.03	0.19	0.27	0.33
	500	2.62	3.05	3.48	4.32	4.75	5.16	5.66	6.16	6.66	7.23	8.45	9.85	11.43	12.22	13.18	0.04	0.24	0.34	0.41
	600	3.05	3.55	4.06	5.06	5.56	6.05	6.64	7.23	7.81	8.48	9.92	11.56	13.41	14.32	15.44	0.04	0.28	0.40	0.49
	700	3.46	4.04	4.62	5.77	6.34	6.91	7.59	8.26	8.92	9.70	11.33	13.21	15.30	16.33	17.59	0.05	0.33	0.47	0.58
	800	3.85	4.51	5.17	6.46	7.10	7.74	8.50	9.26	10.00	10.87	12.70	14.79	17.11	18.25	19.64	0.06	0.38	0.54	0.66
	900	4.23	4.96	5.69	7.13	7.84	8.55	9.39	10.22	11.05	12.00	14.02	16.30	18.84	20.07	21.57	0.07	0.43	0.61	0.74
	1000	4.60	5.40	6.20	7.78	8.56	9.33	10.25	11.16	12.06	13.10	15.28	17.75	20.47	21.79	23.39	0.07	0.47	0.67	0.82
	1100	4.95	5.83	6.69	8.41	9.25	10.09	11.08	12.06	13.03	14.15	16.50	19.13	22.01	23.40	25.07	0.08	0.52	0.74	0.91
	1200	5.29	6.24	7.17	9.01	9.92	10.82	11.88	12.93	13.97	15.16	17.65	20.44	23.46	24.89	26.62	0.09	0.57	0.81	0.99
	1300	5.62	6.63	7.63	9.60	10.57	11.52	12.65	13.77	14.87	16.13	18.76	21.67	24.79	26.26	28.02	0.10	0.62	0.87	1.07
	1400	5.94	7.01	8.08	10.16	11.19	12.20	13.40	14.57	15.73	17.06	19.80	22.82	26.02	27.51	29.27	0.10	0.66	0.94	1.15
	1500	6.24	7.38	8.51	10.71	11.79	12.85	14.11	15.34	16.55	17.93	20.78	23.88	27.12	28.62	30.35	0.11	0.71	1.01	1.24
	1600	6.54	7.73	8.92	11.23	12.36	13.48	14.79	16.07	17.33	18.76	21.69	24.86	28.11	29.58	31.26	0.12	0.76	1.08	1.32
1700	6.82	8.07	9.31	11.73	12.91	14.07	15.44	16.77	18.07	19.54	22.54	25.74	28.96	30.39	31.99	0.12	0.81	1.14	1.40	
1800	7.08	8.40	9.69	12.21	13.44	14.64	16.05	17.42	18.76	20.27	23.31	26.52	29.68	31.04	32.53	0.13	0.85	1.21	1.48	
1900	7.34	8.71	10.05	12.67	13.93	15.18	16.63	18.04	19.40	20.94	24.02	27.20	30.25	31.53	32.86	0.14	0.90	1.28	1.57	
2000	7.58	9.00	10.39	13.10	14.41	15.68	17.17	18.61	20.00	21.56	24.64	27.77	30.68	31.84	32.99	0.15	0.95	1.34	1.65	
2100	7.81	9.28	10.72	13.51	14.85	16.15	17.67	19.14	20.55	22.11	25.19	28.24	30.94	31.96	32.89	0.15	0.99	1.41	1.73	
2200	8.02	9.54	11.03	13.89	15.26	16.59	18.14	19.62	21.04	22.61	25.65	28.58	31.05	31.90	32.57	0.16	1.04	1.48	1.81	
2300	8.22	9.79	11.31	14.24	15.64	17.00	18.57	20.06	21.48	23.05	26.03	28.81	30.98	31.63		0.17	1.09	1.55	1.90	
2400	8.41	10.02	11.58	14.57	16.00	17.37	18.95	20.45	21.87	23.41	26.31	28.91	30.74	31.16		0.18	1.14	1.61	1.98	
2500	8.58	10.23	11.83	14.88	16.32	17.70	19.29	20.79	22.20	23.72	26.50	28.88	30.31			0.18	1.18	1.68	2.06	
2600	8.74	10.42	12.06	15.15	16.61	18.00	19.59	21.08	22.47	23.95	26.60	28.71				0.19	1.23	1.75	2.14	
2700	8.88	10.60	12.26	15.39	16.86	18.26	19.84	21.31	22.67	24.11	26.60	28.41				0.20	1.28	1.82	2.23	
2800	9.01	10.76	12.45	15.61	17.08	18.48	20.05	21.50	22.82	24.19	26.49	27.96				0.21	1.33	1.88	2.31	
2900	9.12	10.90	12.61	15.79	17.27	18.66	20.20	21.62	22.90	24.20	26.28	27.36				0.21	1.37	1.95	2.39	
3000	9.22	11.02	12.75	15.95	17.42	18.79	20.31	21.69	22.91	24.13	25.96					0.22	1.42	2.02	2.47	
3100	9.30	11.12	12.86	16.07	17.53	18.88	20.37	21.70	22.85	23.98						0.23	1.47	2.08	2.56	
3200	9.36	11.21	12.96	16.16	17.60	18.93	20.38	21.64	22.72	23.74						0.23	1.52	2.15	2.64	
3300	9.41	11.27	13.02	16.21	17.63	18.93	20.33	21.53	22.52	23.42						0.24	1.56	2.22	2.72	
3400	9.44	11.31	13.07	16.23	17.63	18.89	20.22	21.35	22.25	23.01						0.25	1.61	2.29	2.80	
3500	9.45	11.33	13.08	16.22	17.58	18.80	20.06	21.10	21.90	22.51						0.26	1.66	2.35	2.89	
3600	9.45	11.33	13.08	16.17	17.49	18.66	19.84	20.78								0.26	1.71	2.42	2.97	
3700	9.42	11.30	13.04	16.08	17.36	18.47	19.57	20.40								0.27	1.75	2.49	3.05	
3800	9.38	11.25	12.98	15.95	17.18	18.22	19.23	19.94								0.28	1.80	2.55	3.13	
3900	9.31	11.18	12.89	15.78	16.95	17.93	18.83	19.41								0.29	1.85	2.62	3.21	
4000	9.23	11.09	12.77	15.58	16.68	17.58	18.36	18.81								0.29	1.89	2.69	3.30	
4100	9.13	10.97	12.62	15.33	16.36	17.17										0.30	1.94	2.76	3.38	
4200	9.01	10.82	12.44	15.04	16.00	16.71										0.31	1.99	2.82	3.46	
4300	8.86	10.65	12.23	14.71	15.58	16.19										0.32	2.04	2.89	3.54	
4400	8.70	10.46	11.99	14.33	15.11	15.62										0.32	2.08	2.96	3.63	
4500	8.51	10.24	11.72	13.92	14.60	14.98										0.33	2.13	3.03	3.71	
4600	8.30	9.99	11.42	13.45												0.34	2.18	3.09	3.79	
4700	8.07	9.72	11.08	12.94												0.34	2.23	3.16	3.87	
4800	7.82	9.41	10.72	12.38												0.35	2.27	3.23	3.96	
4900	7.54	9.08	10.31	11.78												0.36	2.32	3.29	4.04	
5000	7.24	8.72	9.87	11.13												0.37	2.37	3.36	4.12	
5100	6.92	8.33	9.40													0.37	2.42	3.43	4.20	
5200	6.57	7.91	8.89													0.38	2.46	3.50	4.29	
5300	6.19	7.46	8.34													0.39	2.51	3.56	4.37	
5400	5.79	6.98	7.76													0.40	2.56	3.63	4.45	
5500	5.37	6.47	7.14													0.40	2.61	3.70	4.53	

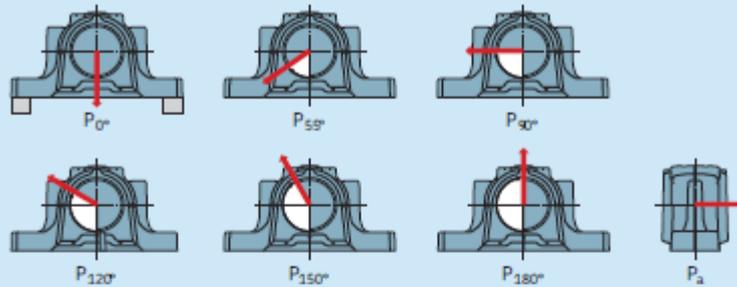
Diagrama 8: Curvas características de tensión para correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753 parte 1



