



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**CARRERA DE MECÁNICA**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CRIBA VIBRATORIA CON UNA CAPACIDAD  
DE 25 TON/H E INCLINACIÓN VARIABLE PARA LA CLASIFICACIÓN DE  
PIEDRA DE CANTO RODADO**

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingenieros Mecánicos

**AUTORES: JUAN ESTEBAN AMANCHA MORALES**

**WILSON ADRIÁN ZÚÑIGA QUISPE**

**TUTOR: WILLIAM GUSTAVO DÍAZ DÁVILA**

Quito – Ecuador

2023

## **CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Nosotros, Juan Esteban Amancha Morales con documento de identificación N° 1804262382 y Wilson Adrián Zúñiga Quispe con documento de identificación N° 1600901639; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

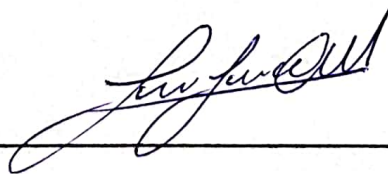
Quito, 11 de septiembre del año 2023

Atentamente,



Juan Esteban Amancha Morales

1804262382



Wilson Adrián Zúñiga Quispe

1600901639

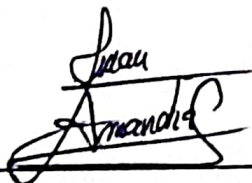
## **CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Juan Esteban Amancha Morales con documento de identificación No. 1804262382 y Wilson Adrián Zúñiga Quispe con documento de identificación No. 1600901639, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores de la Propuesta Tecnológica: "Diseño y simulación de una criba vibratoria con una capacidad de 25 ton/h e inclinación variable para la clasificación de piedra de canto rodado", el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

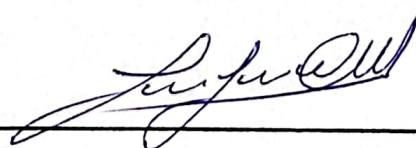
Quito, 11 de septiembre del año 2023

Atentamente,



**Juan Esteban Amancha Morales**

**1804262382**



**Wilson Adrián Zúñiga Quispe**

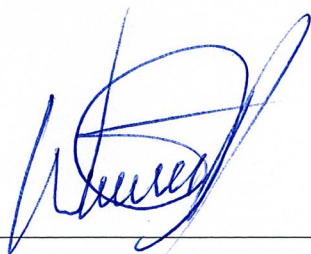
**1600901639**

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, William Gustavo Díaz Dávila con documento de identificación N° 0400926184, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CRIBA VIBRATORIA CON UNA CAPACIDAD DE 25 TON/H E INCLINACIÓN VARIABLE PARA LA CLASIFICACIÓN DE PIEDRA DE CANTO RODADO, realizado por Juan Esteban Amancha Morales con documento de identificación N° 1804262382 y por Wilson Adrián Zúñiga Quispe con documento de identificación N° 1600901639, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 11 de septiembre del año 2023

Atentamente,



---

Ing. William Gustavo Díaz Dávila, MSc.

0400926184

## **DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS**

El presente trabajo de titulación va dedicado a mi familia, a mi madre, a mi padre, a mi hermana, a mi sobrina y a mis abuelos, que siempre estuvieron ahí para apoyarme y animarme a seguir adelante en toda mi carrera universitaria. Gracias por siempre creer en mí.

Gracias a mi padres, Mónica y Juan Jaime, por estar siempre presentes y por todo el inmenso esfuerzo que hicieron por permitirme seguir mis estudios. Gracias por todo su amor y cariño incondicional durante toda mi vida.

A mis amigos, compañeros y docentes, por brindar su apoyo y conocimiento en todo el proceso académico.

***Juan***

A Dios, por impulsarme a alcanzar este logro, brindarme la oportunidad de crecer en el seno de una excelente familia, permitirme coincidir con una mujer maravillosa y regalarme una bebé preciosa, motivo de todas mis aspiraciones.

A mis padres y abuelos quienes incansablemente me apoyaron durante toda mi carrera y vida personal. Su presencia en cada etapa de mi vida ha sido un regalo invaluable. Gracias por creer en mí y apoyarme en mis decisiones. A ellos todo el mérito de este trabajo.

A mi esposa Vanessa, por ser mi apoyo inquebrantable y fuente constante de amor y felicidad. Tu compromiso con nuestra familia es admirable y me llena de orgullo el tenerte a mi lado. Gracias a ti y a Isabella por ser la fuerza motriz que me impulsa cada día a ser un mejor padre, mejor esposo y mejor profesional.

Finalmente, agradezco a todos nuestros mentores de la carrera de Ingeniería Mecánica, por los conocimientos compartidos, fundamentales para el desarrollo de este proyecto, en especial al Magister William Gustavo Díaz y al Magister Luis Fernando Toapanta por guiarnos y apoyarnos desinteresadamente durante toda nuestra carrera universitaria.

***Wilson***

## ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	ii
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.....	iii
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN .....	iv
DEDICATORIA Y AGRADECIMIENTOS .....	v
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS .....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xv
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT .....	xix
INTRODUCCIÓN .....	1
<b>CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>3</b>
1.1. Minería en el Ecuador.....	3
1.2. Piedra de canto rodado (producto).....	4
1.2.1. Beneficios económicos de la explotación del canto rodado.....	4
1.2.2. Formación del canto rodado .....	5
1.2.3. Usos del canto rodado .....	7
1.3. Propiedades del canto rodado .....	7
1.3.1. Tamaño del canto rodado .....	8

1.4.	Concepto de cribado .....	10
1.5.	Materiales de fabricación de una criba vibratoria .....	11
1.6.	Vibradores eléctricos .....	11
1.7.	Tipos de cribas vibratorias.....	12
1.7.1.	Criba vibratoria inclinada.....	13
1.7.2.	Criba vibratoria horizontal .....	13
1.7.3.	Criba Grizzly .....	14
1.8.	Conceptos previos para simulación en SolidWorks .....	15
1.8.1.	Método de elementos finitos (MEF) .....	15
1.8.2.	Análisis estático.....	15
1.8.3.	Selección de material.....	16
1.8.4.	Definición de sujeciones .....	16
1.8.5.	Definición de cargas externas.....	17
1.8.6.	Creación del mallado.....	17
<b>CAPÍTULO II SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....</b>		<b>19</b>
2.1.	Selección del tipo de criba vibratoria .....	19
2.2.	Alternativa 1 – Criba vibratoria inclinada/regulable con vibrador externo.....	19
2.3.	Alternativa 2 – Criba vibratoria inclinada/ regulable con eje pasante.....	20
2.4.	Alternativa 3 – Criba vibratoria horizontal con ejes pasantes .....	22
2.5.	Método de selección .....	23
2.5.1.	Capacidad de cribado .....	23

2.5.2.	Disponibilidad de repuestos .....	24
2.5.3.	Facilidad de mantenimiento .....	25
2.5.4.	Costos de mantenimiento .....	25
2.5.5.	Versatilidad .....	26
2.5.6.	Seguridad.....	27
2.5.7.	Inversión inicial.....	28
2.5.8.	Fabricación .....	28
2.6.	Evaluación de resultados .....	29
<b>CAPÍTULO III DISEÑO GEOMÉTRICO .....</b>		<b>30</b>
3.1	Dimensiones generales .....	30
3.2	Dimensión de la bóveda .....	30
3.2.1	Capacidad básica .....	32
3.2.2	Cálculo del factor de corrección, $ft$ .....	33
3.2.3	Factor densidad aparente, $fd$ .....	33
3.2.4	Factor rechazo, $fr$ .....	33
3.2.5	Factor semitamaño, $fs$ .....	34
3.2.6	Factor eficiencia de cribado, $fe$ .....	34
3.2.7	Factor humedad, $fh$ .....	34
3.2.8	Factor tipo de malla, $fm$ .....	35
3.2.9	Factor presencia de lascas, $fl$ .....	35
3.2.10	Factor inclinación de la criba, $fi$ .....	35



3.2.11	Factor área libre de paso, $f_o$ .....	36
3.2.12	Factor de proyección de capacidad de cribado, $f_p$ .....	37
3.3	Altura de la bóveda.....	38
3.4	Fuente de vibración .....	38
3.5	Elementos internos de la bóveda .....	39
3.5.1	Soporte del vibrador eléctrico, A .....	39
3.5.2	Distancia a la primera cama, B.....	40
3.5.3	Distancia a la segunda cama, C.....	40
3.5.4	Distancia a la tercera cama, D .....	41
3.5.5	Distancia al borde, E .....	41
3.6	Tamaño de roca en circulación.....	42
3.7	Esquema general de la bóveda.....	42
3.8	Densidad de material triturado dentro de la criba.....	43
3.9	Volumen de piedras de canto rodado sobre las mallas de la criba .....	44
3.9.1	Volumen de material sobre la superficie de la malla #1 .....	44
3.9.2	Volumen de material sobre la superficie de la malla #2 .....	45
3.9.3	Volumen de material sobre la superficie de la malla #3 .....	46
3.9.4	Volumen total de material en las mallas de la criba.....	48
3.10	Cálculo del soporte para mallas .....	48
3.10.1	Carga sobre la superficie de cribado .....	49
3.10.2	Diagrama de distribución de cargas .....	50

3.10.3	Cálculo por deflexión .....	53
3.10.4	Elementos que conforman el soporte para mallas .....	54
3.11	Cálculo de ángulos del soporte para mallas .....	54
3.12	Cálculo del peso por cada nivel .....	59
3.13	Cálculo de espesor de las planchas laterales .....	60
3.14	Cálculo del peso de los soportes de salida .....	67
3.15	Cálculo del peso de la tapa posterior .....	69
3.16	Cálculo del peso de planchas laterales .....	69
3.17	Selección del moto vibrador .....	70
3.17.1	Caudal y velocidad del producto .....	71
3.18	Cálculo del soporte para el moto vibrador .....	75
3.18.1	Cálculo del tubo del soporte del moto vibrador .....	75
3.18.2	Cálculo de la base del tubo .....	79
3.19	Cálculo de los apoyos de la criba vibratoria .....	83
3.20	Diseño de resortes para apoyos de la criba vibratoria .....	86
3.21	Bases de los resortes de la criba .....	92
3.22	Simulaciones .....	94
3.22.1	Simulación 1: apoyos de criba vibratoria .....	95
3.22.2	Simulación 2: soporte del moto vibrador .....	97
3.22.3	Simulación 3: soporte de las mallas de cribado .....	99
3.22.4	Simulación 4: bases de los resortes .....	101

<b>CAPÍTULO IV ANÁLISIS ECONÓMICO .....</b>	<b>104</b>
4.1 Costos de manufactura .....	104
4.1.1 Costo de materiales .....	104
4.1.2 Elementos de unión .....	105
4.1.3 Costos de fabricación .....	107
4.1.4 Elementos mecánicos .....	107
4.1.5 Costos directos .....	108
4.1.6 Costos indirectos .....	108
4.1.7 Costo total .....	109
4.2 Payback period .....	109
4.2.1 Valor de la inversión .....	109
4.2.2 Utilidades Generadas.....	110
4.3 Valor actual neto (VAN) .....	114
4.4 Tasa interna de retorno (TIR) .....	115
CONCLUSIONES .....	116
RECOMENDACIONES .....	118
GLOSARIO DE TÉRMINOS .....	119
REFERENCIAS .....	120
ANEXOS.....	126

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Cuadro granulométrico de Wentworth modificado por BGS.....	9
<b>Tabla 2.</b> Aspectos positivos y negativos .....	13
<b>Tabla 3.</b> Alternativas para el diseño .....	19
<b>Tabla 4.</b> Método de calificación .....	23
<b>Tabla 5.</b> Valoración y ponderación de la capacidad de cribado .....	24
<b>Tabla 6.</b> Valoración y ponderación de la disponibilidad de repuestos .....	24
<b>Tabla 7.</b> Valoración y ponderación de la facilidad de mantenimiento .....	25
<b>Tabla 8.</b> Valoración y ponderación de factores relacionados a costos de mantenimiento .....	26
<b>Tabla 9.</b> Valoración y ponderación de la versatilidad .....	27
<b>Tabla 10.</b> Valoración y ponderación de la seguridad .....	27
<b>Tabla 11.</b> Valoración y ponderación de la inversión inicial .....	28
<b>Tabla 12.</b> Valoración y ponderación de la inversión inicial .....	29
<b>Tabla 13.</b> Calificación final .....	29
<b>Tabla 14.</b> Valor B calculado por interpolación lineal .....	32
<b>Tabla 15.</b> Factor de humedad fh.....	34
<b>Tabla 16.</b> Factor según tipo de malla fm .....	35
<b>Tabla 17.</b> Factores de inclinación de criba fi.....	36
<b>Tabla 18.</b> Valor de la Superficie libre de cribado por interpolación lineal .....	37
<b>Tabla 19.</b> Densidades del material .....	43
<b>Tabla 20.</b> Dimensiones malla de acero doblada (1 x 115) in .....	49

<b>Tabla 21.</b> Elementos del soporte .....	54
<b>Tabla 22.</b> Pesos de elementos del soporte de mallas por nivel.....	59
<b>Tabla 23.</b> Pesos de volumen de material y mallas.....	60
<b>Tabla 24.</b> Valor de Fa por interpolación lineal.....	65
<b>Tabla 25.</b> Pesos de componentes del soporte .....	68
<b>Tabla 26.</b> Peso de elementos que componen la bóveda en funcionamiento.....	70
<b>Tabla 27.</b> Factor Kr en función del material.....	71
<b>Tabla 28.</b> Interpolación lineal para hallar el valor de Fa.....	82
<b>Tabla 29.</b> Pesos de elementos del soporte del moto vibrador .....	83
<b>Tabla 30.</b> Resultados simulación elemento 1 .....	95
<b>Tabla 31.</b> Resultados simulación elemento 2 .....	98
<b>Tabla 32.</b> Resultados simulación elemento 3 .....	100
<b>Tabla 33.</b> Resultados simulación elemento 4 .....	102
<b>Tabla 34.</b> Costos de materiales de fabricación .....	104
<b>Tabla 35.</b> Costos de elementos de unión .....	106
<b>Tabla 36.</b> Costos de procesos de fabricación.....	107
<b>Tabla 37.</b> Costos de elementos mecánicos .....	107
<b>Tabla 38.</b> Costos directos .....	108
<b>Tabla 39.</b> Costos indirectos .....	109
<b>Tabla 40.</b> Costo total de la criba vibratoria de inclinación variable.....	109
<b>Tabla 41.</b> Costos de los clasificados para construcción .....	110

**Tabla 42.** Ingresos totales tras incorporar la criba vibratoria al circuito de trituración..... 113

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Proyección de empleos totales en el régimen de la pequeña minería.....	5
<b>Figura 2.</b> Representación esquemática en 2D y 3D de la abrasión en dos fases.....	6
<b>Figura 3.</b> Imágenes experimentales de la abrasión.....	7
<b>Figura 4.</b> Escala granulométrica de Udden-Wentworth.....	10
<b>Figura 5.</b> Syntron electric rotary vibrators por Syntron .....	12
<b>Figura 6.</b> MEKA MS-MGS SERIES INCLINED VIBRATING SCREENS .....	13
<b>Figura 7.</b> MEKA HORIZONTAL SCREENS .....	14
<b>Figura 8.</b> Alimentadores grizzly VF Series .....	15
<b>Figura 9.</b> Diagrama del funcionamiento de la alternativa 1 .....	20
<b>Figura 10.</b> Diagrama del funcionamiento alternativa 2.....	21
<b>Figura 11.</b> Diagrama del funcionamiento alternativa 3.....	22
<b>Figura 12.</b> Esquema de los elementos internos de la bóveda.....	39
<b>Figura 13.</b> Fijación de mallas por tejas de tensión .....	40
<b>Figura 14.</b> Medidas finales de elementos internos y altura de la bóveda.....	41
<b>Figura 15.</b> Vista frontal de la bóveda .....	42
<b>Figura 16.</b> Esquema final de la bóveda con sus respectivas dimensiones.....	43
<b>Figura 17.</b> Máxima cantidad posible de esferas presentes en la malla #1 .....	44
<b>Figura 18.</b> Máxima cantidad posible de esferas presentes en la malla #2.....	46
<b>Figura 19.</b> Máxima cantidad posible de esferas presentes en la malla #3.....	47
<b>Figura 20.</b> Carga que actuará sobre la superficie de cribado .....	50

<b>Figura 21.</b> Diagrama de distribución de cargas en los soportes de las mallas .....	50
<b>Figura 22.</b> Diagrama de la viga.....	51
<b>Figura 23.</b> Diagrama de momento máximo de la viga .....	51
<b>Figura 24.</b> Disposición de ángulos en la bóveda y carga superficial .....	55
<b>Figura 25.</b> Disposición de ángulos en las planchas laterales de la bóveda .....	56
<b>Figura 26.</b> Dimensiones de los ángulos para soporte de mallas.....	57
<b>Figura 27.</b> Esquema del soporte de mallas.....	59
<b>Figura 28.</b> Dimensiones de planchas laterales de la bóveda .....	60
<b>Figura 29.</b> Esquema de sección más crítica de planchas laterales .....	61
<b>Figura 30.</b> Dimensiones de sección crítica.....	62
<b>Figura 31.</b> Esquema de planchas laterales y carga distribuida W .....	64
<b>Figura 32.</b> Configuración final de las planchas laterales de la bóveda .....	66
<b>Figura 33.</b> Configuración de ángulos a la salida de la criba .....	67
<b>Figura 34.</b> Configuración geométrica de la cara posterior de la bóveda.....	68
<b>Figura 35.</b> Criba vibratoria para lavado de arena.....	75
<b>Figura 36.</b> Configuración geométrica del tubo del soporte del moto vibrador .....	76
<b>Figura 37.</b> Configuración geométrica de la base del tubo.....	80
<b>Figura 38.</b> Sección de la base del tubo a analizar.....	80
<b>Figura 39.</b> Esquema del soporte completo del moto vibrador.....	83
<b>Figura 40.</b> Disposición de los apoyos de la criba vibratoria .....	84
<b>Figura 41.</b> Esquema de los datos del resorte .....	87



<b>Figura 42.</b> Variación de inclinación de criba por rotación de bases de resortes .....	93
<b>Figura 43.</b> Esquema de bases de resortes .....	93
<b>Figura 44.</b> Esquema final de la criba vibratoria .....	94
<b>Figura 45.</b> Elementos críticos.....	94
<b>Figura 46.</b> Factor de seguridad del apoyo de la criba.....	96
<b>Figura 47.</b> Análisis de tensiones del apoyo de la criba .....	97
<b>Figura 48.</b> Factor de seguridad de la base del moto vibrador .....	98
<b>Figura 49.</b> Análisis de tensiones de la base del moto vibrador .....	99
<b>Figura 50.</b> Factor de seguridad del soporte de las mallas .....	100
<b>Figura 51.</b> Análisis de tensiones del soporte de las mallas .....	101
<b>Figura 52.</b> Factor de seguridad de la base de los resortes .....	102
<b>Figura 53.</b> Análisis de tensiones en la base de los resortes .....	103

## RESUMEN

El presente trabajo expone el desarrollo de una alternativa para la clasificación de roca triturada utilizada en la obtención de agregados para construcción. En una línea de producción de agregados el elemento que limita la capacidad de obtención de los clasificados es la criba vibratoria. Su diseño se enfoca en incrementar la capacidad de clasificación, reducir costos operativos, y tener un costo adquisitivo que invite al concesionario minero a efectuar la inversión. Se consideraron tres alternativas que se acogen a las exigencias mundiales para procesos de cribado, seleccionándose la más adecuada mediante ponderación, siendo la criba vibratoria de inclinación variable con moto vibrador externo la máquina desarrollada en este trabajo.