ANEXO 8: Cojinetes SKF

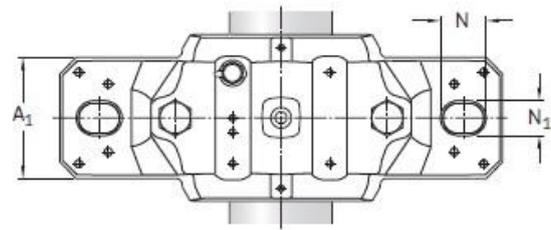
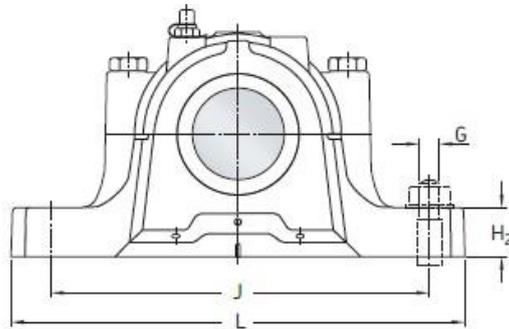
Table 9

Safe loads for SNL plummer block housings

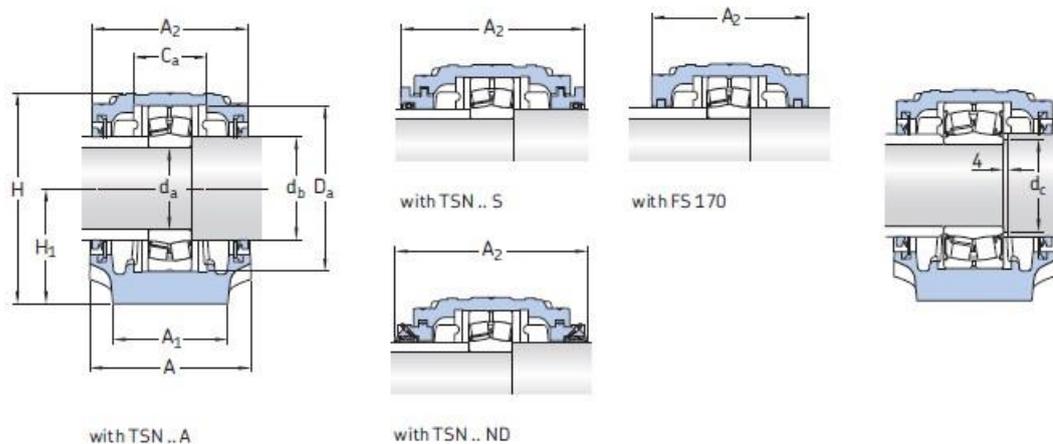


Housing Size		Safe loads for different load directions ¹⁾						
		P _{0°}	P _{55°}	P _{90°}	P _{120°}	P _{150°}	P _{180°}	P _a
-		kN/lbf						
SNL 205	SNL 505	20 4 500	31 6 975	19 4 275	14 3 150	12 2 700	16 3 600	10,4 2 340
SNL 206-305	SNL 506-605	26 5 850	34 7 650	20 4 500	16 3 600	13 2 925	17 3 825	11 2 475
SE 207	SE 507-606	28 6 300	38 8 550	23 5 175	17 3 825	16 3 600	19 4 275	12 2 700
SE 208-307	SE 508-607	30 6 750	43 9 675	26 5 850	19 4 275	17 3 825	22 4 950	14 3 150
SE 209	SE 509	32 7 200	46 10 350	28 6 300	20 4 500	18 4 050	23 5 175	15 3 375
SE 210	SE 510-608	34 7 650	53 11 925	31 6 975	24 5 400	22 4 950	26 5 850	17 3 825
(F)SE 211	(F)SE 511-609	38 8 550	55 12 375	34 7 650	25 5 625	23 5 175	28 6 300	18 4 050
(F)SE 212	(F)SE 512-610	42 9 450	60 13 500	36 8 100	26 5 850	24 5 400	30 6 750	20 4 500
(F)SE 213	(F)SE 513-611	54 12 150	68 15 300	41 9 225	30 6 750	26 5 850	34 7 650	22 4 950
(F)SE 215	(F)SE 515-612	58 13 050	82 18 450	50 11 250	37 8 325	32 7 200	41 9 225	27 6 075
(F)SNL 216	(F)SNL 516-613	70 15 750	86 19 350	52 11 700	38 8 550	35 7 875	43 9 675	28 6 300
(F)SNL 217	(F)SNL 517	74 16 650	96 21 600	58 13 050	41 9 225	38 8 550	48 10 800	31 6 975
(F)SNL 219	(F)SNL 518-615	86 19 350	110 24 750	68 15 300	50 11 250	43 9 675	55 12 375	36 8 100
	(F)SNL 519-616	90 20 250	116 26 100	70 15 750	52 11 700	46 10 350	58 13 050	38 8 550
	(F)SNL 520-617	94 21 150	124 27 900	74 16 650	56 12 600	50 11 250	62 13 950	40 9 000
	(F)SNL 522-619	120 27 000	136 30 600	82 18 450	62 13 950	55 12 375	68 15 300	44 9 900
	(F)SNL 524-6 20	160 36 000	158 35 550	94 21 150	70 15 750	64 14 400	80 18 000	52 11 700
	(F)SNL 526	180 40 500	180 40 500	108 24 300	82 18 450	72 16 200	90 20 250	59 13 275
	(F)SNL 528	200 45 000	210 47 250	126 28 350	94 21 150	86 19 350	106 23 850	69 15 525
	(F)SNL 530	220 49 500	240 54 000	146 32 850	108 24 300	96 21 600	120 27 000	78 17 550
	(F)SNL 532	260 58 500	290 65 250	172 38 700	128 28 800	114 25 650	144 32 400	94 21 150

¹⁾ The values are based on a safety factor of 5.



Shaft diameter				Dimensions												Mass Housing
d_a	d_b	$d_c^{(1)}$ min	$d_c^{(1)}$ max	A	A_1	C_a	D_a	H	H_1	H_2	J	L	N	N_1	G	kg
mm				mm												kg
55	65			95	70	44	100	129	70	28	210	255	24	18	16	5,85
		64	64													
	65			95	70	44	100	129	70	28	210	255	24	18	16	5,45
		64	64													
	65	-	-	110	80	51	120	150	80	30	230	275	24	18	16	7,90
60	70			105	70	48	110	134	70	30	210	255	24	18	16	5,80
		69	69													
	70			105	70	48	110	134	70	30	210	255	24	18	16	6,15
		69	69													
	70	-	-	115	80	56	130	156	80	30	230	280	24	18	16	8,55



Shaft diameter d_a	Housing	Appropriate parts Bearing ¹⁾	Locating ring ²⁾	Seals	End cover	Width incl. seals A_2
mm	-	-	-	-	-	mm
55	SE 211	1211 ETN9	FRB 11.5/100	TSN 211 A	ASNH 513-611	95
		2211 ETN9	FRB 9.5/100	TSN 211 S		107
		22211 E	FRB 9.5/100	TSN 211 ND		170
		B52-2211-2CS ³⁾	FRB 6.5/100			
		C 2211 TN9	FRB 9.5/100			
	SE 511-609	1211 ETN9	FRB 11.5/100	4 FS 170	ASNH 511-609	95
		2211 ETN9	FRB 9.5/100			
		22211 E	FRB 9.5/100			
		B52-2211-2CS ³⁾	FRB 6.5/100			
		C 2211 TN9	FRB 9.5/100			
	SE 513-611	1311 ETN9	FRB 11/120	TSN 311 A	ASNH 513-611	110
		2311	FRB 4/120	TSN 311 S		122
		21311 E	FRB 11/120	TSN 311 ND		185
		22311 E	FRB 4/120			
		B52-2311-2CS	FRB 1/120			
60	SE 212	1212 ETN9	FRB 13/110	TSN 212 A	ASNH 515-612	105
		2212 ETN9	FRB 10/110	TSN 212 S		117
		22212 E	FRB 10/110	TSN 212 ND		185
		B52-2212-2CS ³⁾	FRB 7/110			
		C 2212 TN9	FRB 10/110			
	SE 512-610	1212 ETN9	FRB 13/110	4 FS 170	ASNH 512-610	105
		2212 ETN9	FRB 10/110			
		22212 E	FRB 10/110			
		B52-2212-2CS ³⁾	FRB 7/110			
		C 2212 TN9	FRB 10/110			
	SE 515-612	1312 ETN9	FRB 12.5/130	TSN 312 A	ASNH 515-612	115
		2312	FRB 5/130	TSN 312 S		127
		21312 E	FRB 12.5/130	TSN 312 ND		197
		22312 E	FRB 5/130			