Un exhaustivo proceso de diseño y simulación de los elementos más críticos mediante software especializado, aseguran la integridad mecánica y correcto desempeño de cada componente. Además, se adjuntan planos detallados que permiten llevar a cabo su fabricación de manera eficaz y confiable. Su diseño parte de la capacidad de clasificación esperada en base a la cual se calcularon la superficie de cribado, soportes estructurales, apoyos, resortes, entre otras variables fundamentales que permiten la selección del moto vibrador.

Finalmente, obteniendo el valor total de fabricación se procedió a realizar un análisis económico el cual permitió determinar la viabilidad del proyecto, un tiempo de retorno de inversión, e indicadores económicos VAN y TIR, para así, poder garantizar una inversión segura e impulsar su fabricación, comercialización y utilización de la misma en el sector productivo del país.

**Palabras clave:** agregados de construcción, capacidad de clasificación, moto vibrador, simulación, superficie de cribado

## ABSTRACT

This work exposes the development of an alternative for the classification of crushed rock used to obtain aggregates for construction. In an aggregate production line, the element that limits the classification capacity is the vibrating screen. Its design focuses on increasing classification capacity, reducing operational costs and having a purchase cost that encourages mining dealers to make the investment. Three alternatives that meet the global requirements for screening processes were considered, selecting the most suitable one by weighting, being the variable inclination vibrating screen with an external vibrator motor, the machine developed in this work.

An exhaustive design and simulation process of the most critical elements using specialized software ensures the mechanical integrity and proper performance of each component. In addition, detailed blueprints are provided to efficiently and reliably carry out its manufacture. Its design is based on the expected classification capacity, from which the screening surface, structural supports, supports, springs, among other fundamental variables were calculated to select the vibrator motor.

Finally, obtaining the total manufacturing cost, an economic analysis was conducted to determine the project viability, investment payback period, and VAN and TIR economic indicators, in order to guarantee a safe investment and promote its manufacturing, commercialization and use in the country's productive sector.

**Keywords:** construction aggregates, classification capacity, vibrator motor, simulation, screening surface

## INTRODUCCIÓN

Dentro de la minería, uno de los procesos de relevante importancia es la clasificación y separación de los materiales extraídos según el tamaño deseado, y para ello, se emplean máquinas conocidas como cribas vibratorias.

Un buen proceso de cribado es muy importante en la industria ya que es un método de separación bastante útil que permite clasificar materiales sólidos cuyas partículas poseen distintos tamaños. Este método es ampliamente utilizado tanto en industrias alimenticias como por ejemplo en el tamizado de harinas o granos de café, en separación de trigo, o como en este caso, para material pétreo dentro del campo de la minería.

Por medio de la aplicación de metodologías y principios de ingeniería, se pretende resolver los inconvenientes que trae consigo la importación de cribas, siendo uno ellos el aspecto económico, ya que su costo es muy elevado, además de que las cribas importadas no son compatibles con el tipo de materia prima con que se pretende trabajar.

El diseño de una criba vibratoria permite obtener, a través de un estudio ingenieril, una máquina funcional, confiable y segura, cuyos componentes hayan sido previamente validados mediante simulación, tomando en consideración factores como cálculo de esfuerzos, deformaciones, factores de seguridad y costos de producción.

Por todo ello, el motivo del presente trabajo de titulación es proponer el diseño de una criba vibratoria de inclinación variable, incluyendo las respectivas simulaciones de los elementos críticos del conjunto, que brinde una capacidad y eficiencia máxima de clasificación de agregados. Asimismo, se pretende reducir costos y tiempo de mantenimiento, alcanzando el incremento de producción deseado y su rentabilidad.

### **Objetivo general:**

Diseñar y simular una criba vibratoria con una capacidad de 25 ton/h e inclinación variable para la clasificación de piedra de canto rodado.

### **Objetivos específicos:**

- Identificar la situación actual en el proceso de cribado para la clasificación de piedra de canto rodado.
- Diseñar una alternativa viable de maquinaria para el cribado de piedra de canto rodado.
- Validar resultados mediante simulación en software especializado del proceso de cribado.
- Analizar la factibilidad financiera del diseño, aplicado a la criba vibratoria mediante un estudio técnico – económico.

Para el diseño y simulación de la criba vibratoria, se ha dividido a este trabajo en cuatro capítulos principales, en los cuales se detallan y presentan el desarrollo de los aspectos fundamentales para su dimensionamiento.

En el primer capítulo se han planteado conceptos relacionados con el desarrollo de la criba vibratoria, es decir, enfocándose especialmente en la piedra de canto rodado, sus propiedades (como producto seleccionado), y en los conceptos del proceso de cribado. Además, se mencionan algunas nociones sobre simulación de elementos en el software paramétrico SolidWorks.

En el segundo capítulo se procede con la selección de alternativas acordes al objetivo planteado. Aquí se realiza la comparativa entre tres opciones y son analizadas acorde a ocho parámetros. Para concluir este capítulo, se elige la opción más adecuada en base a su posible desempeño.

El tercer capítulo hace referencia al dimensionamiento de la criba vibratoria respecto a las cargas y/o esfuerzos a los que se verá sometida, y a los materiales existentes dentro del mercado local. Seguido a esto, se procede a simular los elementos más críticos del diseño mediante análisis estático.

En el capítulo cuatro se lleva a cabo el correspondiente estudio económico para la fabricación respectiva de la máquina, definiendo de antemano el costo total de la inversión, seguido de la obtención de indicadores financieros, para validar y asegurar la inversión.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1. Minería en el Ecuador

La minería es considerada como una de las prácticas de la humanidad más antiguas, y actualmente, una gran parte del sector minero se enfoca en la extracción y aprovechamiento de diversos materiales, indispensables para la construcción. Dichos productos se conocen como áridos y pétreos, que gracias a sus características pueden ser utilizados tanto en preparación de bases asfálticas como para dar lugar al hormigón que posteriormente servirán como sustento de obras civiles u ornamentos.

Cuando se habla de actividad minera dentro del territorio ecuatoriano, las principales zonas o localidades a las que se hace referencia son las provincias de: Imbabura, Napo, Orellana, Pastaza, Azuay, Morona Santiago, El Oro y Zamora Chinchipe; en las cuales se desarrollan actividades de extracción minera tanto primarias (galerías) como aluvial (riberas o cauces de ríos), siendo los materiales pétreos y áridos, la materia prima con mayor volumen de explotación y distribución.

En la actualidad, el Ecuador es considerado como un país con gran potencial minero y se caracteriza por la explotación de materia prima para la construcción, a pesar de que hace algunos años no se contaba con estudios de exploración, fueron necesarias estimaciones experienciales y potencial minero de territorios vecinos, como Chile, Perú y Bolivia.

El Gobierno reconoce a la minería como uno de los sectores esenciales y estratégicos, además de ser incluido como punto fundamental para el crecimiento económico del país, con la aspiración de que los grandes proyectos del campo minero contribuyan de manera notable al PIB. Y es así, que se estima un crecimiento considerable del sector minero por la disposición de dichos proyectos, los cuales han hecho posible una crucial inversión en la búsqueda y análisis de recursos minerales presentes en la región, lo que, según Estupiñan [1], hace una década era una debilidad muy grande debido a que no se conocían reservas probables; sin embargo, a día de hoy, el país se encuentra en la fase conclusiva de la exploración de vanguardia en la industria minera a gran escala, lo que dará paso a una continuidad en la explotación minera.

Es fundamental destacar la importancia de asegurar condiciones de salud y seguridad en el ámbito minero, ya que la Organización Internacional del Trabajo lo considera como uno de los trabajos de alto riesgo. Los principales desafíos en cuanto a seguridad laboral en esta industria se relacionan con los riesgos físicos y ergonómicos, que incluyen lesiones, exposición solar y los esfuerzos físicos involucrados en la actividad minera. Además, también se destaca la necesidad de promover el uso apropiado de equipos de protección personal.

## **1.2. Piedra de canto rodado (producto)**

Las piedras de canto rodado son rocas o fragmentos sueltos, generalmente de color gris y de geometría aproximadamente redonda, con una superficie lisa; producto del transporte de medios naturales como corrientes de agua, o de procesos geológicos de origen externo como por ejemplo la erosión y/o el traslado de rocas ígneas. Por esta razón, son muy comunes de encontrar tanto en playas como en las riberas de los ríos. Su forma casi redonda es consecuencia de la erosión producida por el transporte fluvial, lo que suprime sus aristas a la vez que se desgastan gradualmente gracias al contacto con otras rocas en su transporte, o a su vez, a la fuerza generada por las corrientes de agua.

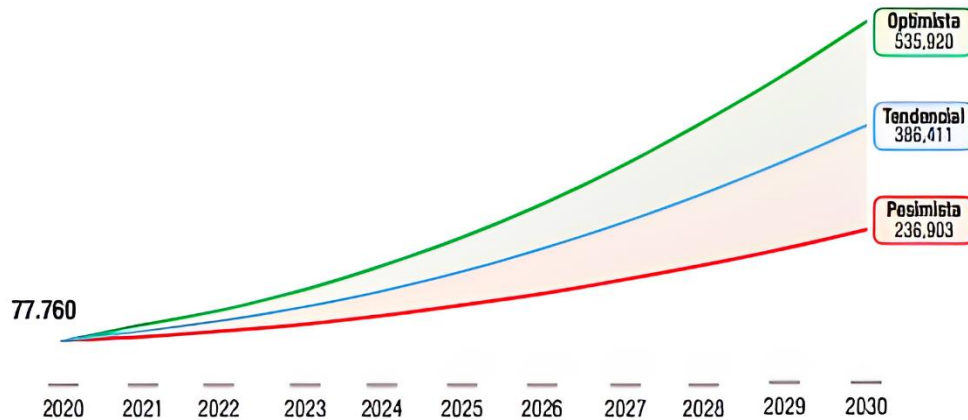
### ***1.2.1. Beneficios económicos de la explotación del canto rodado***

La piedra de canto rodado, entre otros áridos y pétreos, es producto de la minería en el Ecuador, la cual trae consigo abundantes beneficios económicos tal como lo menciona el Ministerio de Energía y Minas [2]. Boletín de prensa en el cual se da a conocer que, a pesar de que las actividades se detuvieron debido a la crisis sanitaria causada por la propagación del COVID-19 en el año 2020, las exportaciones mineras aumentaron gracias al continuo crecimiento de la pequeña minería y a la productividad de las minas a gran escala.

Además, señala que, de acuerdo con el Servicio de Rentas Internas, en el año 2020 la industria minera generó ingresos tributarios por un total de 430 millones de dólares, gracias a las operaciones de la minería metálica y no metálica en pequeña, mediana y gran escala.

Según el Plan Nacional de Desarrollo del Sector Minero 2020-2030 expuesto por el Ministerio de Energía y Recursos Naturales no Renovables [3], se considera que por cada concesión de pequeña minería se generan en promedio unos 20 empleos directos en dicho sector, y a su vez, cada uno de estos empleos directos genera 3 empleos indirectos. Por ende, los empleos totales,

directos e indirectos, dentro de la pequeña minería se puede estimar en la Figura 1, basado en la proyección de concesiones vigentes del 2020 bajo tres escenarios (pesimista, tendencial y optimista).



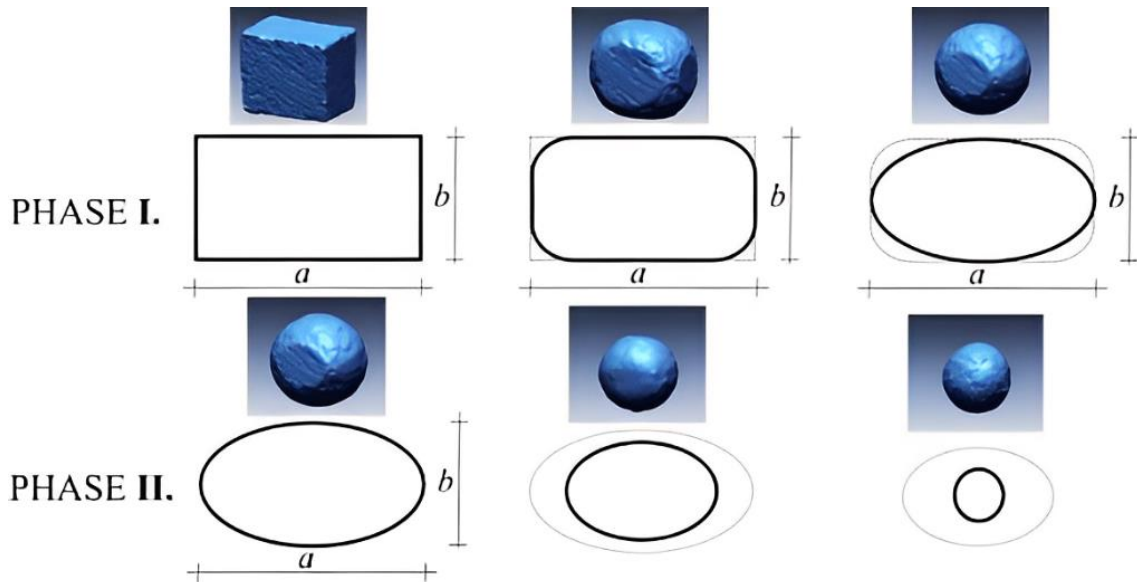
**Figura 1.** Proyección de empleos totales en el régimen de la pequeña minería, [3].

Respecto a lo expuesto en la figura anterior, se estima que en el 2030 el número de empleos totales de la pequeña minería se encuentre dentro del rango de 236.903 – 535.920.

### **1.2.2. Formación del canto rodado**

El fenómeno físico que da lugar a la formación de los cantos rodados puede parecer sencillo a simple vista, mas no lo es. De acuerdo al artículo técnico [4], el proceso de erosión o abrasión del guijarro se produce en dos fases muy distintas. En la Figura 2 se puede apreciar que ambas fases emergen espontáneamente de la abrasión impulsada por la curvatura gaussiana: en la Fase I, aunque se produce el redondeo de los bordes, las dimensiones transversales no disminuyen. Mientras que, en la Fase II, además de persistir el redondeo de los bordes, también se reduce drásticamente el volumen y dimensiones transversales, evolucionando hacia una esfera. Los autores de dicho artículo han confirmado esto mediante experimentos de laboratorio y modelos numéricos por computador; también, asemejan el guijarro con un superelipsoide. Las imágenes presentadas en perspectiva son escaneos láser topográficos que ilustran ambas fases en tres dimensiones.





**Figura 2.** Representación esquemática en 2D y 3D de la abrasión en dos fases, [4].

Al enfocarse en el campo de la geomorfología, esta explica la formación del canto rodado de diversas maneras. Según expone Sternberg [5], el tamaño de la roca se reduce exponencialmente cuando esta recorre distancias aguas abajo en un río; planteando que la causa era la abrasión, debido a la gran cantidad de impactos contra el fondo.