ANEXO 9: Chavetas normalizadas DIN 6885

Campo de aplicación	Chaveta				Chavetero										
	Diámetro eje d	Dimen normal b x h	Sección		Dim. nom. b	Largo						Profundidad			
			Toleran sobre			Tolerancia sobre b						Eje		Cubo	
			b^{h9}	h*		Por eje			Por cubo			t1	t2		
		H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.				
De Hasta	6 8	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2		1	
Más de Hasta	8 10	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4	
Más de Hasta	10 12	4x4			4							2,5	+0,1 0	1,8	+0,1 0
Más de Hasta	12 17	5x5	0	0	5	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	3		2,3	
Más de Hasta	17 22	6x6	-0,030	-0,030	6	0	-0,030	-0,042	+0,030		-0,042	3,5		3,5	
Más de Hasta	22 30	8x7	0		8							5		3,3	
Más de Hasta	30 38	10x8	-0,036		10	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	5		3,3	
Más de Hasta	38 44	12x8		0	12							5		3,3	
Más de Hasta	44 50	14x9		-0,090	14							5,5		3,8	
Más de Hasta	50 58	16x10	0		16	+0,043	0	-0,018	+0,120	±0,021	-0,018	6		4,3	
Más de Hasta	58 60	18x11	-0,043		18	0	-0,043	-0,061	+0,050		-0,061	7		4,4	
Más de Hasta	65 75	20x12			20							7,5	+0,2 0	4,9	+0,2 0
Más de Hasta	75 85	22x14			22							9		5,4	
Más de Hasta	85 95	25x14	0	0	25	+0,052	0	-0,022	+0,149	±0,026	-0,022	9		5,4	
Más de Hasta	95 110	28x16	-0,052	-0,110	28	0	-0,052	-0,074	+0,065		-0,074	10		6,4	
Más de Hasta	110 130	32x18			32							11			
Más de Hasta	130 150	36x20			36							12		8,4	

ANEXO 10: Factores de resistencia a la fatiga, según Budynas y Nisbett

Tabla A-15

Gráficas de factores teóricos de concentración del esfuerzo K_t^*

Figura A-15-1

Barra en tensión o compresión simple con un agujero transversal. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$ y t es el espesor.

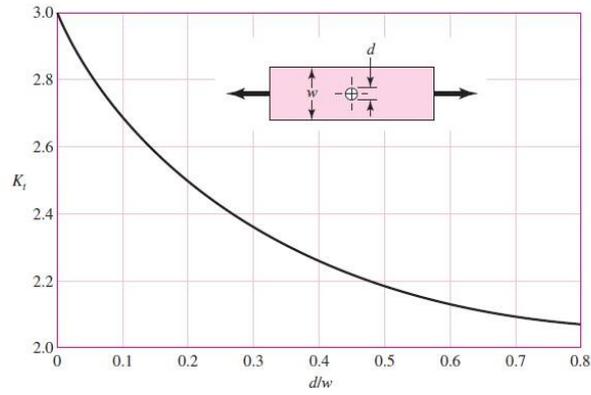


Figura A-15-2

Barra rectangular con un agujero transversal en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $I = (w - d)h^3/12$.

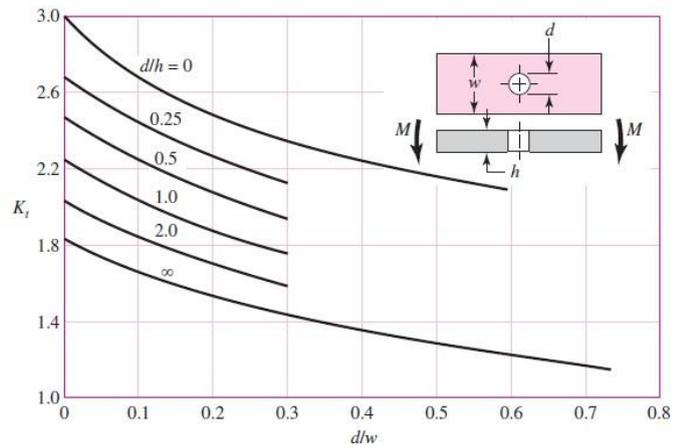


Figura A-15-3

Barra rectangular con muescas en tensión o compresión simple. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor.

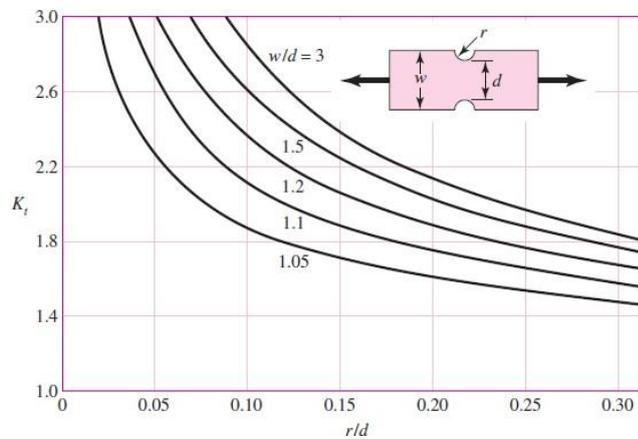


Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

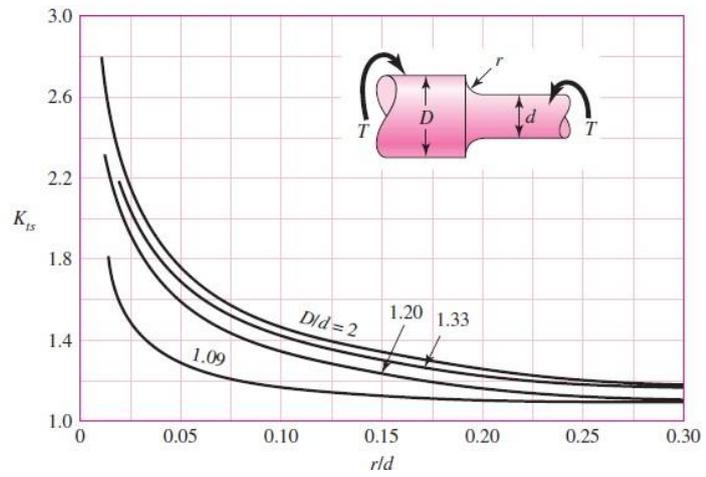
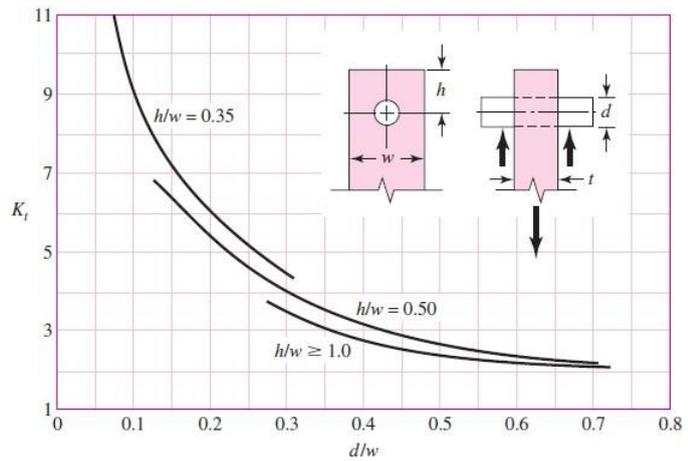


Figura A-15-12

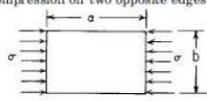
Placa cargada en tensión mediante un pasador a través de un agujero. $\sigma_0 = F/A$, donde $A = (w - d)t$. Cuando exista holgura incrementa K_t de 35 a 50%. (M. M. Frocht y H. N. Hill, "Stress Concentration Factors around a Central Circular Hole in a Plate Loaded through a Pin in Hole", en *J. Appl. Mechanics*, vol 7, núm. 1, marzo de 1940, p. A-5.)



ANEXO 11: Estabilidad en las planchas, según Young

TABLE 15.2 Formulas for elastic stability of plates and shells

NOTATION: E = modulus of elasticity; ν = Poisson's ratio; and t = thickness for all plates and shells. All angles are in radians. Compression is positive; tension is negative. For the plates, the smaller width should be greater than 10 times the thickness unless otherwise specified.