La ley de Sternberg incluye una fórmula que facilita el cálculo de la distancia desde el lugar de origen de la roca y el punto donde se realiza el muestreo. También, permite medir la reducción del espécimen en dicha distancia, en función de la densidad y dureza de los fragmentos, la velocidad del desplazamiento y resistencia a la erosión. La dimensión de las partículas inmersas y la naturaleza del medio por el que son desplazadas también juegan un papel muy importante.

La Figura 3 muestra imágenes del proceso de abrasión en donde las tres filas corresponden a las vistas ortogonales del espécimen, y las columnas muestran la evolución con el tiempo en términos del número de rotaciones. La separación de las fases I y II se pueden observar mediante inspección visual.

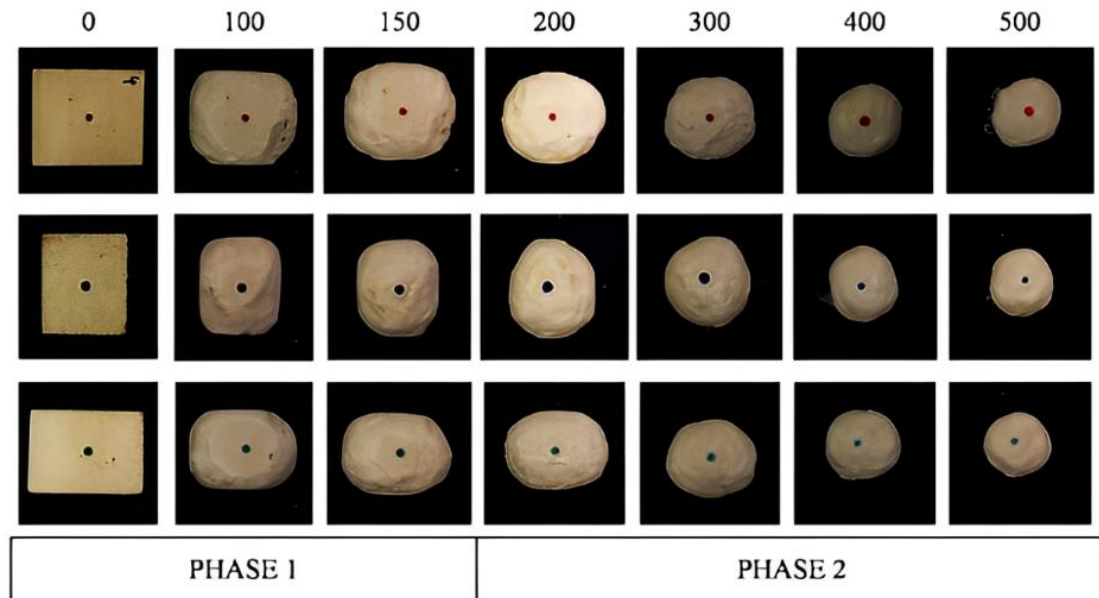


Figura 3. Imágenes experimentales de la abrasión, [4].

### 1.2.3. Usos del canto rodado

La piedra de canto rodado se destina principalmente al área de la construcción. Debido a que es un material resistente, que requiere de limitado mantenimiento y posee buenas propiedades térmicas, este se adhiere al cemento de manera sencilla; por lo que es útil en usos específicos como en la elaboración de bordillos, mezclas, estructuras de apilamiento, diseño de interiores y decoración de jardines de viviendas. Cabe recalcar que gracias a su tamaño son fáciles de manejar y extender. Por todo esto y por sus excelentes propiedades es que su empleo es muy frecuente hoy en día.

### 1.3. Propiedades del canto rodado

La piedra de canto rodado es un material de composición granítica que posee una duración mayor a los 10 años, sin embargo, según Grupo Consigliari [6], el tamaño de las partículas relacionadas y las características del medio a través del cual se transportan también inciden en la durabilidad del mismo.

La idoneidad del canto rodado está determinada en base a sus propiedades. Ya que, gracias a su dureza, su resistencia a la fricción y al desgaste, su alta densidad, y a su resistencia a los ácidos, este material es óptimo para sistemas de filtración hidráulica, dado que resisten las

abrasiones de sustancias químicas muy ácidas o alcalinas a lo largo del tiempo, conservando la mayor parte de su masa y su forma.

Además, puede ser tratado química y térmicamente para mejorar aún más su resistencia y cualidades. Cabe recalcar que el proceso de Sternberg permite medir la resistencia a la fricción y la velocidad del desplazamiento con respecto a la dureza y la densidad de la piedra de canto rodado.

Otra de sus grandes características es que cuenta con una formidable adherencia al cemento, lo que brinda una ventaja al momento de emplearlo en trabajos de construcción, dado a que las partículas podrán moverse con libertad y podrán llegar sin problema a esquinas y áreas que son difíciles de alcanzar para el concreto.

### ***1.3.1. Tamaño del canto rodado***

El tamaño de las piedras de canto rodado varía de tal forma que las rocas al ser trituradas, se rompen en diversos pedazos más pequeños y, mediante el proceso de selección de cribado, los fragmentos de piedra se agrupan según su demanda. Los calibres suelen ser expresados en milímetros y en el rango de dos números. El primer número o dígito hace referencia a la longitud mínima del diámetro de la roca, mientras que el segundo a su máxima longitud.

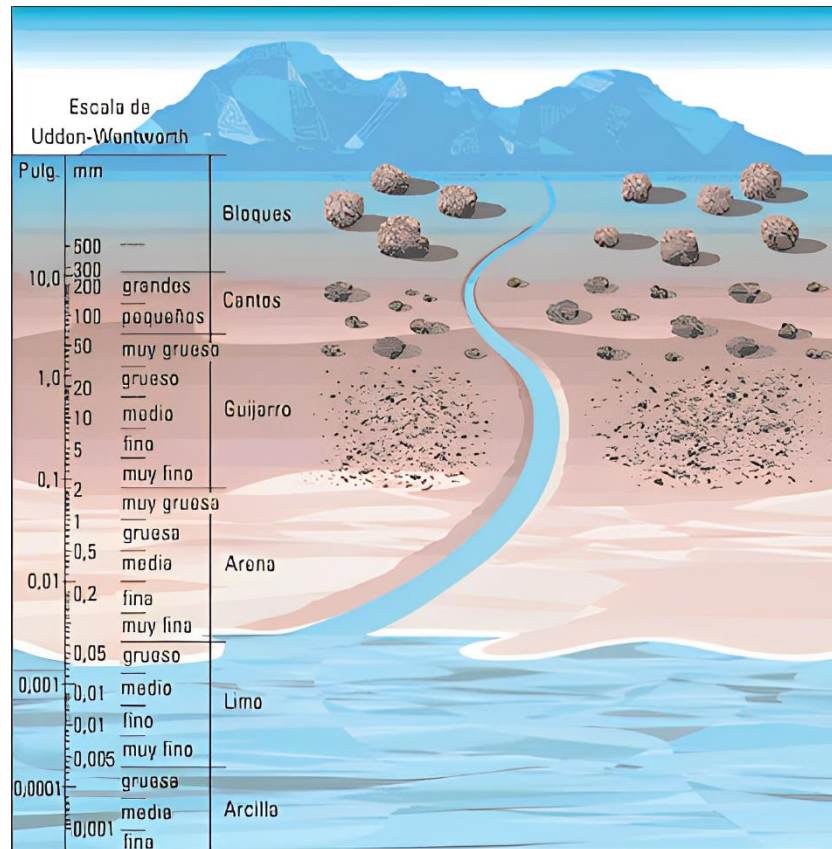
De acuerdo a varias fuentes (Geoxnet [7], Schlumberger [8]), en general, el canto rodado, el cual ocupa el puesto número cinco en la clasificación granulométrica, puede llegar a medir entre 64 y 256 mm. Este posee un mayor tamaño que las gravas (2-64 mm) pero uno menor que los bloques (>256 mm).

A continuación, en la Tabla 1 se visualiza el cuadro granulométrico de Wentworth en la cual constan los valores previamente mencionados.

**Tabla 1.** Cuadro granulométrico de Wentworth modificado por BGS, [7].

<b>Tamaño del clasto o cristal en mm</b>	<b>Clastos sedimentarios</b>		<b>Fragmentos volcanoclásticos</b>	<b>Rocas cristalinas, ígneas, metamórficas o sedimentarias</b>
256	Bloques	<b>GRAVA</b>	Bloques y bombas	Grano muy grueso
64	Grava			
16	Guijarro		Lapilli	Grano grueso
4	Granos			
2	Arena muy gruesa	<b>ARENA</b>		Grano medio
1	Arena gruesa			
0.5	Arena media		Ceniza gruesa	Grano fino
0.25	Arena fina			
0.125	Arena muy fina	<b>LODO</b>		Grano muy fino
0.032	Limo		Ceniza fina	
0.004	Arcilla			Criptocristalino

De igual forma, en la Figura 4 se muestra la escala granulométrica de Udden-Wentworth en donde se aprecian los valores de las dimensiones del canto rodado mencionados anteriormente.



**Figura 4.** Escala granulométrica de Udden-Wentworth, [8].

#### 1.4. Concepto de cribado

El proceso de cribado consiste en la clasificación de partículas sólidas las cuales atraviesan una serie de camas con aberturas de diferentes tamaños lo que efectúa la separación de los fragmentos de menor dimensión a los agujeros de la malla. Conocer la capacidad de producción de un circuito de trituración permitirá conocer el flujo másico que ingresará a la criba y a su vez el porcentaje de masa circulante a través de cada cama.

Al emplear múltiples tamices, se obtienen diversas fracciones de material separado, las cuales pueden clasificarse en función del tamaño de los orificios o el número de mallas utilizadas por unidad de superficie a lo largo del proceso de separación [9].

El material de trabajo se hace vibrar y circula a través de mallas cuya apertura disminuye secuencialmente conforme el material atraviese cada nivel, produciéndose de esta manera la

clasificación por tamaños de acuerdo a la normativa de construcción o los requerimientos del cliente.

La vibración es producida mediante unidades o sistemas compuestos que transmiten la potencia de un motor eléctrico hacia un eje montado sobre cojinetes, el cual posee masas excéntricas a la flecha las cuales mediante rotación producen la fuerza centrífuga necesaria para el avance del material por sobre las mallas de cribado, hasta llegar a la banda transportadora que dirige a la roca triturada hasta su respectiva zona de almacenamiento.

### **1.5. Materiales de fabricación de una criba vibratoria**

Las cribas vibratorias se componen de varios elementos fabricados en aceros al carbono con diferentes características mecánicas según su función. Las planchas que componen la bóveda son fabricadas en acero anti abrasivo debido a su gran resistencia a la fricción, lo que cumple la función de proteger los elementos internos sujetos a desgaste y más propensos a acumular oxidación. Las mallas son fabricadas de alambre de acero resistente a la abrasión y sus soportes están sujetos al interior de la bóveda mediante canales estructurales “U”, fijados con pernos a las planchas laterales para facilitar su montaje y desmontaje. De igual manera se implementan materiales que ayudan a reducir el desgaste como lo son cauchos de banda transportadora cortados y perforados a conveniencia, y tubería de agua para la protección de elementos internos.

### **1.6. Vibradores eléctricos**

El funcionamiento de los vibradores eléctricos se basa en un motor el cual transmite su potencia a través de su eje en cuyos extremos se localizan masas excéntricas, lo que produce una vibración que puede ser ajustada según la necesidad.

Según Restrepo [10], la fuerza centrífuga producida por un moto vibrador provocará un movimiento oscilante con una determinada amplitud y frecuencia. Estos parámetros deben ser calculados en función de la aplicación deseada y las características específicas del montaje para ese propósito.

Los vibradores eléctricos poseen aplicaciones muy variadas que comprenden el transporte y clasificación de sólidos. Ejemplos de aplicaciones en la industria pueden ser: transporte de

alimentos, avance de sólidos en tolvas, clasificación de materiales de construcción, desprendimiento de partículas sólidas en cribas con rociadores de agua, entre otros.

El aspecto que destaca en la utilización de vibradores eléctricos es la facilidad de acceder a sus componentes principales, costos reducidos de mantenimiento y mayor confiabilidad en operación. En la Figura 5 se aprecia un vibrador eléctrico de la marca Syntron.



**Figura 5.** Syntron electric rotary vibrators por Syntron, [10].

La robustez de dichos elementos mecánicos son un aspecto relevante para su implementación y su sistema graduable de masas excéntricas, permiten su correcta puesta en marcha casi en cualquier proyecto de transporte de agregados, bajo las condiciones ambientales más severas y criterios de productividad acertados. A continuación, se exponen los principales tipos de cribas vibratorias disponibles en el mercado internacional.

### **1.7. Tipos de cribas vibratorias**

Las cribas vibratorias industriales destinadas para el trabajo en la industria minera se clasifican mediante su inclinación y su unidad de potencia, la cual es encargada de generar la vibración. Se ha seleccionado tres tipos principales de cribas las cuales poseen características diferenciadas entre sí, las cuales permiten mejorar la capacidad de clasificación de los agregados, por lo que, a continuación, en la Tabla 2, se enlistan sus aspectos positivos y negativos según su configuración geométrica y unidad de potencia.

**Tabla 2.** Aspectos positivos y negativos

<b>Alternativa</b>	<b>Positivos</b>	<b>Negativos</b>
Criba inclinada	Mayor capacidad de producción	Deficiencia en la clasificación
Criba horizontal	Mayor eficiencia de cribado	Mayor dimensión
Criba Grizzly	Mayor vida útil y capacidad de carga	Peso excesivo

A continuación, se definen las características principales de cada tipo de criba vibratoria.

### ***1.7.1. Criba vibratoria inclinada***

Una criba vibratoria inclinada es una máquina de alta frecuencia, principalmente utilizada en la industria minera. Su principal función es clasificar el material que contiene minerales sólidos o material triturado, la frecuencia de vibración de la criba depende de la potencia de un motor alojado a un costado de la misma, el cual transmite su potencia mediante bandas y poleas a un eje sobre el cual van montadas las pesas excéntricas de proporción ajustable. Lo que diferencia a este tipo de criba es la velocidad de avance del material a través de las mallas de separación el cual se produce por el movimiento vibratorio en combinación con la gravedad, que permiten una mayor capacidad de procesamiento en un mismo tiempo, frente a los otros modelos de cribas vibratorias. Como lo indica Martínez [11], la zaranda es un equipo generalmente empleado en el tratamiento de minerales. En la Figura 6 se muestra un ejemplo de la misma.



**Figura 6.** MEKA MS-MGS SERIES INCLINED VIBRATING SCREENS, [11].

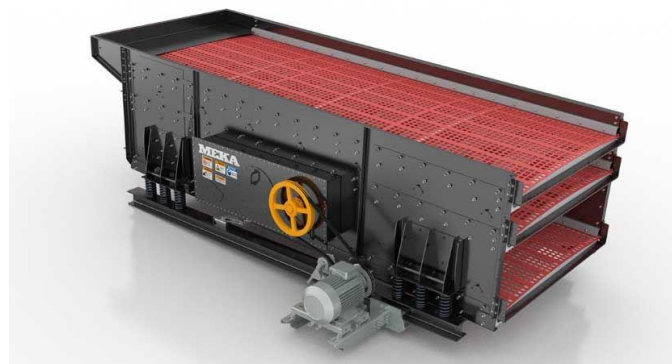
### ***1.7.2. Criba vibratoria horizontal***

Los clasificadores horizontales son utilizados para procesos los cuales requieran un alto grado de eficacia de clasificación, los cuales se caracterizan por separar elementos en movimiento



longitudinal. Estos clasificadores arrastran partículas finas y excluyen las partículas gruesas, y además incluyen componentes adicionales para eliminar las partículas de mayor tamaño [12].

El producto es alimentado mediante una banda transportadora y se introduce en la criba horizontal dentro de la cual se somete a grandes vibraciones producidas por dos motores que transmiten su potencia a través de bandas a dos ejes pasantes que albergan las pesas excéntricas en sus extremos. Al girar ambos motores en sentidos opuestos se produce el avance del material de manera elíptica y a grandes frecuencias vibratorias, lo que a pesar de reducir la capacidad de producción de la materia aumenta la eficacia de la clasificación. Este tipo de criba es muy utilizado en la minería metálica en la cual se requiere una gran precisión para la obtención de las partículas metálicas sólidas y un aprovechamiento máximo de la materia bruta que ingresa a la criba. Un ejemplo de la misma se expone en la Figura 7.



**Figura 7.** MEKA HORIZONTAL SCREENS, [12].

### ***1.7.3. Criba Grizzly***

Este equipo se usa cuando se trata de clasificar residuos que se encuentran junto a partículas de gran tamaño al comienzo del proceso en las instalaciones mineras, y detrás de alimentadores o trituradoras primarias, posicionándose como la opción más idónea para la clasificación de partículas de mayor dimensión, frente a los modelos mencionados con anterioridad.

Sus barras paralelas robustas brindan una vida útil muy prolongada frente a las alternativas anteriores, siendo la opción perfecta para materiales de altas densidades. Su robustez hace que este equipo y sus componentes necesiten de grandes equipos para su montaje y desmontaje como: cargadores frontales, grúas, excavadoras, entre otros. La Figura 8 muestra un ejemplo de la misma.