Form of plate or shell and manner of loading	Manner of support	Formulas for critical unit compressive stress σ' , unit shear stress τ' , load P , bending moment M' , or unit external pressure q' at which elastic buckling occurs																																		
1. Rectangular plate under equal uniform compression on two opposite edges b 	1a. All edges simply supported	$\sigma' = K \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2$ <p>Here K depends on ratio $\frac{a}{b}$ and may be found from the following table:</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">$\frac{a}{b}$</td> <td>0.2</td><td>0.3</td><td>0.4</td><td>0.6</td><td>0.8</td><td>1.0</td><td>1.2</td><td>1.4</td><td>1.6</td><td>1.8</td><td>2.0</td><td>2.2</td><td>2.4</td><td>2.7</td><td>3.0</td><td>∞</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">K</td> <td>22.2</td><td>10.9</td><td>6.92</td><td>4.23</td><td>3.45</td><td>3.29</td><td>3.40</td><td>3.68</td><td>3.45</td><td>3.32</td><td>3.29</td><td>3.32</td><td>3.40</td><td>3.32</td><td>3.29</td><td>3.29</td> </tr> </table> <p>(For unequal end compressions, see Ref. 33) (Refs. 1, 6)</p>	$\frac{a}{b}$	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.7	3.0	∞	K	22.2	10.9	6.92	4.23	3.45	3.29	3.40	3.68	3.45	3.32	3.29	3.32	3.40	3.32	3.29	3.29
	$\frac{a}{b}$	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.7	3.0	∞																			
	K	22.2	10.9	6.92	4.23	3.45	3.29	3.40	3.68	3.45	3.32	3.29	3.32	3.40	3.32	3.29	3.29																			
	1b. All edges clamped	$\sigma' = K \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">$\frac{a}{b}$</td> <td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>∞</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">K</td> <td>7.7</td><td>6.7</td><td>6.4</td><td>5.73</td> </tr> </table> <p style="text-align: right;">(Refs. 1, 6, 7)</p>	$\frac{a}{b}$	1	2	3	∞	K	7.7	6.7	6.4	5.73																								
	$\frac{a}{b}$	1	2	3	∞																															
K	7.7	6.7	6.4	5.73																																
1c. Edges b simply supported, edges a clamped	$\sigma' = K \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">$\frac{a}{b}$</td> <td>0.4</td><td>0.5</td><td>0.6</td><td>0.7</td><td>0.8</td><td>1.0</td><td>1.2</td><td>1.4</td><td>1.6</td><td>1.8</td><td>2.1</td><td>∞</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">K</td> <td>7.76</td><td>6.32</td><td>5.80</td><td>5.76</td><td>6.00</td><td>6.32</td><td>5.80</td><td>5.76</td><td>6.00</td><td>5.80</td><td>5.76</td><td>5.73</td> </tr> </table> <p style="text-align: right;">(Refs. 1, 6)</p>	$\frac{a}{b}$	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.1	∞	K	7.76	6.32	5.80	5.76	6.00	6.32	5.80	5.76	6.00	5.80	5.76	5.73									
$\frac{a}{b}$	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.1	∞																								
K	7.76	6.32	5.80	5.76	6.00	6.32	5.80	5.76	6.00	5.80	5.76	5.73																								
1d. Edges b simply supported, one edge a simply supported, other edge a free	$\sigma' = K \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">$\frac{a}{b}$</td> <td>0.5</td><td>1.0</td><td>1.2</td><td>1.4</td><td>1.6</td><td>1.8</td><td>2.0</td><td>2.5</td><td>3.0</td><td>4.0</td><td>5.0</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">K</td> <td>3.62</td><td>1.18</td><td>0.934</td><td>0.784</td><td>0.687</td><td>0.622</td><td>0.574</td><td>0.502</td><td>0.464</td><td>0.425</td><td>0.416</td> </tr> </table> <p style="text-align: right;">(Ref. 1)</p>	$\frac{a}{b}$	0.5	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	K	3.62	1.18	0.934	0.784	0.687	0.622	0.574	0.502	0.464	0.425	0.416											
$\frac{a}{b}$	0.5	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0																									
K	3.62	1.18	0.934	0.784	0.687	0.622	0.574	0.502	0.464	0.425	0.416																									
1e. Edges b simply supported, one edge a clamped, other edge a free	$\sigma' = K \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">$\frac{a}{b}$</td> <td>1</td><td>1.1</td><td>1.2</td><td>1.3</td><td>1.4</td><td>1.5</td><td>1.6</td><td>1.7</td><td>1.8</td><td>1.9</td><td>2.0</td><td>2.2</td><td>2.4</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">K</td> <td>1.40</td><td>1.28</td><td>1.21</td><td>1.16</td><td>1.12</td><td>1.10</td><td>1.09</td><td>1.09</td><td>1.10</td><td>1.12</td><td>1.14</td><td>1.19</td><td>1.21</td> </tr> </table> <p style="text-align: right;">(Ref. 1)</p>	$\frac{a}{b}$	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.2	2.4	K	1.40	1.28	1.21	1.16	1.12	1.10	1.09	1.09	1.10	1.12	1.14	1.19	1.21							
$\frac{a}{b}$	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.2	2.4																							
K	1.40	1.28	1.21	1.16	1.12	1.10	1.09	1.09	1.10	1.12	1.14	1.19	1.21																							

ANEXO 12: Especificaciones métricas para pernos y tornillos, según Alva Dávila

TABLA N° 5

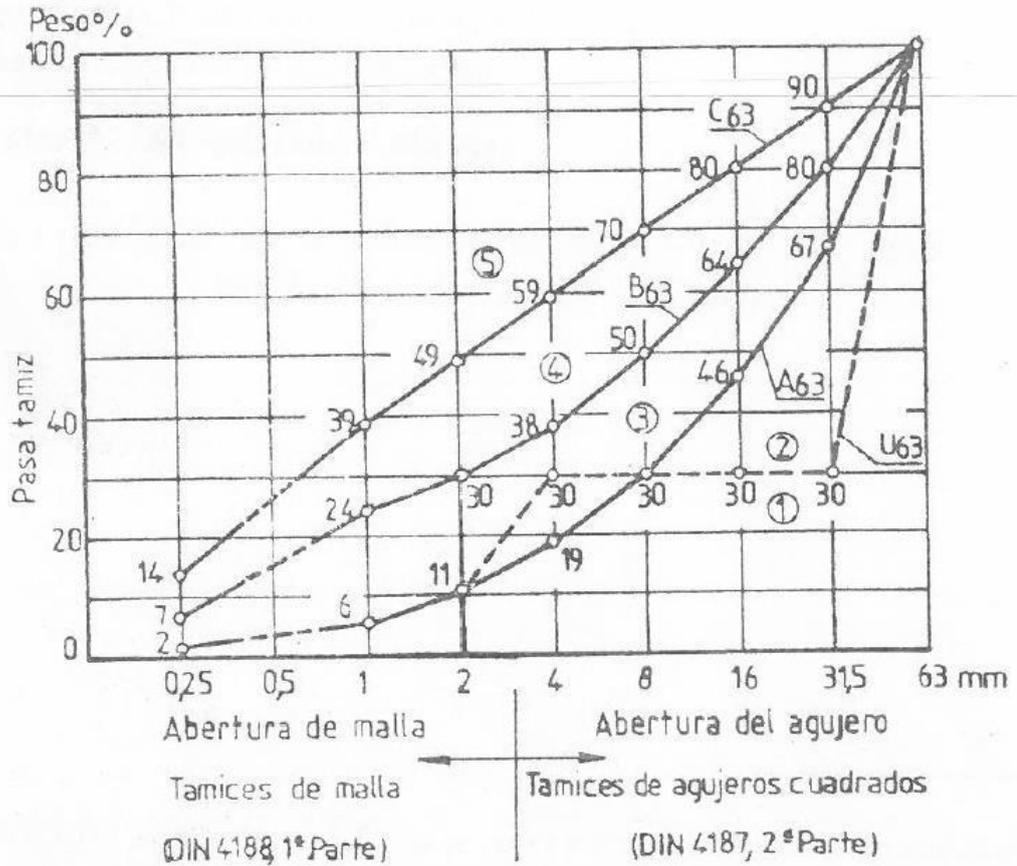
ESPECIFICACIONES MÉTRICAS PARA PERNOS Y TORNILLOS

CLASE SAE (mm)	TAMAÑO	Carga de Prueba S_p (MPa)	Límite de Fluencia S_y (MPa)	Límite de Rotura S_u (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	Acero de mediano o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Acero de mediano o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Acero de mediano o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	Acero de aleación, T y R

ANEXO 13: Norma AFS sobre índice de finura para la clasificación de la granulometría

Granulometría	Nº de finura	Tamaño de grano
Gruesa	15-35	1- 0,5 mm
Media	35-60	0,5 – 0,25 mm
Fina	60-150	0,25 – 0,10 mm
Finísima	>150	> 0,10 mm

ANEXO 14: Norma DIN sobre índice de finura para la clasificación de la granulometría