**Figura 8.** Alimentadores grizzly VF Series, [13].

Los equipos grizzly no ser introducidos en circuitos de trituración de piedra de canto rodado, ya que, por la disposición de sus barras y la geometría de la roca, tiende a sufrir obstrucciones en la superficie de cribado cuando éstas se incrustan entre las barras y son difícilmente expulsadas por acción propia de la máquina.

### **1.8. Conceptos previos para simulación en SolidWorks**

A continuación, se mencionan algunos de los conceptos o parámetros a tener en cuenta a la hora de realizar una simulación en el software SolidWorks de forma correcta y eficiente.

#### ***1.8.1. Método de elementos finitos (MEF)***

SolidWorks utiliza este método numérico para analizar los modelos. Se emplea en diversos campos de la ingeniería, ya sea para realizar un análisis estático, no lineal, de fatiga, térmico, entre otros. Dicho método consiste en fragmentar la geometría o el modelo en múltiples secciones más pequeñas conocidas como "elementos". Al dividir en partes más pequeñas el modelo tridimensional, el problema complejo se convierte en varios problemas más simples que pueden resolverse simultáneamente en menor tiempo. Los puntos de intersección que comparten estos elementos se denominan "nodos" [14].

#### ***1.8.2. Análisis estático***

Un análisis estático proporciona información sobre la deformación de un modelo sometido a cargas y la forma en la que éstas se transmiten a través de él. Este análisis calcula deformaciones unitarias, desplazamientos, fuerzas de reacción y tensiones que ocurren en el modelo cuando se somete a condiciones de contorno establecidas previamente (material, sujeciones, cargas, mallado, entre otros).

La simulación brinda la oportunidad de analizar el factor de seguridad (por sus siglas, FS) y modificar el diseño del modelo para prevenir el fallo en áreas donde se encuentran altas tensiones. Un factor de seguridad menor a uno indica que el material ha fallado. Al realizar el post-procesamiento, la falla del modelo se interpreta en color rojo. Y, cuando el FS es mayor a uno, significa que el modelo está expuesto a tensiones bajas y existe la oportunidad de eliminar material y, por ende, reducir así su peso. El análisis estático puede ser aplicado a piezas individuales como a conjuntos o ensamblajes [15].

### ***1.8.3. Selección de material***

En SolidWorks, una de las primeras operaciones necesarias para realizar un análisis adecuado es especificar el material utilizado en la pieza ensayada, ya que, sin su definición, no será posible realizar dicho ensayo.

Se debe tener en cuenta que un material se considera isotrópico cuando su comportamiento es el mismo en todas las direcciones, mientras que uno ortotrópico es cuando varía su comportamiento según el eje en el que esté siendo sometido a carga o trabajo [16].

Por otro lado, para asignar un material a la pieza se lo puede hacer mediante la biblioteca de materiales integrada del software, mientras que, si se desea crear uno nuevo, se deberá definir algunas de sus propiedades como: módulo elástico, módulo cortante, densidad, coeficiente de Poisson y coeficiente de dilatación térmica [17].

### ***1.8.4. Definición de sujeciones***

Permiten determinar la forma en la que la pieza o ensamble está posicionado y anclado en el entorno. Es decir, permiten establecer cómo el modelo responderá en términos de desplazamientos una vez que se aplique una carga sobre él.

El software dispone de sujeciones tipo estándar y avanzada. La opción de “geometría fija” de tipo estándar, por ejemplo, se encarga de restringir el movimiento de los elementos seleccionados, eliminando todos sus grados de libertad de traslación y rotación [18].

### ***1.8.5. Definición de cargas externas***

Esta funcionalidad permite establecer las cargas que actuarán sobre el modelo que está siendo estudiado. En un análisis estático, existen diversos tipos de cargas que se pueden aplicar, como fuerza, presión, torsión, gravedad, temperatura y carga de apoyo [19].

### ***1.8.6. Creación del mallado***

La definición del mallado de una pieza o ensamblaje en 3D, comprende una de las etapas fundamentales al momento de realizar una simulación numérica por computador.

Como se mencionó previamente, la malla se compone de una serie de tetraedros pequeños que cubren todo el volumen del modelo en estudio. En análisis simples, se puede estudiar solo los vértices del tetraedro, o los vértices y el punto central del polígono, e incluso los vértices y el punto central de cada cara. Sin embargo, cuando se buscan resultados más precisos, es necesario aumentar el número de nodos en el análisis o a su vez disminuir el tamaño de las figuras [20].

SolidWorks opera con varios tipos de malla, estos pueden ser: malla sólida, malla de vaciado, o malla mixta (la combinación de éstas dos). Para evaluar si el tamaño de la malla es el apropiado o si la calidad de la malla definida es suficiente para obtener resultados coherentes en el modelo, el software proporciona dos métodos de cálculo que realizan iteraciones múltiples hasta alcanzar una precisión específica en el resultado final, con un porcentaje de error preestablecido. Estos métodos adaptativos se conocen como "método H" y "método P".

En el método H, se realiza una subdivisión de la malla inicial en elementos más pequeños en áreas donde hay un mayor riesgo de error. Por otro lado, el método P es de enfoque iterativo que no añade elementos adicionales a la malla, sino que incrementa el orden polinómico de ciertos elementos en función del error presente. La evaluación del error se basa en la continuidad de las tensiones [21].

Cuando se habla de la densidad de la malla, se refiere al tamaño de la misma, pudiendo ser esta gruesa o fina. Cuando la malla es gruesa, permite incrementar el tamaño global del elemento. Mientras que la malla fina incrementa la calidad y precisión del mismo, pero requiere de un tiempo de cálculo mayor.

Por otro lado, la calidad de la malla en SolidWorks se evalúa mediante dos procedimientos: la verificación de la relación de aspecto y los puntos jacobianos. La relación de aspecto es básicamente la relación entre la arista más larga y la normal más corta de un tetraedro perfecto. Esta verificación es realizada automáticamente por el software. Además, un cociente jacobiano de 40 es considerado como un valor apropiado para una malla de alta calidad. Una malla perfecta se caracteriza por tener elementos tetraédricos o triangulares uniformes y aristas de igual longitud [22].

## CAPÍTULO II

### SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

#### 2.1. Selección del tipo de criba vibratoria

Para seleccionar el tipo de criba a diseñarse se tomarán en cuenta dos de los tres tipos de cribas definidas en el capítulo 1. Descartando la criba grizzly la cual representa gran complejidad de mantenimiento y personal altamente calificado para su operación. A su vez se introducen variantes de los modelos básicos establecidos las cuales poseen características funcionales similares, pero ventajas diferentes en la operación del equipo. La Tabla 3 indica las alternativas por evaluar.

**Tabla 3.** Alternativas para el diseño

Alternativa	Tipo de criba
1	Inclinada/regulable con vibrador externo
2	Inclinada/regulable con acople banda-polea y eje pasante
3	Horizontal con acople banda-polea y ejes pasantes

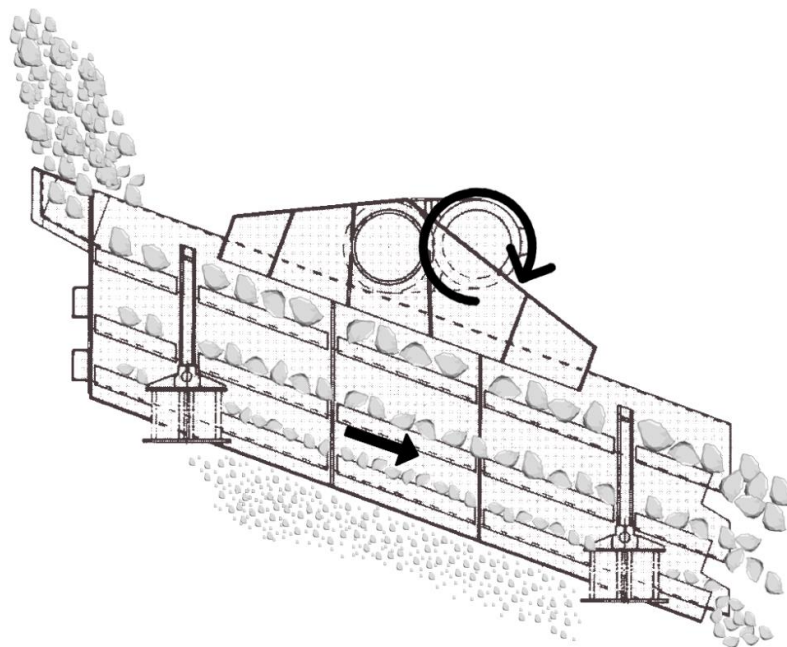
#### 2.2. Alternativa 1 – Criba vibratoria inclinada/regulable con vibrador externo

La criba vibratoria inclinada con vibrador externo es una opción que brinda una gran capacidad de producción con la mayor área efectiva de cribado. Su funcionamiento depende de un vibrador rotatorio eléctrico el cual transmite la fuerza centrífuga y momento producido por sus contrapesas a toda la estructura. La roca triturada cae sobre el primer nivel y la vibración permite el avance del material a través de mallas que clasifican la roca por distintos tamaños. El principio de funcionamiento se aprecia en la Figura 9.

Sus ventajas principales son:

- Mayor capacidad de producción: la gravedad obliga al material a desplazarse más rápido a través de la criba.
- Mayor área efectiva de cribado: al encontrarse el vibrador en una posición externa a la bóveda se aprovecha el 100 % del área de las mallas para la clasificación del material.

- Facilidad de mantenimiento: elementos de desgaste como bandas, poleas y rodamientos, se ven eliminados con la implementación del moto vibrador eléctrico y, al no tener un eje pasante a través de la bóveda, la extracción de las mallas para su reemplazo se ve simplificada.
- Inclinación variable: brinda la posibilidad de alternar el ángulo de inclinación de la criba cuando se necesite brindar una mayor velocidad de avance del material. Característica aprovechable para producción de diferentes dimensiones de roca.
- Costos y frecuencia de mantenimiento reducidos: el vibrador eléctrico posee rodamientos internos más pequeños en relación a los modelos de acople banda – polea, lo cual supone una disminución en la cantidad de lubricante con un ciclo de trabajo mayor. Se eliminan gastos por reemplazo de poleas, bandas, chavetas, rodamientos, ejes, entre otros.
- Inversión inicial de capital menor: posee menor cantidad de elementos para su funcionamiento y una mayor facilidad de instalación.



**Figura 9.** Diagrama del funcionamiento de la alternativa 1.

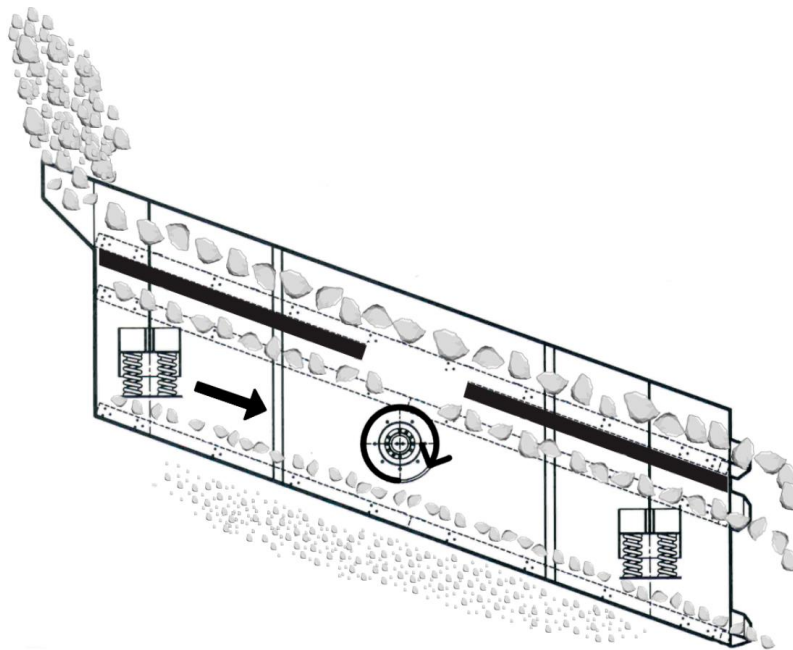
### **2.3. Alternativa 2 – Criba vibratoria inclinada/ regulable con eje pasante**

Criba vibratoria con eje pasante que atraviesa el centro de gravedad de la bóveda cuyo funcionamiento depende de un motor fijo que transmite su potencia a través de un acople banda – polea, en el extremo opuesto se encuentra una polea acoplada al eje pasante el cual cuenta

con contrapesas (masas) montadas en ambos extremos las que generan el movimiento oscilatorio. La roca triturada pasa a través de 3 niveles de malla de distinto paso, lo que realiza la clasificación del material. Su funcionamiento se aprecia en la Figura 10.

Sus ventajas principales son:

- Alta capacidad de producción: su inclinación ayuda al avance del material a través de las mallas.
- Área efectiva de cribado: el eje pasante cuenta con un tubo protector el cual reduce la capacidad de separación de las mallas, sin embargo, cuenta con una buena superficie de cribado de aproximadamente el 90 %.
- Inclinación variable: posibilidad de ajustar la inclinación de la bóveda para distintos tipos y tamaños de material.
- Costos aceptables de mantenimiento: los elementos de desgaste suelen sustituirse frecuentemente (bandas, poleas, rodamientos), pero poseen facilidad de acceso y desmontaje para las actividades de mantenimiento y su costo no suele ser muy elevado.
- Inversión inicial de capital intermedia: al encontrarse los elementos motrices a través de su centro de gravedad, su estructura es más ligera y simplificada, lo que se traduce a menor capital en su fabricación.



**Figura 10.** Diagrama del funcionamiento alternativa 2.

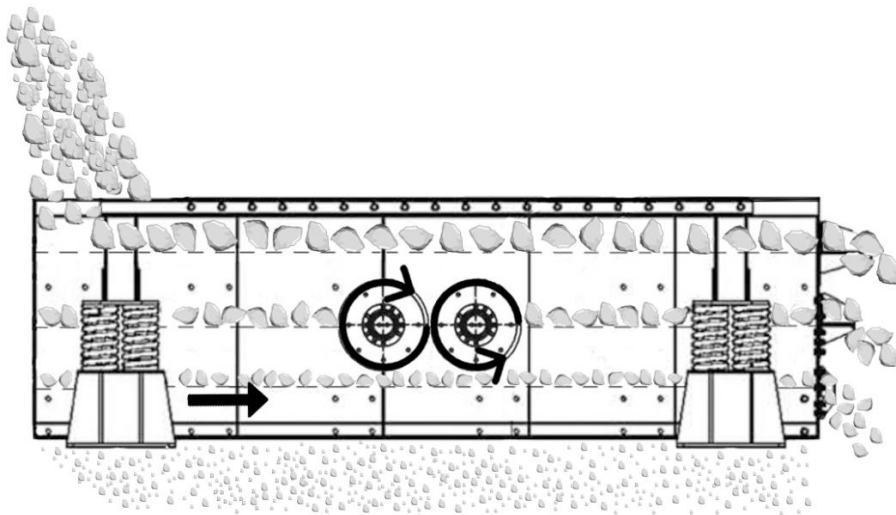


#### 2.4. Alternativa 3 – Criba vibratoria horizontal con ejes pasantes

La criba vibratoria horizontal es la alternativa que brinda la mayor eficiencia operativa debido a una velocidad de desplazamiento más lenta en comparación con las cribas inclinadas, al mantenerse más tiempo sobre las mallas permite una separación mucho más efectiva. Su construcción robusta la hace menos propensa a estrés por fatiga lo cual aumenta la vida útil de sus elementos. Su principio de operación se observa en la Figura 11.

Sus ventajas son:

- Mayor eficiencia de cribado: la velocidad de avance del material es reducida y los dos ejes producen un movimiento elíptico lo que permite la mayor eficiencia en la separación a través de toda la superficie de la malla.
- Mayor capacidad: el movimiento elíptico de alta energía proporciona hasta un 25 % de capacidad extra que una pantalla convencional del mismo tamaño.
- Cribado de precisión: permite la separación de materiales húmedos, pegajosos o sucios e incluso la implementación de un sistema de riego para partículas fijas con contaminantes.



**Figura 11.** Diagrama del funcionamiento alternativa 3.

## 2.5. Método de selección

La criba vibratoria se seleccionará de acuerdo a parámetros de selección jerárquica en la que se evaluarán las principales ventajas de los modelos. En la Tabla 4 se muestra el método de calificación de las variables.

**Tabla 4.** Método de calificación

<b>Valor</b>	<b>Equivalencia</b>
4	Destacable
3	Bueno
2	Regular
1	Inadecuado

Los parámetros a evaluarse son:

- Capacidad de cribado
- Disponibilidad de repuestos
- Facilidad de mantenimiento
- Costos de mantenimiento
- Versatilidad
- Seguridad
- Inversión inicial
- Fabricación

### 2.5.1. *Capacidad de cribado*

La capacidad de cribado es un aspecto fundamental en la producción de agregados dentro de un circuito de trituración, permitiendo incrementar la capacidad de alimentación de materia prima en la etapa de trituración y eliminando tiempos muertos de alimentación al circuito. Esta característica se ve relacionada directamente con el área de cribado efectiva, el tipo de trituradoras con las que cuenta el circuito y el sistema que permite el movimiento del material sobre las mallas de cribado. En la Tabla 5 se pondera cada alternativa según sus ventajas frente a los otros modelos.