ANEXO 15: Tabla de equivalencias del grado de finura

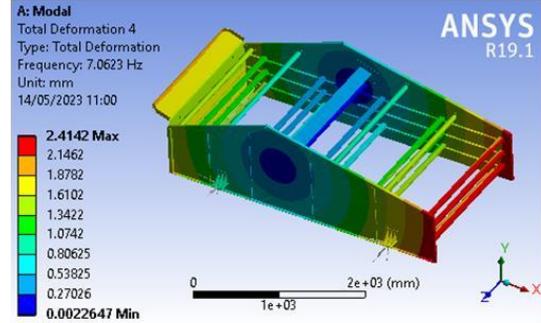
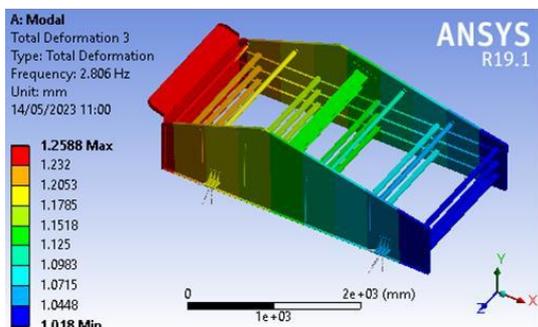
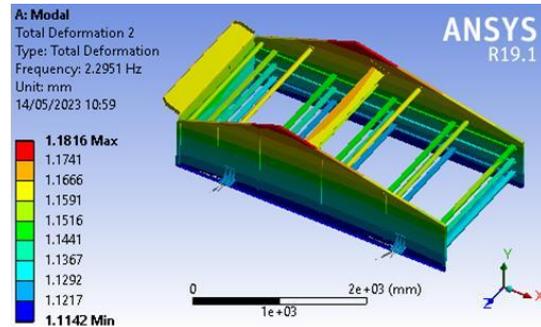
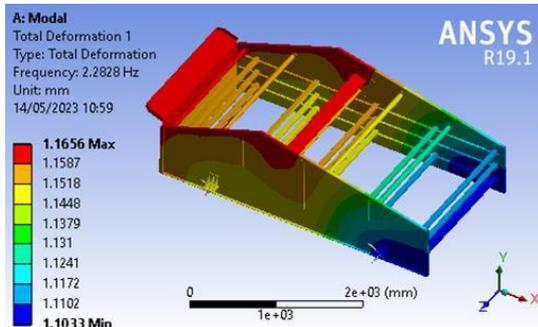
TABLA DE CONVERSION DE FINURA				
Mesh >1,0mm				
Mesh	DIN 4188	ASTM F11-70	TYLER®	BS 410
mm	mm	No	Mesh	Mesh
1,00	1,00	18	16	16
1,12	1,12			
1,18		16	14	14
1,25	1,25			
1,40	1,40	14	12	12
1,60	1,60			
1,70		12	10	10
1,80	1,80			
2,00	2,00	10	9	8
2,24	2,24			
2,36		8	8	7
2,50	2,50			
2,80	2,80	7	7	6
3,15	3,15			
3,35		6	6	5
3,55	3,55			
4,00	4,00	5	5	4
4,50	4,50			
4,75		4	4	3 1/2
5,00	5,00			

TABLA DE CONVERSION DE FINURA
Mesh <1,0mm

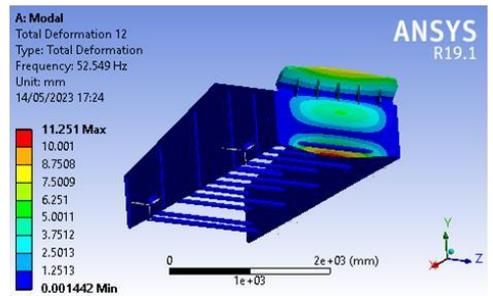
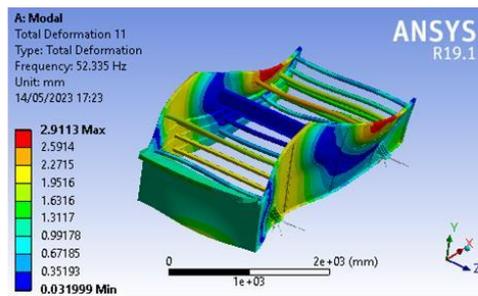
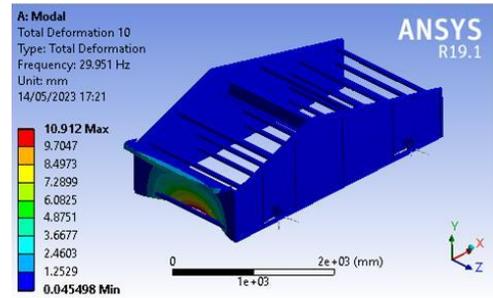
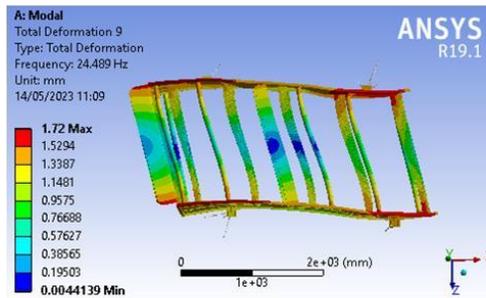
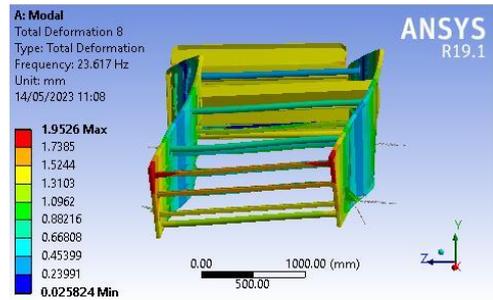
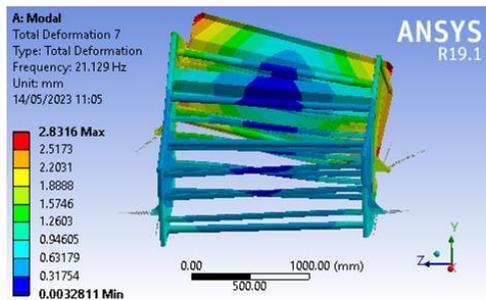
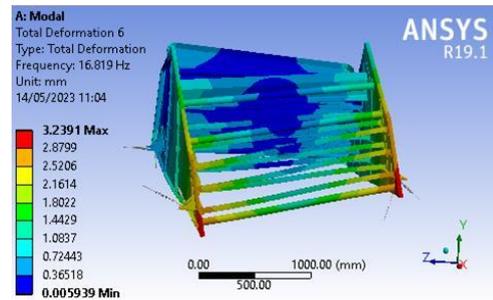
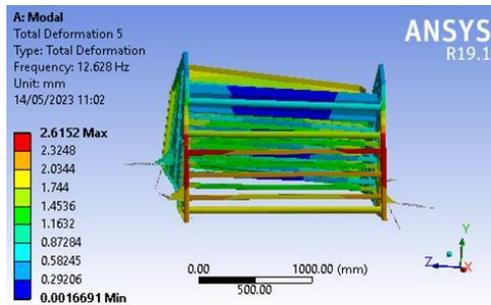
Mesh	DIN 4188	ASTM F11-70	TYLER®	BS 410
µm	mm	No	Mesh	Mesh
5	0,005			
10	0,010			
15	0,015			
20	0,020			
22	0,022			
25	0,025			
28	0,028			
32	0,032			
36	0,036			
38		400	400	400
40	0,040			
45	0,045	325	325	350
50	0,050			
53		270	270	300
56	0,056			
63	0,063	230	250	240
71	0,071			
75		200	200	200
80	0,080			
90	0,090	170	170	170
100	0,100			
106		140	150	150
112	0,112			
125	0,125	120	115	120
140	0,140			
150		100	100	100
160	0,160			
180	0,180	80	80	85
200	0,200			
212		70	65	72
224	0,224	65	62	66
250	0,250	60	60	60
280	0,280			
300		50	48	52
315	0,315			
355	0,355	45	42	44
400	0,400			
425		40	35	36
450	450			
500	500	35	32	30
560	560			
600		30	28	25
630	0,630			
710	0,710	25	24	22
800	0,800			
850		20	20	18
900	0,900			