**Tabla 5.** Valoración y ponderación de la capacidad de cribado

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Máxima área efectiva de cribado. Sin elementos que obstruyen la trayectoria del material a clasificarse.	4
2 <sup>da</sup>	Área efectiva de cribado reducida al 90 % debido a que cuenta con un eje pasante por medio de la bóveda.	3
3 <sup>ra</sup>	Área efectiva de cribado reducida al 80 % debido a que cuenta con dos ejes pasantes a través de la bóveda.	2

### **2.5.2. Disponibilidad de repuestos**

La disponibilidad de repuestos suele ser un aspecto muy importante cuando se requiere seguir un plan de mantenimiento de la planta de trituración enfocado en una máxima productividad. Al ser una criba vibratoria una máquina sometida a vibraciones y estar en contacto con material abrasivo, requiere de una frecuencia de reemplazo establecida para los elementos de desgaste. La mayor parte de los elementos pueden adquirirse a nivel nacional, pero cada alternativa posee elementos sujetos a importación lo que hace de este aspecto uno de los más importantes ya que cualquier falla imprevista de dichos elementos supone una para en la producción hasta su correspondiente reposición. En la Tabla 6 se valoran la disponibilidad de los elementos sujetos a importación.

**Tabla 6.** Valoración y ponderación de la disponibilidad de repuestos

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Motor vibrador eléctrico trifásico de 6 polos y 1200 RPM disponible en Italia, Estados Unidos, España, entre otros.	3
2 <sup>da</sup>	Contrapesas y crucetas del eje principal disponibles en Estados Unidos, China, Turquía, India, entre otros. También se las puede fabricar a nivel nacional.	4
3 <sup>ra</sup>	Contrapesas y crucetas de los ejes, disponibles en Estados Unidos y Reino Unido. Se las puede fabricar a nivel nacional.	4

### 2.5.3. *Facilidad de mantenimiento*

Esto implica la reducción del tiempo de las tareas destinadas a la inspección, rectificación o reemplazo de los elementos que componen la criba, lo que se traduce a un incremento del tiempo destinado a la producción de los agregados y a su vez mayores ganancias económicas. La Tabla 7 muestra las características que facilitan las actividades de mantenimiento y su respectiva calificación.

**Tabla 7.** Valoración y ponderación de la facilidad de mantenimiento

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Uniones apernadas que permiten el desmontaje de todos los componentes de la bóveda. El mantenimiento se centra en la limpieza y verificación del estado del vibrador eléctrico y las mallas de clasificación.	4
2 <sup>da</sup>	Aunque los elementos que generan la vibración se encuentran en el interior de la bóveda un solo eje disminuye la cantidad de elementos y permite el desmontaje de las paredes laterales para las actividades de mantenimiento.	3
3 <sup>ra</sup>	A pesar de que la bóveda se encuentra completamente soldada y tener la mayor cantidad de elementos, al estar en posición horizontal permite el desmontaje oportuno, aunque representa un tiempo más prolongado.	2

### 2.5.4. *Costos de mantenimiento*

Los costos de mantenimiento de un circuito de producción pueden representar el rubro más fuerte en la industria minera. Una elección incorrecta del tipo de equipo destinado a la clasificación de material de canto rodado, significaría un aumento exponencial de dicho rubro. Las cribas vibratorias son el elemento de la línea de producción que se encuentra el 100 % del ciclo de trabajo en contacto con el material triturado, por lo cual su deterioro es inevitable. A continuación, en la Tabla 8 se incluye de manera general los aspectos que van a regular el monto de dinero destinado a costos de mantenimiento.

**Tabla 8.** Valoración y ponderación de factores relacionados a costos de mantenimiento

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Se eliminan las bandas, poleas, crucetas, rodamientos y ejes del sistema que produce la vibración. Las mallas se aprovechan en su totalidad. El vibrador eléctrico requiere de una mínima intervención en las actividades de mantenimiento.	4
2 <sup>da</sup>	Posee un tubo interno protector que se encuentra en contacto permanente con el material reduciendo el aprovechamiento de malla útil que se encuentra bajo esta sección. Las bandas, poleas, crucetas, rodamientos y su eje también se consideran como elementos de desgaste frecuente.	3
3 <sup>ra</sup>	Posee doble cantidad de elementos que el anterior, por ende, una doble superficie de cribado desaprovechada y una cantidad de lubricantes mucho mayor para la misma.	1

#### **2.5.5. Versatilidad**

En la industria de producción de agregados de construcción existe una variedad grande de tamaños de producción de roca triturada, lo que en muchas ocasiones requiere ciertos ajustes en la máquina de clasificación del material. Para la producción de triturado de mayor dimensión se necesita que el material avance más rápido a través de las mallas de clasificación debido a que los espacios de paso de las mismas son mayores y permiten clasificar el material en menor tiempo. Por otro lado, cuando se trata de producir material de menor dimensión la velocidad de avance del material sobre las mallas debe ser menor para aumentar la eficiencia de separación ya que es más difícil que estas partículas se separen en comparación de las más grandes. Esta velocidad puede ser aumentada de dos maneras, la primera y más simple es la de aumentar el ángulo de inclinación de la criba para que por efecto de gravedad el material se impulse hacia adelante con mayor facilidad y la segunda, consiste en aumentar la excentricidad de las contrapesas para producir una mayor vibración (lo que viene limitado también por la capacidad del motor). La Tabla 9 muestra la ponderación de los aspectos destacables de cada alternativa.

**Tabla 9.** Valoración y ponderación de la versatilidad

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Ángulo de inclinación variable mediante un sistema de sujeción pasador – buje que permite la regulación manual de la inclinación según demanda.	4
2 <sup>da</sup>	Ángulo de inclinación variable mediante sistema de sujeción pasador – buje.	4
3 <sup>ra</sup>	No permite el ajuste de inclinación de la criba, pero si el aumento de la excentricidad para cumplir el objetivo.	3

### **2.5.6. Seguridad**

Un aspecto fundamental en la selección del equipo se trata de la seguridad que este brinda al usuario durante la inspección, funcionamiento y tareas de mantenimiento. De antemano se destaca la posición horizontal de la tercera alternativa la cual brinda una mayor estabilidad para el usuario en las tareas de inspección y mantenimiento, frente a las dos alternativas inclinadas. En la Tabla 10 se muestran los aspectos destacables de cada selección con su respectiva valoración.

**Tabla 10.** Valoración y ponderación de la seguridad

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Unidad de potencia externa que brinda una inspección sencilla y segura. Orificios de inspección interna de la bóveda por la parte posterior de la criba.	4
2 <sup>da</sup>	El uso de bandas en la unidad de potencia significa un riesgo para la inspección durante su funcionamiento y su eje interno implica el ingreso del personal al interior para las tareas de mantenimiento. Posee menor peso operativo.	2
3 <sup>ra</sup>	Uso de dos pares de bandas en la unidad de potencia. Doble cantidad de elementos internos. Mayor peso operativo.	1

### 2.5.7. *Inversión inicial*

La inversión inicial es el principal aspecto analizado por la empresa que requiera implementar una criba vibratoria a su circuito para aumentar su capacidad de producción. Cada tipo de criba vibratoria emplea mecanismos de operación distintos, su complejidad y capacidad afecta directamente sobre su costo por lo que a menor precio se obtendrá una mayor ponderación. A pesar de que todos los modelos pueden conseguirse en el exterior e importarse al país, por sus dimensiones y peso su costo final resulta muy elevado para el mercado local. La fabricación que brinde prestaciones de acuerdo al tipo de terreno a ser explotado y sea acorde a una capacidad de producción instalada suele ser la mejor opción para cualquier inversionista. En la Tabla 11 se observa la calificación de las alternativas según el costo de las mismas.

**Tabla 11.** Valoración y ponderación de la inversión inicial

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Estructura robusta, con unidad de potencia sometida a importación, lo que eleva su costo.	3
2 <sup>da</sup>	Mayor cantidad de elementos en la unidad de potencia, pero con estructura más ligera lo que se traduce a menor utilización de material para su fabricación.	4
3 <sup>ra</sup>	Unidad de potencia compleja y con un peso operativo muy elevado lo que significa a un mayor costo de fabricación.	2

### 2.5.8. *Fabricación*

Para su fabricación se toma en cuenta la complejidad de su diseño lo cual incrementa de acuerdo a las prestaciones que brinda cada modelo, la cantidad de material a utilizarse, elementos mecánicos, construcción, instalación y puesta en marcha. Cabe destacar que se posee información referencial respecto al diseño, pero se tiene que adaptar a las características del material a procesarse y el entorno nacional. De igual manera, se pretende que todos los elementos para su fabricación se encuentren catalogados y disponibles a nivel nacional. En la Tabla 12 se presenta el análisis de facilidad de fabricación de acuerdo a la complejidad de su diseño y su respectiva ponderación.

**Tabla 12.** Valoración y ponderación de la inversión inicial

<b>Alternativa</b>	<b>Valoración</b>	<b>Ponderación</b>
1 <sup>ra</sup>	Diseño más complejo, su fabricación y montaje dependen de personal técnico calificado.	3
2 <sup>da</sup>	Fabricación y dimensionamiento de los elementos del sistema de potencia complejos. Cantidad de elementos elevada.	4
3 <sup>ra</sup>	Mayor cantidad de elementos, mayores dimensiones y montaje asistido por maquinaria de elevación.	2

## 2.6. Evaluación de resultados

La Tabla 13 muestra la valoración total de cada opción. El método de selección consiste en que la mayor calificación obtenida representa la mejor alternativa. Los aspectos inmersos en el proceso de selección son los más importantes, pero se destaca la facilidad de fabricación y la inversión inicial ya que se pretende que el modelo obtenido en el desarrollo del trabajo, pueda ser fabricado a futuro.

**Tabla 13.** Calificación final

<b>Parámetro</b>	<b>Alternativa 1</b>	<b>Alternativa 2</b>	<b>Alternativa 3</b>
Capacidad de cribado	4	3	2
Disponibilidad de repuestos	3	4	4
Facilidad de mantenimiento	4	3	2
Costos de mantenimiento	4	3	1
Versatilidad	4	4	3
Seguridad	4	2	1
Inversión inicial	3	4	2
Fabricación	3	4	2
<b>TOTAL</b>	<b>29</b>	<b>27</b>	<b>17</b>

Según lo obtenido en la Tabla 13, el mejor modelo a diseñar será la alternativa 1 que corresponde a la criba vibratoria inclinada/regulable con vibrador externo; cuya configuración brinda las mejores prestaciones para el sector minero nacional. Se deben tener en cuenta los aspectos en los cuales ha recibido una menor calificación al momento de diseñar el equipo.



## CAPÍTULO III DISEÑO GEOMÉTRICO

### 3.1 Dimensiones generales

El elemento más importante para el diseño de la criba vibratoria será la bóveda, que aloja todos los elementos en su interior y dentro de la cual se encontrará el material en movimiento de acuerdo a la capacidad instalada de la planta de trituración. La misma deberá ser liviana, de plancha de acero anti abrasiva, con medidas estandarizadas de sus mallas, tener su respectivo distanciamiento entre niveles y que todos sus elementos estén disponibles para su adquisición en territorio ecuatoriano. Considerando dichos factores, se ha optado por utilizar materiales del proveedor DIPAC, que cuenta con varias sucursales a nivel nacional y cuyos productos están catalogados y disponibles en stock.

### 3.2 Dimensión de la bóveda

Como se mencionó con anterioridad, su importancia está en ser el soporte para los elementos que realizan el cribado. Para dimensionar la bóveda se parte definiendo el aspecto fundamental para el diseño de la criba vibratoria, que es conocida como superficie de cribado, la cual corresponde al área total disponible para dicho efecto.

Bouso [23] plantea un método para calcular la superficie de cribado, el cual reconoce no existir un método exacto para dicho cálculo, sino que es un híbrido de los métodos propuestos por los principales fabricantes de equipos de clasificación de áridos, quienes mediante la experimentación han definido criterios que pueden ser utilizados para dimensionar de manera muy cercana la superficie necesaria para clasificar una capacidad de producción instalada.

El método se resume en la ecuación (1):

$$s = \frac{T \cdot f_p}{B \cdot f_t} \quad (1)$$

Donde:

$s$ : Superficie necesaria de cribado [ $m^2$ ]

$T$ : Cantidad de materia prima que atravesará las mallas en una hora  $\left[\frac{Ton}{h}\right]$

$f_p$ : Factor adimensional necesario para proyectar la capacidad de cribado

$B$ : Capacidad básica de alimentación  $\left[\frac{\text{Ton}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}\right]$

$f_t$ : Producto de los distintos factores de corrección de la capacidad básica de cribado; adimensional.

Se debe tener en cuenta que una operación industrial de trituración de roca nunca será un proceso perfecto, ya que involucra varios factores entre los cuales se destacan los inherentes al proceso y se detallan a continuación:

- Alimentación de la planta:

A menor escala se realiza mediante una excavadora, la cual proporciona el material al circuito de trituración y por ende provoca una variación del flujo de materia prima debido a que depende netamente del desempeño de la máquina y del operador de la misma.

A mayor escala se utilizan alimentadores vibratorios, los cuales tienen incorporada una tolva la cual puede almacenar momentáneamente una cantidad de material y administrarlo al circuito de manera continua, lo que permite la utilización de cargadores frontales para su alimentación, los cuales poseen una mayor capacidad de carga y facilidad de desplazamiento.

- Tipo de trituradoras:

Existen varios tipos de trituradoras de roca entre las cuales se destacan las de mandíbula y las trituradoras de cono, por su resistencia frente al material extremadamente duro.

A pesar de que las trituradoras de mandíbula son equipos más robustos y con una facilidad de mantenimiento destacable, provocan una gran cantidad de lascas en el material triturado, por lo que la capacidad de cribado puede verse afectada ante la presencia de estas partículas que no van a poder ser clasificadas fácilmente.

Una trituradora de cono mejora de manera notable la calidad de partículas trituradas y a su vez la capacidad de clasificación de la criba vibratoria a pesar de ser una máquina más complejas, con mayores costos de mantenimiento y la necesidad de personal capacitado para su operación.

Es por estos motivos que resulta conveniente otorgarle un factor de sobredimensionamiento al resultado calculado de la superficie de cribado, que usualmente es de un 20 % adicional.

### 3.2.1 Capacidad básica

El Anexo 1 [23] muestra valores de capacidad básica calculados a partir de un producto cuya densidad es  $1.6 \text{ t/m}^3$  que atraviesa una malla de alambre de acero de tipo cuadrada con un 50 % de área libre, un contenido de partículas superiores al paso del 25 % y de partículas inferiores a la mitad del paso del 40 %, con una eficiencia de cribado del 94 %.

Para cualquier otro material se deberán aplicar factores de corrección que permitan minimizar el error de cálculo existente entre lo tabulado y el panorama real del proceso de cribado. Una variable indispensable para el cálculo de dichos factores es el paso de malla  $Lm$ , que es el tamaño de agujeros disponibles en la primera cama para la clasificación del material. Para este caso se utilizará un paso de malla de la primera cama de 1 plg,  $Lm = 25.4 \text{ mm}$ .

Con el uso del Anexo 1, la luz de malla planteada para dicho propósito ( $Lm$ ) y la consideración de que el material a ser clasificado será materia triturada, se obtiene el valor de la capacidad básica mediante interpolación lineal utilizando la ecuación (2), cuyas variables se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14. Valor B calculado por interpolación lineal.

$Lm \text{ (mm)}$	$B \left( \frac{\text{ton}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \right)$
25	26
25.4	$y$
31.5	30

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) + y_1 \quad (2)$$

$$y = \frac{(30 - 26)}{31.5 - 25} \cdot (25.4 - 25) + 26$$

$$y = B = 26.246 \frac{\text{ton}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$$

### 3.2.2 Cálculo del factor de corrección, $f_t$

Producto de los factores de corrección utilizado para corregir el error de cálculo presente en la utilización de otros materiales con composición distinta al utilizado para determinar los valores de capacidad básica expuestos en el apartado anterior.