ANEXO 16: Respuestas armónicas de la zaranda vibratoria

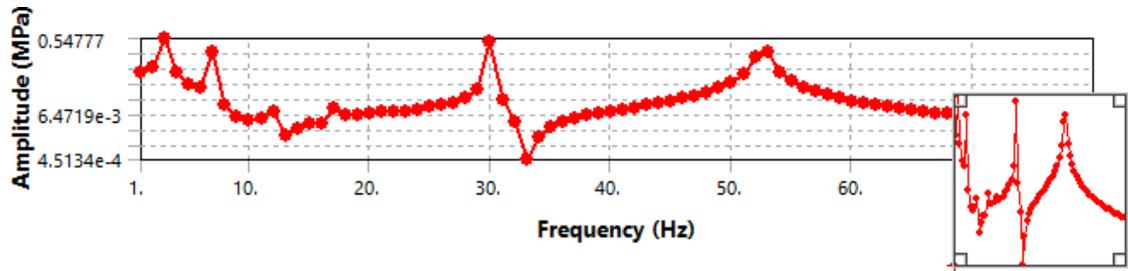
Frecuencias naturales en modo rígido



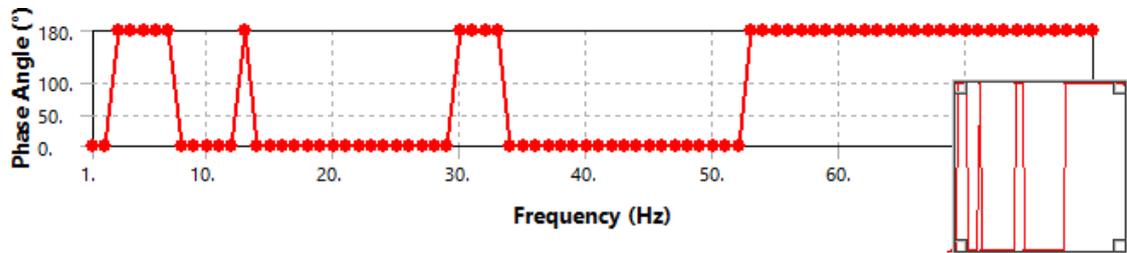
Frecuencias naturales en modo flexible



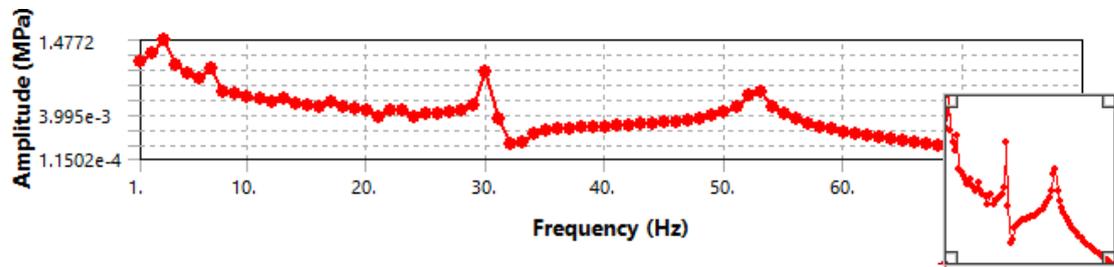
Respuesta de las amplitudes para los esfuerzos en



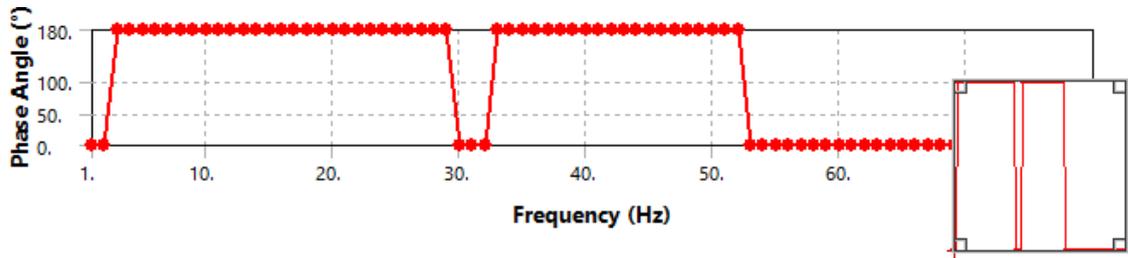
Respuesta de los ángulos de fase para los esfuerzos en



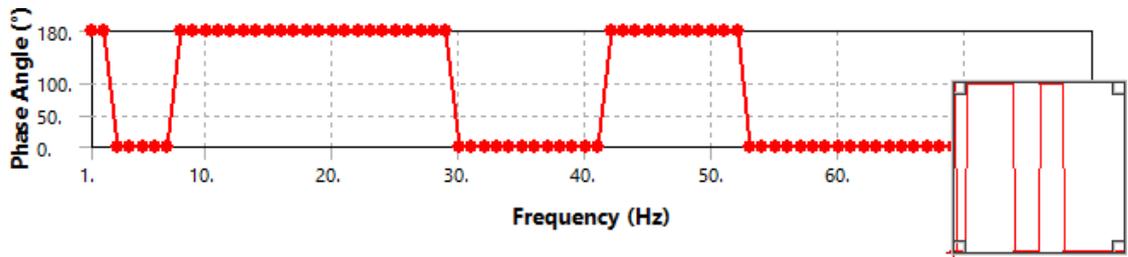
Respuesta de las amplitudes para los esfuerzos en



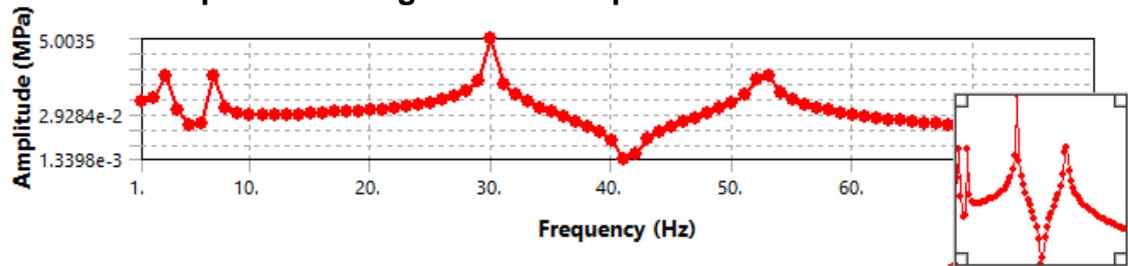
Respuesta de ángulos de fase para los esfuerzos en el



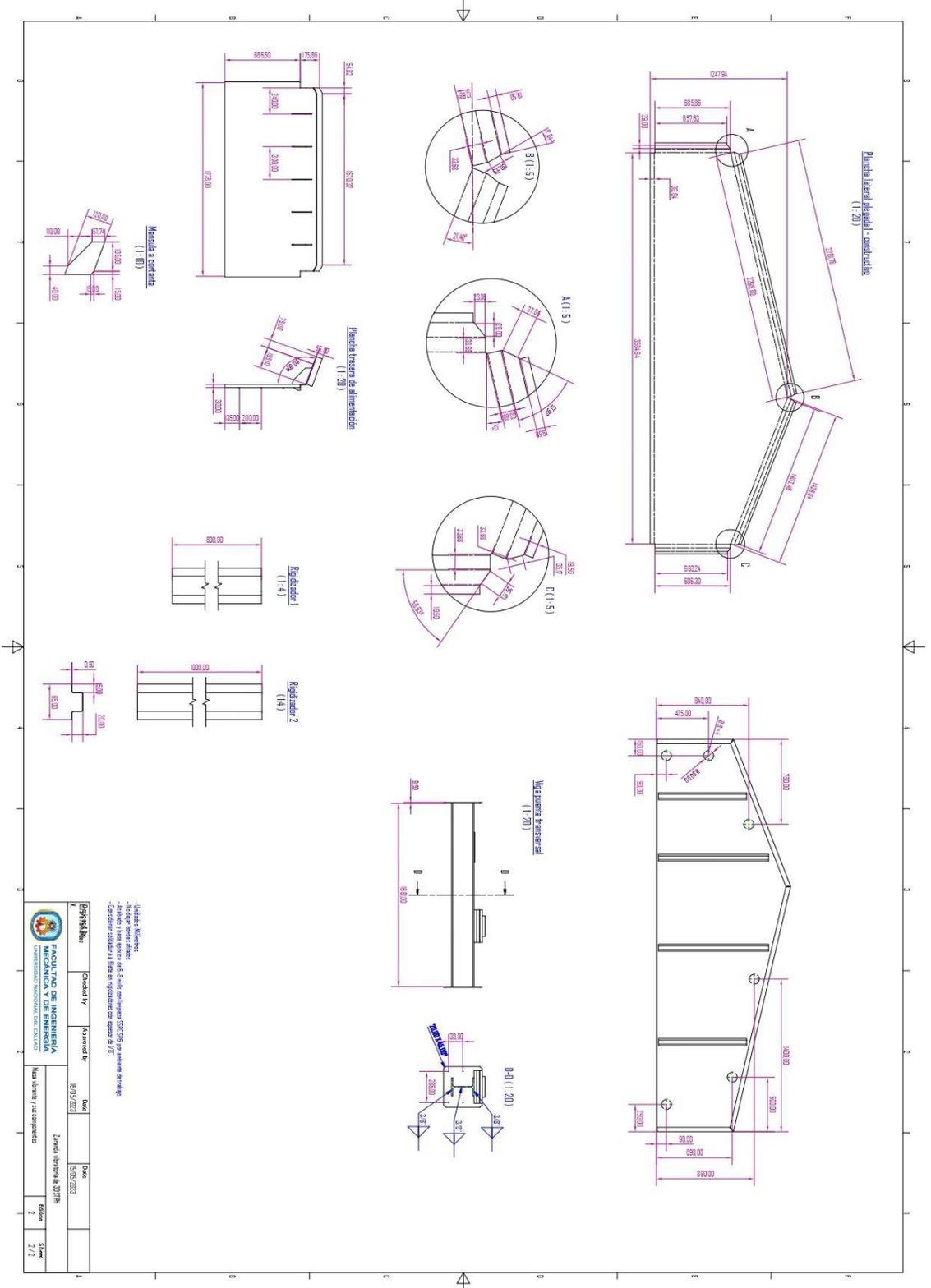
Respuesta de las amplitudes para los esfuerzos en el



Respuesta de ángulos de fase para los esfuerzos en el

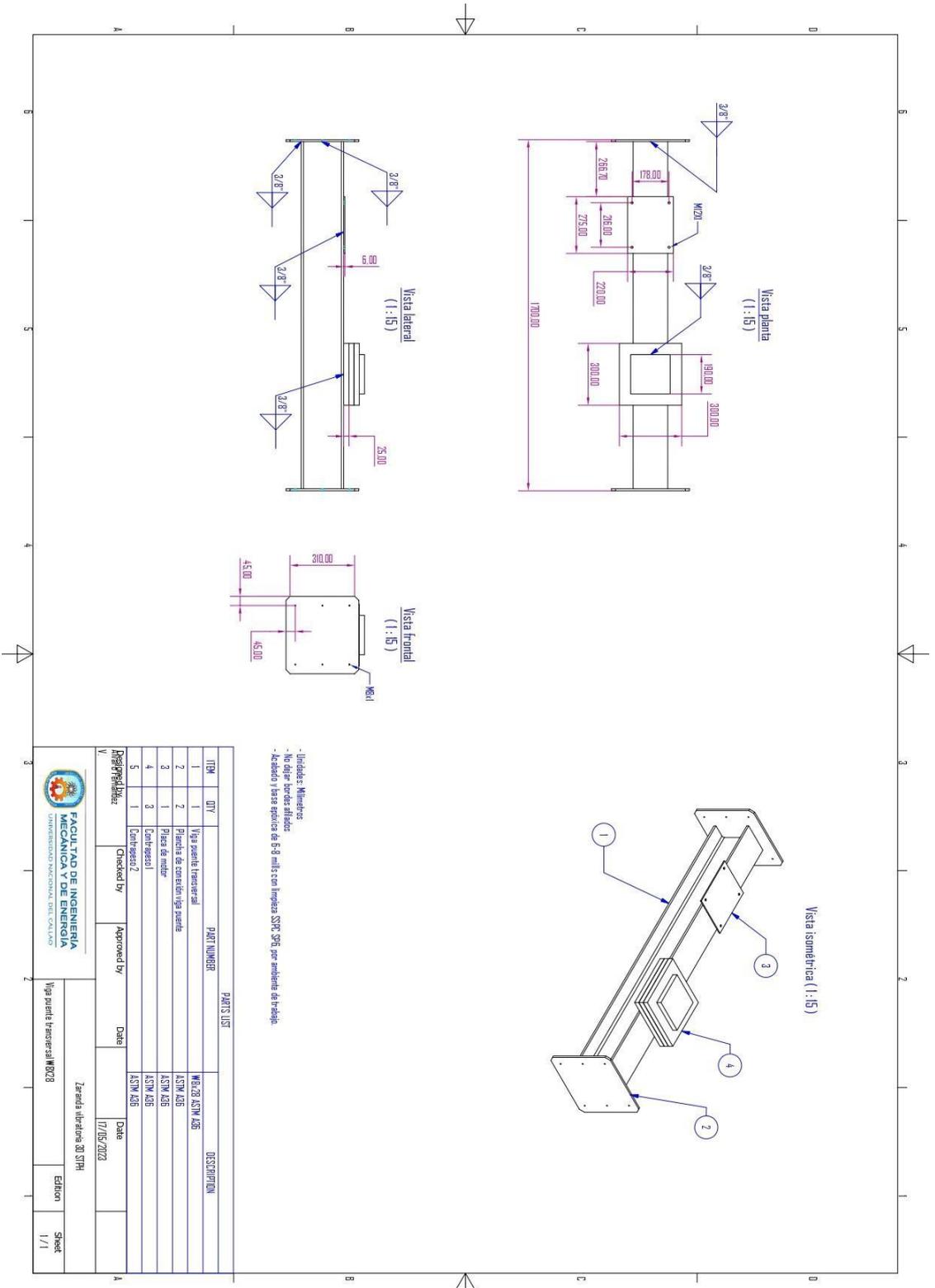


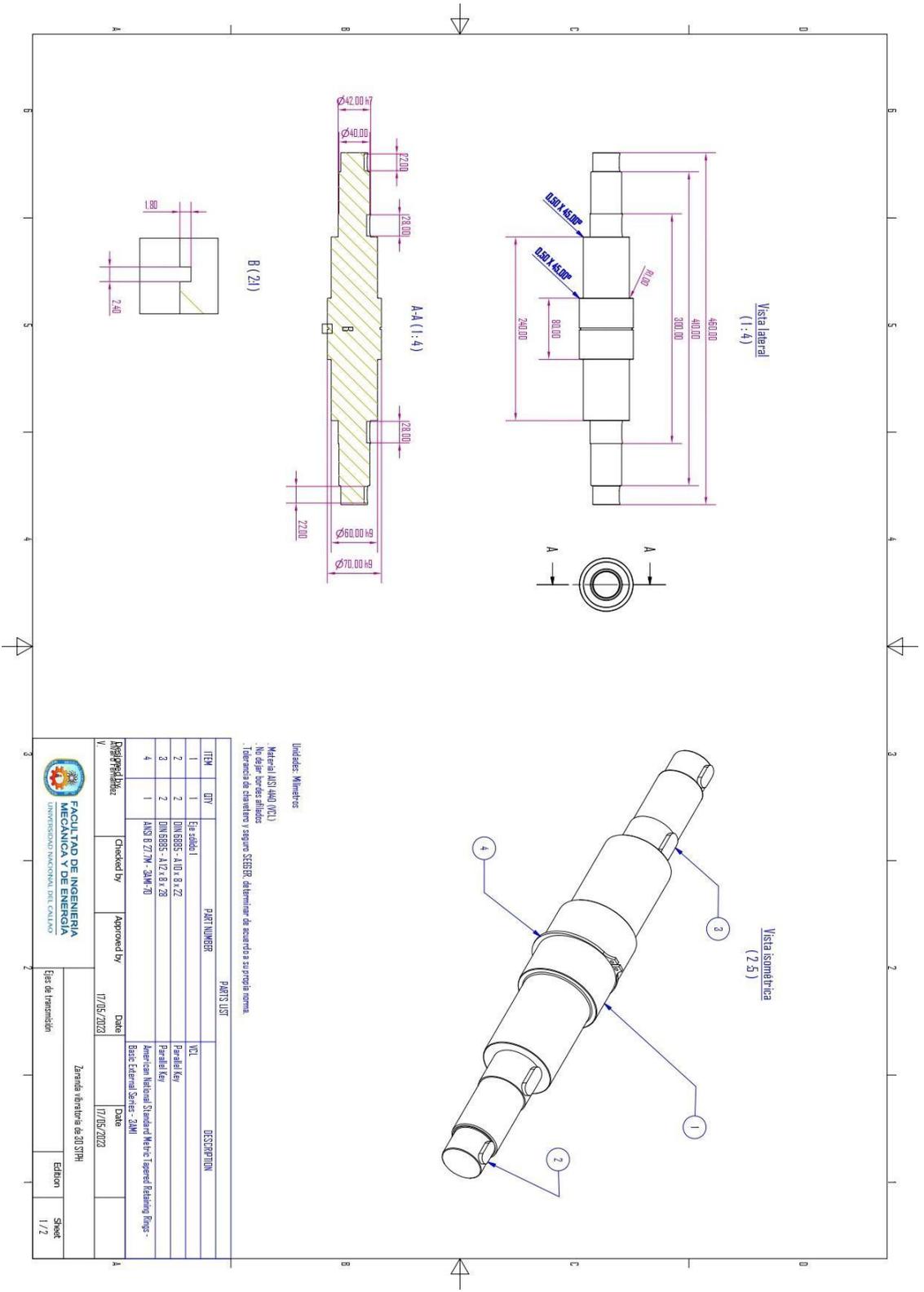
ANEXO 17: Planos de fabricación



Notas:
 - Verificar medidas.
 - Asegurar que los ejes de los rodillos estén perfectamente alineados.
 - Controlar la calidad de los materiales utilizados.

Proyecto:	Realizado por:	Fecha:	Revisado por:	Fecha:
00000000	00000000	00/00/00	00000000	00/00/00
Escuela:		Fecha de entrega:		
FACULTAD DE INGENIERIA		00/00/00		
INGENIERIA EN MECANICA		00/00/00		
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CAJON		00/00/00		
Nombre del alumno:		Edad:	Nota:	
00000000		00	00/00	
Nombre del profesor:		Nota final:		
00000000		00/00		





Unidades: Milímetros

- Material: AISI 440 VCL
- No. de los bordes afilados
- Tolerancia de clavetino y sigue SISO 88, de lo contrario de acuerdo a su propia norma.