### 3.2.3 Factor densidad aparente, $f_d$

Este factor se define mediante la ecuación (3):

$$f_d = \frac{\rho_a}{1.6 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}} \quad (3)$$

Donde:

$f_d$ : factor de corrección de densidad

$\rho_a$ : densidad del material a clasificar

La materia prima a clasificarse es canto rodado seco triturado, el cual cuenta con una densidad de 2 ton/m<sup>3</sup> [24]. Reemplazando en la ecuación (3), el factor de corrección es:

$$f_d = \frac{2 \text{ ton/m}^3}{1.6 \text{ ton/m}^3}$$

$$f_d = 1.25$$

### 3.2.4 Factor rechazo, $f_r$

Toda partícula cuyo tamaño es mayor al paso de la malla se considera rechazo (R). El factor de corrección se encuentra tabulado en el Anexo 2 [23]. Teniendo en cuenta el proceso menos eficiente de trituración que se obtiene con el uso de las trituradoras de mandíbula, se estima tener un 25 % de roca triturada mayor al tamaño de paso de la primera cama, en el panorama más pesimista. Para un 25 % de rechazo:

$$f_r = 1$$

### 3.2.5 Factor semitamaño, $f_s$

Toda partícula cuyo tamaño sea menor a la mitad del paso de la malla se considera semitamaño. El Anexo 3 [23] muestra el factor de corrección para distintas concentraciones. Con la misma consideración del apartado anterior, tratándose del panorama más crítico, se estima obtener un 30 % de partículas cuya dimensión es inferior a la mitad del paso, es decir, menores a 12 mm. Para un 30 % de semitamaño:

$$f_s = 0.85$$

### 3.2.6 Factor eficiencia de cribado, $f_e$

Cualquier eficiencia distinta al 94 % deberá ser corregida con el factor correspondiente tabulado en el Anexo 4 [23]. Con el propósito de asegurar un desempeño óptimo de la criba, se ha seleccionado una eficiencia del 96 %, valor medio de los principales fabricantes de cribas en el mundo. Para dicha eficiencia:

$$f_e = 0.85$$

### 3.2.7 Factor humedad, $f_h$

Cada tipo de material presenta una humedad distinta. A pesar de que resulta difícil obtener un valor global de concentración de humedad en la materia prima, se poseen los siguientes valores generales que se observan en la Tabla 15.

Tabla 15. Factor de humedad  $f_h$ , [23].

Material	Porcentaje de humedad	Factor humedad, $f_h$
Canto rodado “mojado”	$H > 9 \%$	No se puede cribar en seco
Canto rodado “húmedo”	$9 \% > H > 6 \%$	0.75
Canto rodado “seco”	$6 \% > H > 3 \%$	0.85
Si,	$H < 3 \%$	1

La materia prima destinada a ser procesada en muy pocos casos es almacenada en condiciones que permitan que la humedad presente en la misma sea inferior a un 3 %. En general esta se encuentra expuesta a las condiciones medioambientales por lo que se trabaja con un canto rodado húmedo, cuyo factor de corrección es:

$$f_h = 0.75$$

### 3.2.8 Factor tipo de malla, $f_m$

A continuación, en la Tabla 16, se aprecia el factor  $f_m$  de acuerdo al tipo de malla, entre las cuales se destacan las más utilizadas que son de aperturas cuadradas y aperturas redondas.

**Tabla 16.** Factor según tipo de malla  $f_m$ , [23].

Tipo de malla	Factor $f_m$
Malla de aperturas cuadradas	1
Malla de aperturas redondas	0.8

Como se mencionó con anterioridad, las mallas que se encuentran a nivel nacional son de acero de alta resistencia con aperturas cuadradas, por lo que el factor de corrección en este caso será:

$$f_m = 1$$

### 3.2.9 Factor presencia de lascas, $f_l$

En todo proceso de trituración de roca existen partículas que llegan a la etapa de clasificación cuyas dimensiones peculiares impiden que sean clasificadas con éxito y dificultan el cribado. Estas partículas son conocidas bajo el nombre de lascas y son aquellas cuya longitud es de 2 a 3 veces mayor a su alto y ancho. Por esto se plantea un factor de corrección  $f_l$  el cual se ha obtenido de manera experimental y se refleja tabulado en el Anexo 5 [23].

La trituración de roca mediante trituradoras de mandíbula es un proceso el cual incluye gran presencia de lascas en el producto triturado final, por lo que se asume un panorama crítico en el cual el producto triturado contenga un 30 % de lascas en su composición. Para una concentración de 30 % de lascas se tiene:

$$f_l = 0.8$$

### 3.2.10 Factor inclinación de la criba, $f_i$

Normalmente se emplean cribas inclinadas a 20°, aunque en algunos casos se puede regular su inclinación dependiendo del tipo de material a cribar. Para diferentes inclinaciones de las camas se tiene un factor de corrección  $f_i$  que se plantea en la Tabla 17.

**Tabla 17.** Factores de inclinación de criba  $f_i$ , [23].

<b>Inclinación de la criba en grados</b>	<b>Factor <math>f_i</math></b>
30	1.1
25	1.05
20	1
15	0.96
10	0.94
5	0.87
0	0.83

Para el diseño de la criba vibratoria se ha planteado un rango de variación de inclinación, para el cual la criba trabaje de manera óptima en dependencia del tamaño del material que ingrese a ella, entendiendo que para materiales más gruesos se necesitará una inclinación mayor y para materiales más finos esta inclinación se reducirá. El rango propuesto para este objetivo va de 15° a 25° de inclinación, siendo 15° la menor inclinación que podrá tener la criba en un determinado proceso, valor que se utilizará para la selección del factor de inclinación, siendo:

$$f_i = 0.96$$

### **3.2.11 Factor área libre de paso, $f_o$**

En el mercado existen distintos tipos de mallas, las cuales se clasifican por pesadas, medias y ligeras, de acuerdo al espesor del material del cual son construidas. Motivo por el cual se introduce un factor de corrección  $f_o$ , que se encuentra estrictamente ligado al paso de la malla. El Anexo 6 [23] muestra el valor de área libre de las mallas de manera porcentual para distintos pasos y material de construcción.

Con un paso de malla de 25.4 mm y el uso del Anexo 6, se obtiene el porcentaje correspondiente a la superficie libre para la malla de acero a usar. En la Tabla 18 se procede mediante interpolación lineal, con el uso de la ecuación (2):

**Tabla 18.** Valor de la Superficie libre de cribado por interpolación lineal.

<i>Lm (mm)</i>	<i>Superficie libre (%)</i>
20	61
25.4	<i>y</i>
31.5	64

$$y = \frac{64 - 61}{31.5 - 20} \cdot (25.4 - 20) + 61$$

$$y = \text{Superficie Libre} = 62.408 \%$$

El Anexo 7 [23] presenta los valores tabulados de  $f_o$  para distintas superficies libres de cribado. Tomando un valor porcentual de superficie libre del 62.408 %, se evidencia que cae dentro del intervalo de 60 a 65 % para los cuales el factor de corrección es de 1.2; por lo tanto, no es necesario el proceso de interpolación. Teniendo para este caso:

$$f_o = 1.2$$

Se procede con el cálculo del factor total de corrección mediante la ecuación (4):

$$f_t = f_d \cdot f_r \cdot f_s \cdot f_e \cdot f_h \cdot f_m \cdot f_l \cdot f_i \cdot f_o \quad (4)$$

$$f_t = 1.25 \cdot 1 \cdot 0.85 \cdot 0.85 \cdot 0.75 \cdot 1 \cdot 0.8 \cdot 0.96 \cdot 1.2$$

$$f_t = 0.624$$

### 3.2.12 Factor de proyección de capacidad de cribado, $f_p$

Factor destinado a otorgar un sobredimensionamiento a la criba vibratoria con el objetivo de que su capacidad de cribado se encuentre en un rango que vaya desde la capacidad básica planteada para la alimentación, hasta un 50 % por encima de dicho valor. Su objetivo es el de otorgarle al concesionario minero la posibilidad de poder incrementar su capacidad de producción sin necesidad de reemplazar o redimensionar la criba vibratoria, y a su vez, permitir su óptimo funcionamiento ante las condiciones medioambientales más desfavorables.

En este caso, se ha planteado un factor de proyección del 40 %, lo cual implica un rango de capacidad de cribado de 25 a 35 ton/h; donde:

$$f_p = 1.4$$



Finalmente, se reemplazan los valores obtenidos en la ecuación (1), de donde se obtiene:

$$\text{Superficie de cribado } (s) = \frac{25 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \cdot 1.4}{26.246 \frac{\text{ton}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \cdot 0.624}$$

$$\text{Superficie de cribado } (s) = 2.137 \text{ m}^2$$

Bouso [23] recomienda incrementar en un 20 % la superficie obtenida mediante su método, tomando en cuenta que la distribución de la carga sobre la criba no se realiza de manera uniforme, por lo que la superficie necesaria se calcula a partir de la ecuación (5):

$$S = 1.2 \cdot s \quad (5)$$

$$S = 1.2 \cdot 2.137 \text{ m}^2$$

$$S = 2.564 \text{ m}^2$$

Considerando el factor de facilidad de fabricación de la malla, lo que se traduce a menor costo de adquisición, se cuenta en el mercado con una malla estándar doblada de dimensiones (1 x 1.5) m, teniendo un área superficial de 1.5 m<sup>2</sup> por malla. Por lo que, para acercarse a la superficie de cribado calculada en el apartado anterior, se utilizarán dos mallas consecutivas en cada cama, dando como resultado un área superficial de 3 m<sup>2</sup>.

### 3.3 Altura de la bóveda

Se ha decidido que la criba tendrá tres camas clasificadoras, ya que los agregados de construcción más comunes son: triturado de una pulgada, triturado de tres cuartos de pulgada y chispa o polvo de piedra. Además, se tendrá en cuenta la distancia entre camas de acuerdo a distintos factores que son: la fuente de vibración, elementos que alberga en su interior y tamaño de roca triturada que circulará por cada una de las camas.

### 3.4 Fuente de vibración

Se ha planteado la utilización de un sistema externo de generación de movimiento, lo cual además de brindar una superficie de cribado totalmente despejada, no se pone a consideración para el distanciamiento entre camas puesto a que no ocupará espacio en el interior de la bóveda.

### 3.5 Elementos internos de la bóveda

Para mejorar la perspectiva de la ubicación de los elementos en el interior de la bóveda, se ha planteado el siguiente esquema gráfico mostrado en la Figura 12.

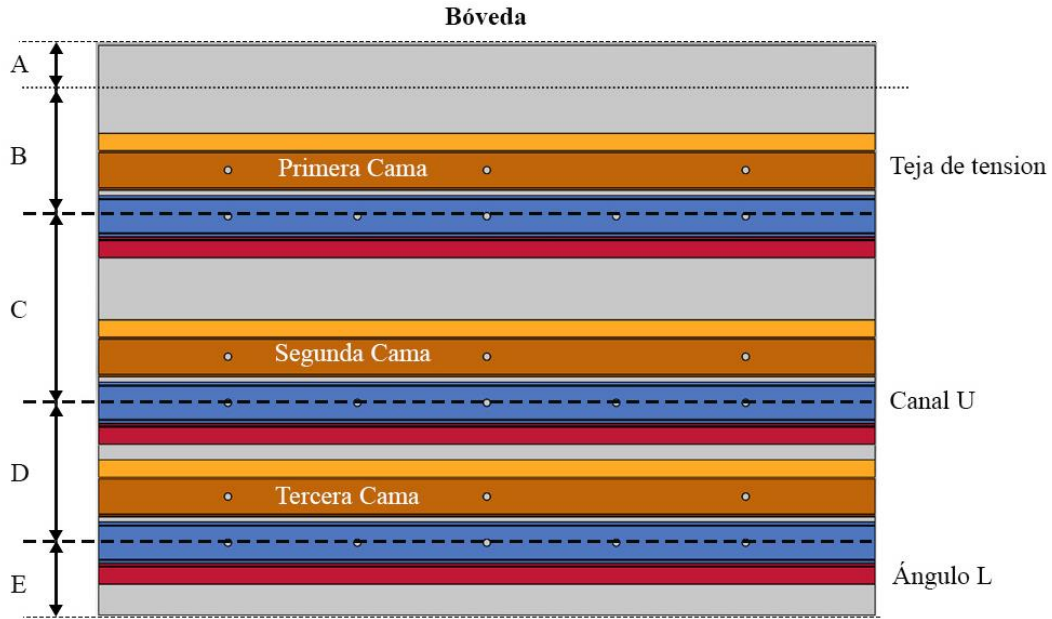


Figura 12. Esquema de los elementos internos de la bóveda.

Donde:

A: Espacio destinado para el soporte del vibrador eléctrico

B: Distancia del soporte a la primera cama

C: Distancia entre la primera y segunda cama

D: Distancia entre la segunda y tercera cama

E: Distancia entre la tercera cama al borde de la plancha

Con el objetivo de dimensionar la altura de la bóveda se ha elegido un canal U C80x40 cuya función será hacer de soporte para las camas sobre las cuales se posarán las mallas de clasificación.

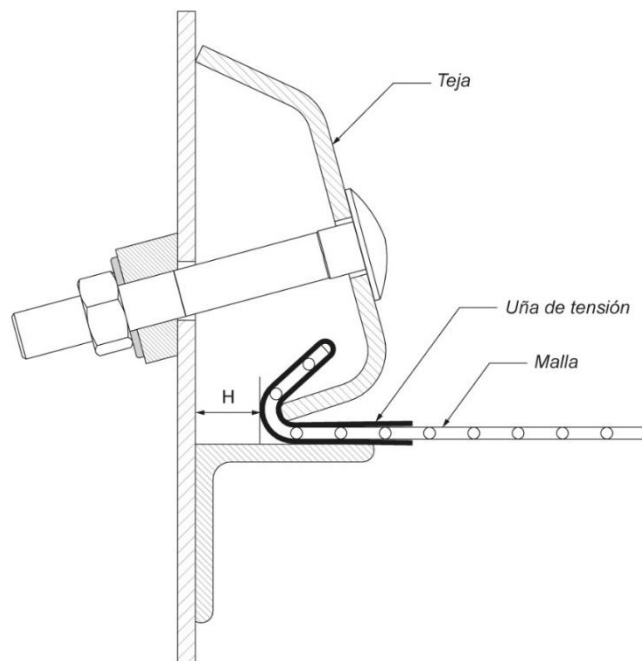
#### 3.5.1 Soporte del vibrador eléctrico, A

El vibrador eléctrico se encontrará montado sobre un soporte que se fija sobre ambas paredes mediante el uso de pernos para facilitar su desmontaje con el objetivo de realizar las actividades

de mantenimiento. Para este propósito se propone utilizar un espacio A de 100 mm para permitir tener espacio suficiente para su instalación y fácil desmontaje por parte de los operarios.

### 3.5.2 *Distancia a la primera cama, B*

Para definir la distancia entre el soporte del vibrador y la primera cama se tiene en cuenta que la sujeción de las mallas en el primer nivel se realiza mediante tejas de tensión normalizadas las cuales poseen una altura de 110 mm. La Figura 13 muestra cómo se realiza la fijación de la malla mediante tejas de tensión.



**Figura 13.** Fijación de mallas por tejas de tensión, [25].

Teniendo en cuenta la altura ocupada por las tejas de tensión y, para brindar el suficiente espacio para que el usuario pueda montar y desmontar dichas tejas, se ha establecido una altura B de 230 mm.

### 3.5.3 *Distancia a la segunda cama, C*

La segunda cama utiliza el mismo sistema de fijación de mallas mediante tejas de tensión y a su vez, se debe considerar el ángulo L sobre el cual posará la primera cama. Para propósito de dimensionamiento se ha elegido un ángulo AL40 cuyas dimensiones son 40x40 mm, sin considerar su espesor se plantea una distancia C de 360 mm, lo que asegura una facilidad de

instalación de las mallas en el segundo nivel y el espacio suficiente para albergar el ángulo y la teja de tensión.

### 3.5.4 Distancia a la tercera cama, $D$

Debido al peso de la malla inferior, su paso reducido y alambre de calibre pequeño, se realiza la fijación de la misma de manera similar a los niveles superiores, sin embargo, se tiene en cuenta el espacio ocupado por el ángulo AL 40 y la altura suficiente para que el operario pueda ingresar parcialmente a realizar las actividades de mantenimiento. Con estas consideraciones se plantea una distancia  $D$  de 270 mm.

### 3.5.5 Distancia al borde, $E$

Finalmente, para soportar la tercera cama se utiliza nuevamente un ángulo AL 40 y se debe proporcionar la altura suficiente para que las partículas más pequeñas que atraviesan la tercera malla caigan de manera distribuida hacia la tolva de recolección de material. Para este propósito se ha establecido una distancia  $E$  de 140 mm. La Figura 14 muestra las medidas establecidas en los apartados anteriores y la altura total de la bóveda.

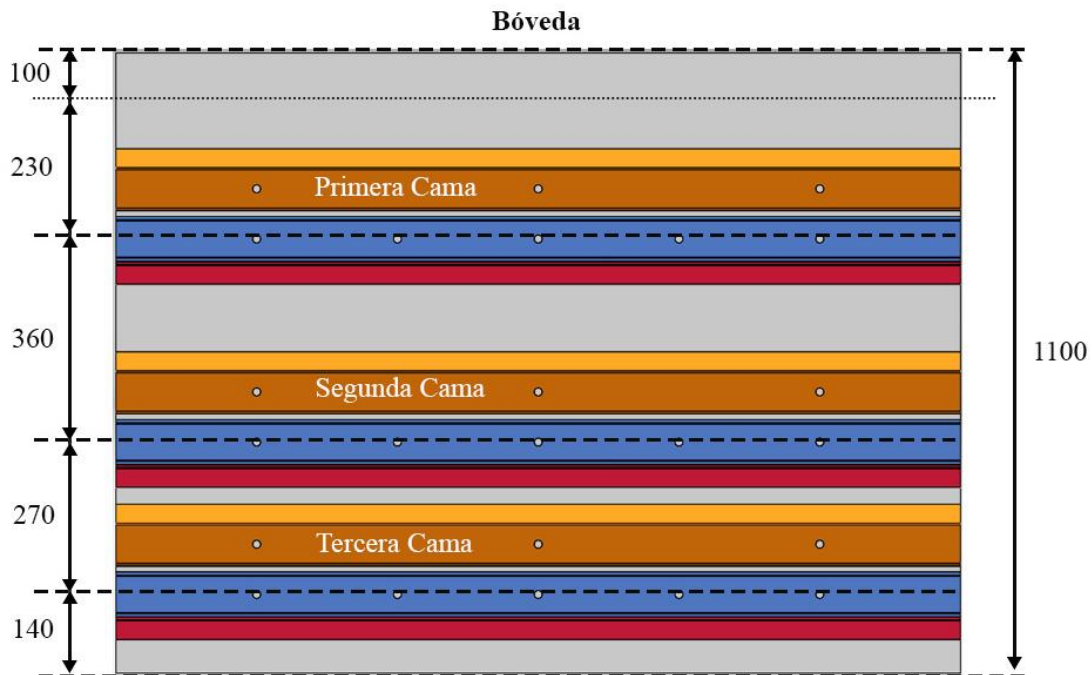


Figura 14. Medidas finales de elementos internos y altura de la bóveda.