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Eje sólido 1	VL
2	2	DN 5895 - A10-4-22	Paralelo Key
3	2	DN 5895 - A12-4-28	Paralelo Key
4	1	AISI D 27M - 3M-70	American National Standard Metric Tapered Rolling Rings - Base External Series - 3M

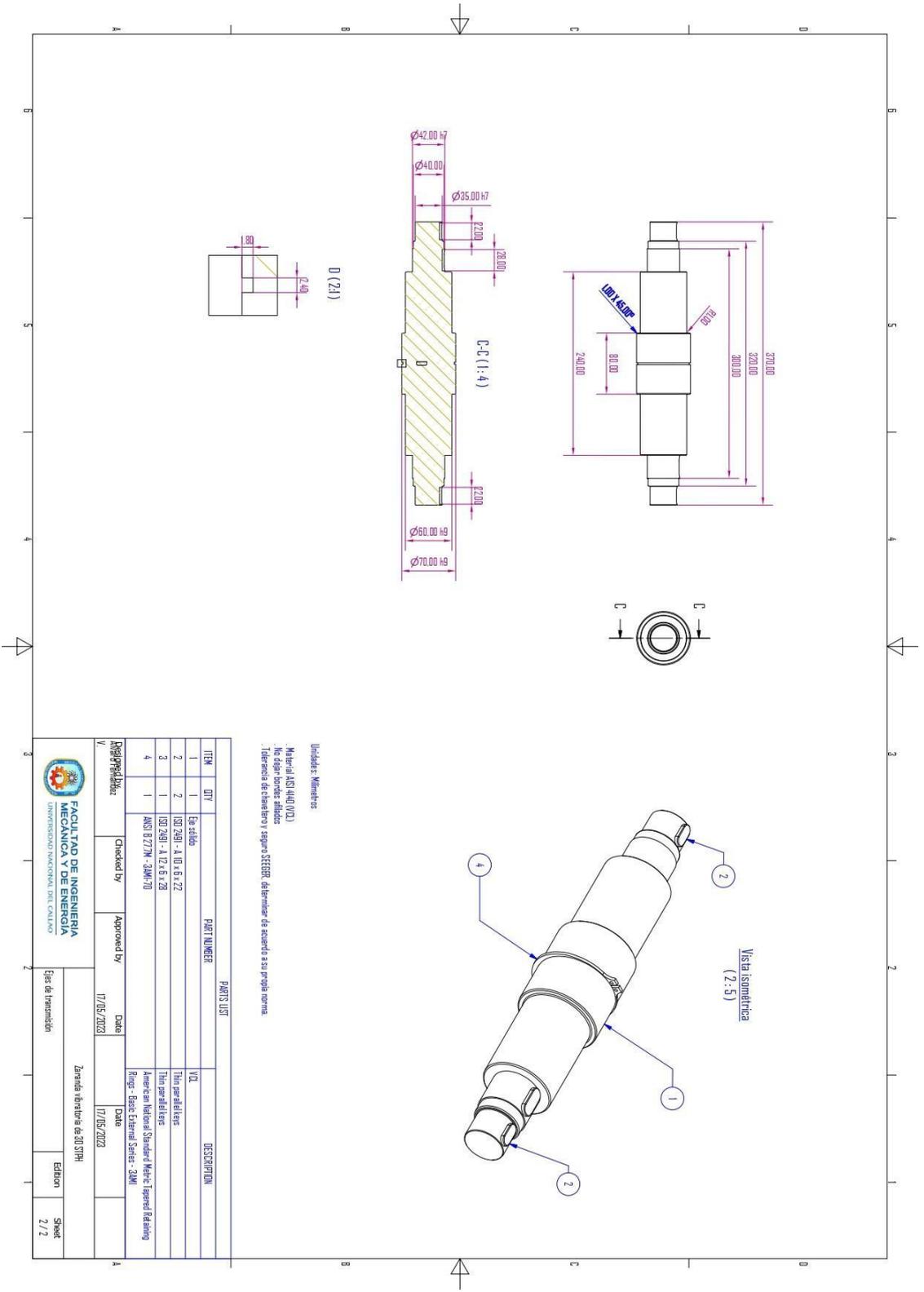
Prepared by:	Checked by:	Approved by:	Date:	Date:
			17/05/2023	17/05/2023



Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía
Universidad Nacional del Callao

Zavala vibrante de 10.57PI
Gde de Transmisión

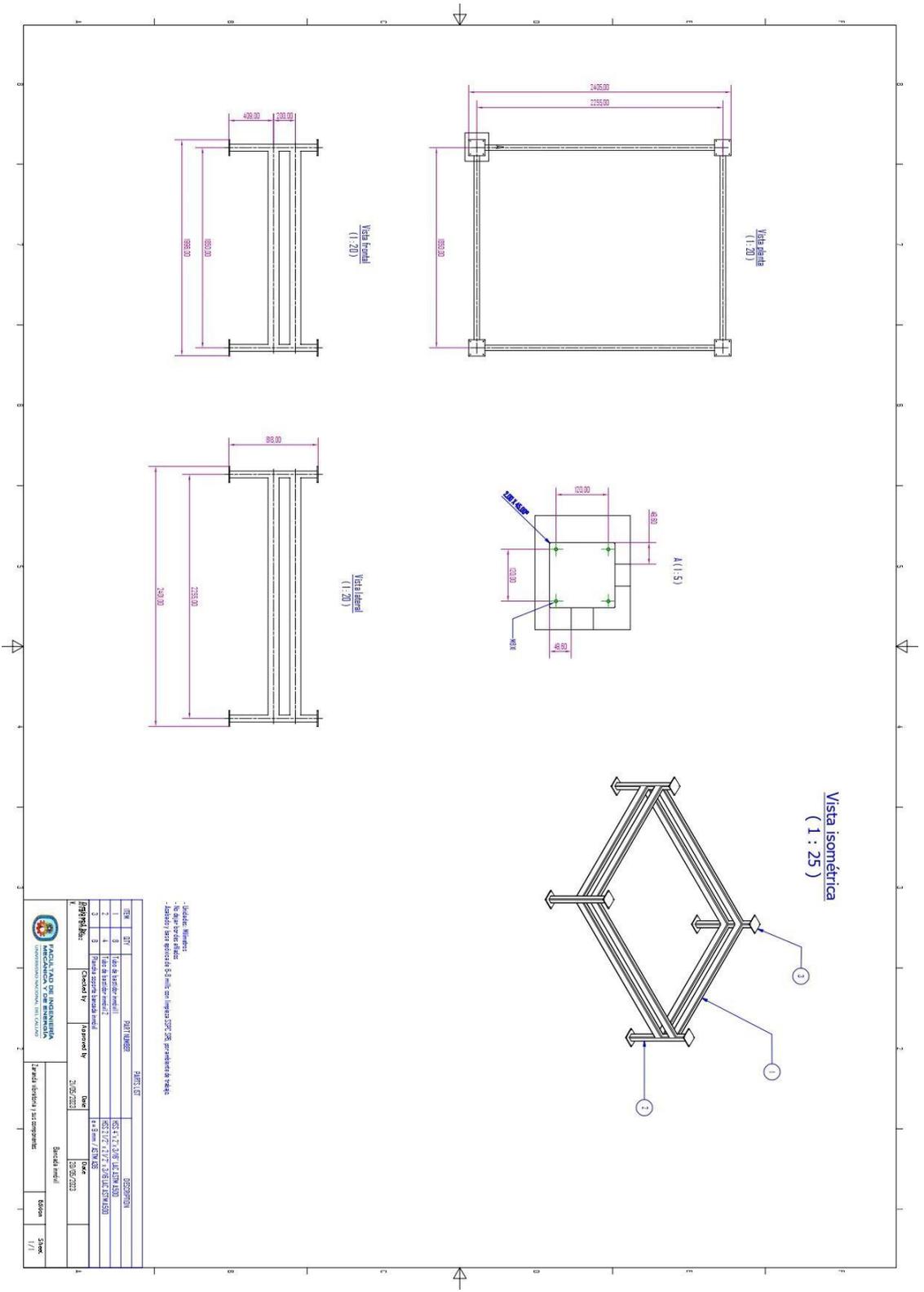
Sheet 1/2



Unidades: Milímetros
 Material: AISI 304 (V21)
 No debe ser sellado
 Tolerancia de chisleros y según SESTRI, determinar de acuerdo a su propia norma.

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Ca. sólido	Válvula
2	2	ISO 2991 - A, 10 x 6 x 22	Thin parallel type
3	1	ISO 2991 - A, 12 x 6 x 28	Thin parallel type
4	1	AISI B 271M - 304H-70	American National Standard Metric Thread Bearing Ring - Basic External Series - 304M

Registrado por: [Signature]
 Checked by: [Signature]
 Approved by: [Signature]
 Date: 17/05/2023
 Date: 17/05/2023
 Zambra vibradora de 0.5 HP
 Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía
 Universidad Nacional del Callao
 Gear de transmisión
 Sheet 2/2



- Material: Aluminio
 - Aleación: 6061 T6
 - Anodizado: Negro

ITEM	DET	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
1	3	Barra de aluminio 6061 T6	3	m
2	4	Barra de aluminio 6061 T6	4	m
3	3	Barra de aluminio 6061 T6	3	m
4	4	Barra de aluminio 6061 T6	4	m

Elaborado por: [Nombre] / Revisado por: [Nombre] / Aprobado por: [Nombre]
 Fecha: 20/09/2023 / Escala: 1/1

ANEXO 18: Diagrama Eléctrico