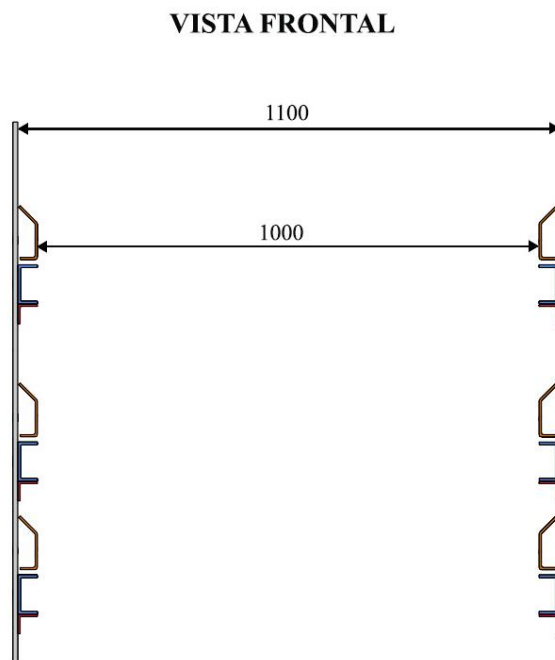
### 3.6 Tamaño de roca en circulación

Sobre la primera cama se moverán todos los fragmentos de roca triturada cuyas dimensiones (largo, alto o espesor) superen la pulgada de longitud, en la segunda cama circulará material triturado con un tamaño superior a tres cuartos de pulgada, y por la tercera cama circulará material triturado con tamaño superior a tres octavos de pulgada. Todo aquel fragmento que logre atravesar los tres niveles de mallas será considerado polvo de piedra o chispa, cuya principal utilización se da en la producción de material asfáltico.

Con estas consideraciones se observa que las dimensiones establecidas en el apartado anterior permiten la correcta circulación del material triturado sin el riesgo de atascamiento.

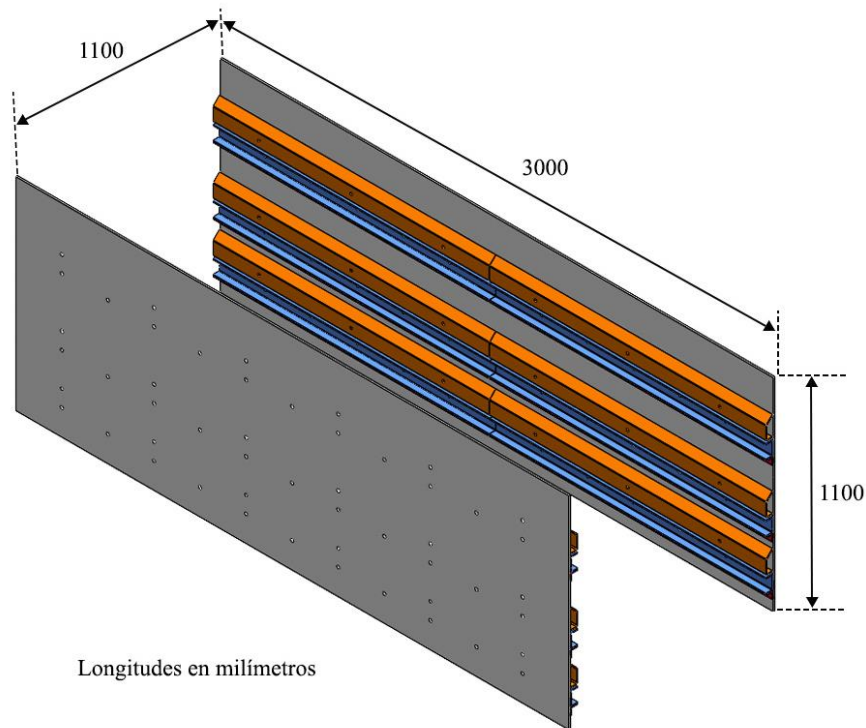
### 3.7 Esquema general de la bóveda

La Figura 15 muestra una vista frontal de la bóveda de la criba vibratoria con los elementos principales montados en sus paredes laterales. Considerando que el espacio ocupado por las tejas de tensión en el interior de la bóveda reduce el área superficial de cribado, se ha compensado mediante 100 mm de ancho adicionales a la bóveda para que la superficie libre real de cribado sea acorde a lo calculado.



**Figura 15.** Vista frontal de la bóveda.

Con esta consideración adicional, se muestra el esquema final de la bóveda de la criba vibratoria que se encuentra delimitada por las dimensiones mostradas en la Figura 16.



**Figura 16.** Esquema final de la bóveda con sus respectivas dimensiones.

### 3.8 Densidad de material triturado dentro de la criba

El valor de la densidad de la piedra de canto rodado según el estado de la misma se presenta en la Tabla 19 [24].

**Tabla 19.** Densidades del material.

<b>Material</b>	<b>Densidad (<math>\delta</math>)</b>
Canto rodado mojado	$2.2 \frac{ton}{m^3}$
Canto rodado seco	$2 \frac{ton}{m^3}$
Canto rodado triturado	$1.6 \frac{ton}{m^3}$

### 3.9 Volumen de piedras de canto rodado sobre las mallas de la criba

A continuación, se define el volumen de material que estará presente en la superficie de cada una de las mallas que conforman la criba.

#### 3.9.1 Volumen de material sobre la superficie de la malla #1

Para el cálculo del volumen de las piedras de canto rodado que se encuentran sobre la superficie de la malla #1, se ha representado a dichas piedras como esferas con diámetro de 50.8 mm (2 pulgadas). Primero, para calcular el volumen de cada esfera se ha utilizado la fórmula (6):

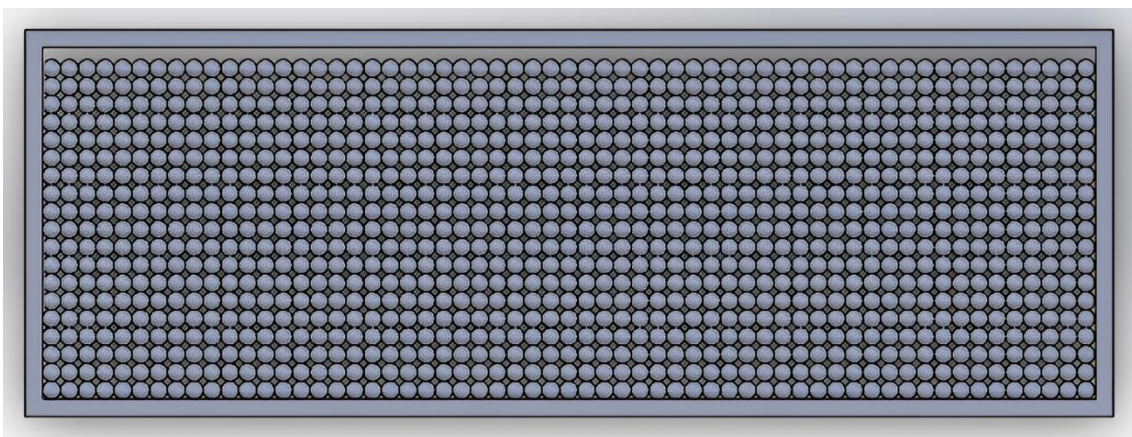
$$V_{esfera} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 \quad (6)$$

Reemplazando datos en la ecuación anterior se tiene:

$$V_{esf\_malla\_1} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot (25.4 \text{ mm})^3$$

$$V_{esf\_malla\_1} = 68641.9732 \text{ mm}^3 = 6.8642 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Posterior al cálculo del volumen unitario de cada esfera, se ha calculado el número de esferas que pueden reposar sobre la primera malla. Para una mejor visualización, a continuación, se presenta la Figura 17 que muestra la máxima cantidad posible de esferas que pueden yacer sobre la superficie de la malla #1.



**Figura 17.** Máxima cantidad posible de esferas presentes en la malla #1.

En la figura anterior se puede observar que el número de esferas presentes en la malla #1 son: 59 (horizontal) por 19 (vertical). Cabe recalcar que en la fila superior se tiene un espacio vacío

en el cual no encajan esferas completas, por ello se ha tomado este espacio como la mitad del diámetro de las demás esferas; sumando 29.5 esferas a la cantidad anterior. Concluyendo así, con un número total de esferas de:

$$N^{\circ}_{esferas} = (59 \cdot 19) + (29.5)$$

$$N^{\circ}_{esferas} = 1150.5$$

Este número total de esferas es multiplicado por el volumen unitario de cada esfera para de esta manera obtener un volumen total que representa a la máxima cantidad de piedras de canto rodado que circulan sobre la superficie de la malla #1. Utilizando la ecuación (7), se obtiene:

$$V_{total} = V_{esf\_malla} \cdot N^{\circ}_{esferas} \quad (7)$$

$$V_{total} = (6.8642 \cdot 10^{-5} m^3) \cdot (1150.5)$$

$$V_{total} = 0.07897 m^3$$

### 3.9.2 Volumen de material sobre la superficie de la malla #2

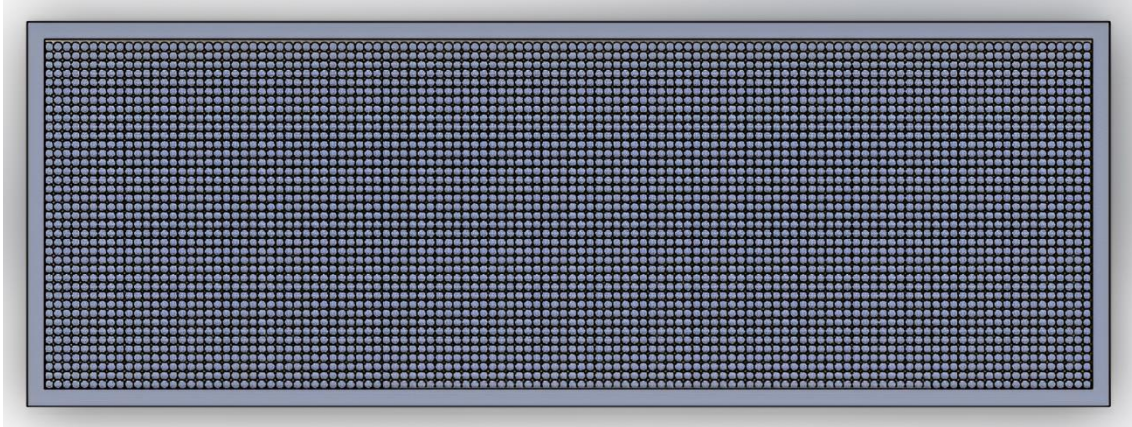
De igual manera, para el cálculo del volumen de las piedras de canto rodado que se encuentran sobre la superficie de la malla #2, se ha representado a dichas piedras como esferas, en este caso, con diámetro de 25.4 mm (1 pulgada). El volumen es calculado utilizando la ecuación (6):

$$V_{esf\_malla\_2} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot (12.7 \text{ mm})^3$$

$$V_{esf\_malla\_2} = 8580.2466 \text{ mm}^3 = 8.5802 \cdot 10^{-6} m^3$$

Con el valor del volumen unitario de cada esfera calculado en la ecuación anterior, se procede a calcular el número de esferas que pueden reposar sobre el segundo nivel. A continuación, se visualiza la Figura 18 que muestra la máxima cantidad posible de esferas que pueden estar sobre la superficie de la malla #2.





**Figura 18.** Máxima cantidad posible de esferas presentes en la malla #2.

De acuerdo a la figura anterior, el máximo número posible de esferas presentes en la malla #2 son: 118 (horizontal) por 39 (vertical). En este caso, no se han presentado espacios vacíos importantes en la malla, por lo tanto, se concluye que el número total de esferas es:

$$N^{\circ}_{esferas} = (118 \cdot 39)$$

$$N^{\circ}_{esferas} = 4602$$

Ahora, se multiplica este valor por el volumen unitario de cada esfera para obtener el volumen total aproximado de fragmentos de roca triturada que circularán a través de la malla #2, con el uso de la ecuación (7).

$$V_{total} = (8.5802 \cdot 10^{-6} m^3) \cdot (4602)$$

$$V_{total} = 0.03949 m^3$$

### **3.9.3 Volumen de material sobre la superficie de la malla #3**

Por último, para calcular el volumen de los fragmentos de canto rodado que se encuentran sobre la superficie de la malla #3, se ha representado a las mismas como esferas de diámetro de 19 mm (3/4 de pulgada). De igual manera, se obtiene mediante la ecuación (6).

$$V_{esf\_malla\_3} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot (9.5 \text{ mm})^3$$

$$V_{esf\_malla\_3} = 3591.3640 \text{ mm}^3 = 3.5914 \cdot 10^{-6} m^3$$

Con el dato previamente calculado, se prosigue a calcular el número de esferas que se encontrarán circulando a través del tercer nivel. En la Figura 19 se puede apreciar la máxima cantidad posible de esferas que pueden estar sobre la superficie de la malla #3.



**Figura 19.** Máxima cantidad posible de esferas presentes en la malla #3.

De la anterior se obtiene el mayor número posible de esferas presentes en la malla #3, que corresponden a: 158 (horizontal) por 52 (vertical). Para este caso en particular, se procede de igual forma que en la malla #1, en donde se adiciona una fila con esferas de la mitad del diámetro, con el objetivo de completar el espacio restante el cual será ocupado por fragmentos de roca triturada con geometría distinta a las esferas propuestas para este caso; añadiendo 79 esferas al producto anterior. De esta manera se obtiene:

$$N^{\circ}_{esferas} = (158 \cdot 52) + (79)$$

$$N^{\circ}_{esferas} = 8295$$

Definido el número total de esferas, se multiplica esta cantidad por el volumen unitario correspondiente. De la misma manera el volumen total de piedras de canto rodado que pueden reposar sobre la superficie de la malla #3, se obtiene mediante la ecuación (7):

$$V_{total} = (3.5914 \cdot 10^{-6} m^3) \cdot (8295)$$

$$V_{total} = 0.02979 m^3$$

### 3.9.4 Volumen total de material en las mallas de la criba

Con el volumen total de piedras de canto rodado sobre cada uno de los niveles, se prosigue a calcular el volumen total de piedras en toda la criba. Para esto, se suma el volumen total de piedras en las tres mallas que fueron previamente calculados, mediante la ecuación (8).

$$V_{total\_criba} = V_{total\_malla\_1} + V_{total\_malla\_2} + V_{total\_malla\_3} \quad (8)$$

$$V_{total\_criba} = 0.07897 \text{ m}^3 + 0.03949 \text{ m}^3 + 0.02979 \text{ m}^3$$

$$V_{total\_criba} = 0.14825 \text{ m}^3$$

Para encontrar el peso total del material en la criba, se multiplica el volumen total de material por la densidad del mismo, mediante la ecuación (9):

$$P_{total\_material} = \delta \cdot V_{total\_criba} \quad (9)$$

$$P_{total\_material} = 2 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} \cdot 0.14825 \text{ m}^3$$

$$P_{total\_material} = 0.2965 \text{ ton} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} = 296.5 \text{ kg}$$

### 3.10 Cálculo del soporte para mallas

Será necesario añadir un factor de seguridad del 30 por ciento al volumen de piedras de canto rodado en la malla, correspondiente al porcentaje estimado de lascas presentes en el material.

$$V_{total\_malla\_1} = 1.3 \cdot (0.07897 \text{ m}^3) = 0.103 \text{ m}^3$$

Posteriormente, se procede a calcular el peso total del material, teniendo en cuenta la densidad del canto rodado seco ( $2 \text{ ton/m}^3$ ) y el volumen del mismo, con el uso de la ecuación (10):

$$P_{material\_1} = \delta \cdot V_{total\_malla\_1} \quad (10)$$

$$P_{material\_1} = 2 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} \cdot 0.103 \text{ m}^3$$

$$P_{material\_1} = 0.206 \text{ ton} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} = 206 \text{ kg}$$

Ecuainpro, principal proveedor de insumos para minería en el Ecuador y fabricante de mallas para cribado, cuya matriz se encuentra en la zona centro de la ciudad de Quito, otorga la siguiente información para sus productos, tal como se aprecia en la Tabla 20.

**Tabla 20.** Dimensiones malla de acero doblada (1 x 115) in, [26].

<b>Paso (in)</b>	<b>Calibre (mm)</b>	<b>Peso (kg)</b>
1	6.35	24
3/4	6.35	30.17
3/8	4.11	23.94

Tomando en cuenta que serán colocadas dos mallas por cada nivel, el peso total destinado para el primer soporte, vendrá dado por la ecuación (11):

$$P_{total} = P_{material} + 2 \cdot (P_{malla}) \quad (11)$$

$$P_{total} = 206 \text{ kg} + 2 \cdot (24 \text{ kg})$$

$$P_{total} = 254 \text{ kg}$$

### **3.10.1 Carga sobre la superficie de cribado**

Para el cálculo correspondiente a la carga presente sobre la superficie de cribado, se considera lo siguiente:

$$A_{sup} = 3 \text{ m}^2 = 30000 \text{ cm}^2$$

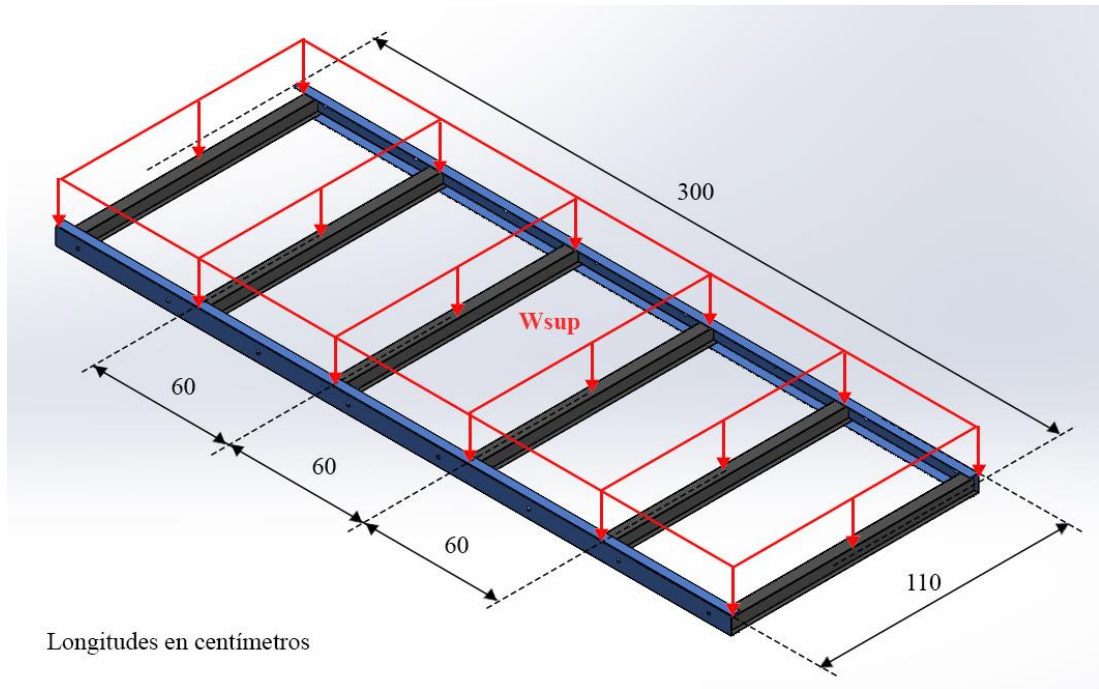
De la ecuación (12), se obtiene:

$$W_{sup} = \frac{P_{total}}{A_{sup}} \quad (12)$$

$$W_{sup} = \frac{254 \text{ kg}}{30000 \text{ cm}^2}$$

$$W_{sup} = 0.00847 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

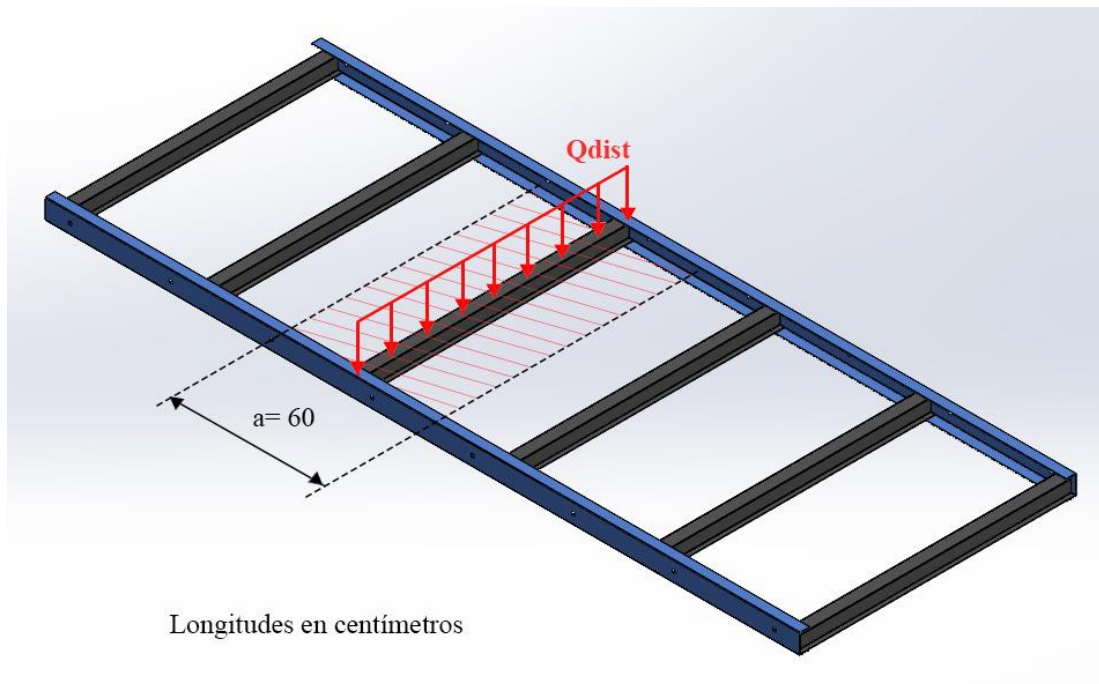
Los elementos sometidos a estudio van a ser ubicados equidistantes a lo largo del soporte, para lo cual se estableció una distancia de 0.6 m entre ellos como se observa en la Figura 20.



**Figura 20.** Carga que actuará sobre la superficie de cribado.

### 3.10.2 Diagrama de distribución de cargas

A continuación, en la Figura 21 se visualiza el diagrama de distribución de cargas sobre los soportes de las mallas.



**Figura 21.** Diagrama de distribución de cargas en los soportes de las mallas.

La carga de distribución lineal se calculará mediante la ecuación (13):

$$Q_{dist} = W_{sup} \cdot a \quad (13)$$

$$Q_{dist} = 0.00847 \frac{kg}{cm^2} \cdot 60 \text{ cm} = 0.508 \frac{kg}{cm}$$

El elemento que se pretende utilizar es el perfil estructural omega (acero A36 ASTM) de (50 x 50 x 2) mm, disponible en DIPAC en casi todo el territorio ecuatoriano. Además, se ha considerado al elemento como una viga con doble apoyo cuyos diagramas se exponen a continuación en las Figuras 22 y 23.

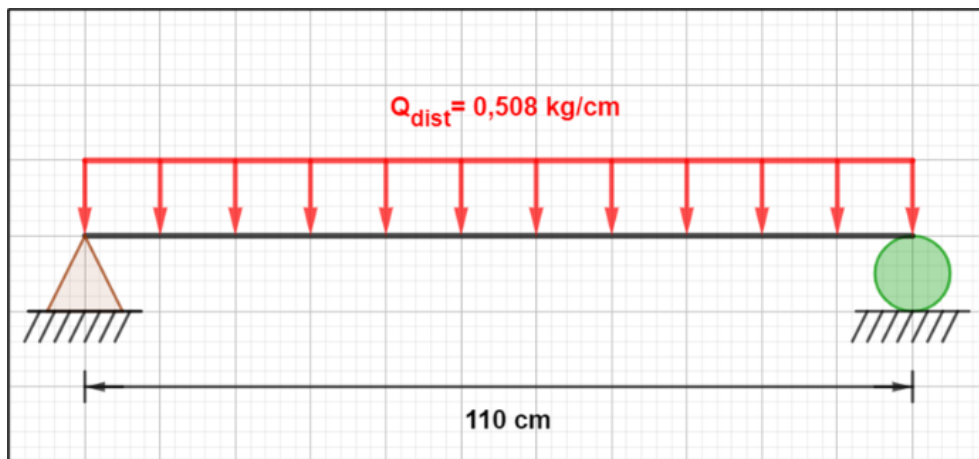


Figura 22. Diagrama de la viga.

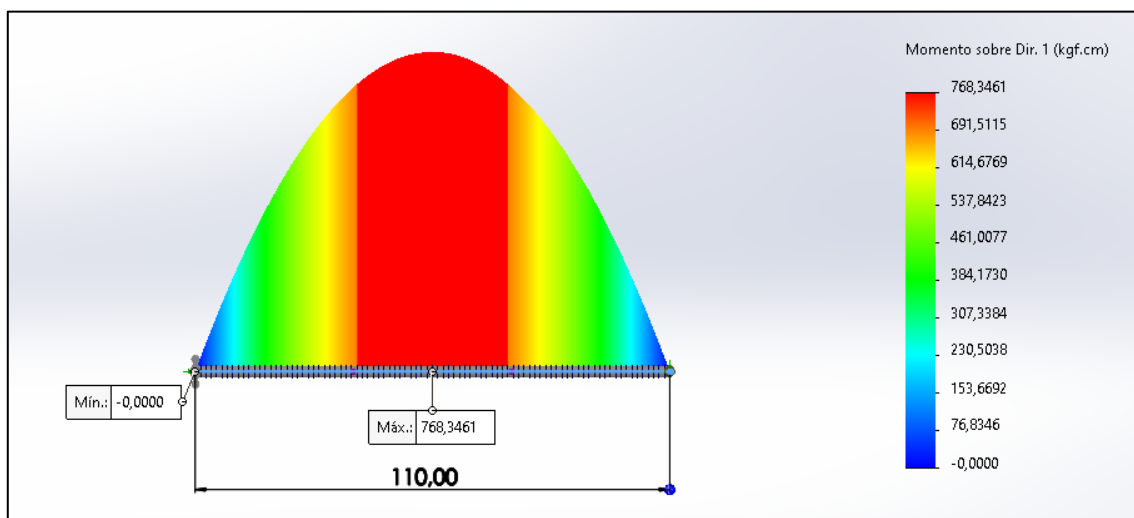


Figura 23. Diagrama de momento máximo de la viga.

Utilizando la ecuación (14) se utiliza para calcular el momento máximo (en el centro) para una viga simplemente apoyada y con carga distribuida uniformemente proporcionada en el manual del AISC [27], se tiene:

$$M_{max} = \frac{Wl^2}{8} \quad (14)$$

$$M_{max} = \frac{0.508 \frac{kg}{cm} \cdot (110 \text{ cm})^2}{8}$$

$$\mathbf{M}_{max} = 768.35 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Por otro lado, en base a la ecuación (15), se obtiene el esfuerzo a flexión permisible del manual del AISC [28], se tiene lo siguiente:

$$fb = \frac{M_{max}}{S_x} = Fb \quad (15)$$

Donde  $Fb$  se obtiene mediante la ecuación (16):

$$Fb = 0.6 \cdot Fy \quad (16)$$

$$Fb = 0.6 \cdot (36 \text{ Ksi}) \cdot \frac{6.89476 \text{ MPa}}{1 \text{ Ksi}} \cdot \frac{10.2 \frac{Kg}{cm^2}}{1 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{Fb} = 1519 \frac{kgf}{cm^2}$$

Despejando de la ecuación (15),  $S_x$  se calcula como:

$$S_x = \frac{M_{max}}{Fb} = \frac{768.35 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{1519 \frac{kg}{cm^2}}$$

$$\mathbf{S_x} = 0.506 \text{ cm}^3$$

Posterior a estos cálculos y con referencia al catálogo de DIPAC, se ha escogido el perfil Omega (50x50x2) mm con  $W_x = 4.92 \text{ cm}^3$ , cuyas dimensiones se aprecian en el Anexo 8 [29]. Como:

$$W_x > S_x$$

$$4.92 \text{ cm}^3 > 0.506 \text{ cm}^3 \therefore OK$$

### 3.10.3 Cálculo por deflexión

De acuerdo al manual del AISC [28], la deflexión máxima se calcula mediante la ecuación (17):

$$\Delta_{max} = \frac{5Wl^4}{384EI} \quad (17)$$

Donde:

$E$ : módulo de elasticidad A36

$$E = 2.039 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2}$$

$I_x$ : Inercia en el eje x

$$I_x = 12.95 \text{ cm}^4$$

Reemplazando, se obtiene:

$$\Delta_{max} = \frac{5 \cdot \left(0.508 \frac{kg}{cm}\right) \cdot (110 \text{ cm})^4}{384 \cdot \left(2.039 \cdot 10^6 \frac{kg}{cm^2}\right) \cdot (12.95 \text{ cm}^4)}$$

$$\Delta_{max} = 0.037 \text{ cm} = 0.37 \text{ mm}$$

Luego, la deflexión de diseño se obtiene mediante la ecuación (18):

$$[\Delta] = \frac{l}{500} \quad (18)$$

$$[\Delta] = \frac{110}{500} = 0.22$$

Y como:

$$[\Delta] > \Delta_{max}$$

$$0.22 > 0.037 \therefore OK$$



Se valida la selección del perfil por el valor obtenido, teniendo en cuenta que la brecha existente frente al valor máximo de la deflexión se debe a que no se toma en cuenta el efecto los esfuerzos a fatiga causados por las oscilaciones del sistema y el avance del material sobre el soporte.

### 3.10.4 Elementos que conforman el soporte para mallas

Finalmente, la Tabla 21 muestra los elementos, con sus respectivas características extraídas del catálogo de DIPAC [30], que forman parte del soporte para las mallas.

Tabla 21. Elementos del soporte.

Designación	Masa (kg/m)	Cantidad	Longitud (m)
C80 x 40 x 3	3.51	2	3
Omega 50 x 50 x 2	2.78	6	1.1
Varilla cuadrada VCU 3/4	2.54	2	3

Con estos elementos designados, se puede calcular el peso total del soporte el cual se define con la ecuación (19):

$$P_{soporte} = 2 \cdot (m_{C80} \cdot L_{C80}) + 6 \cdot (m_{omeg.} \cdot L_{omeg.}) + 2 \cdot (m_{vcu} \cdot L_{vcu}) \quad (19)$$

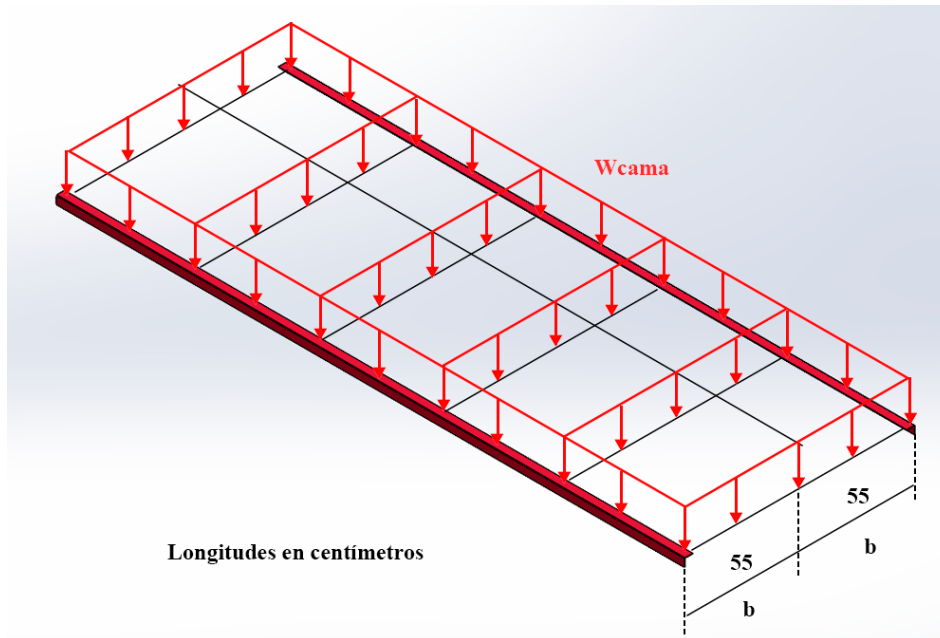
$$P_{soporte} = 2 \cdot \left( 3.51 \frac{kg}{m} \cdot 3 m \right) + 6 \cdot \left( 2.78 \frac{kg}{m} \cdot 1.1 m \right) + 2 \cdot \left( \frac{2.54kg}{m} \cdot 3 m \right)$$

$$P_{soporte} = 54.65 kg$$

### 3.11 Cálculo de ángulos del soporte para mallas

Mott [31], en su libro de diseño de elementos de máquinas, sostiene que para elementos de máquinas sometidos a cargas variables donde se desconozcan las combinaciones de carga a las que se somete el elemento, sus propiedades mecánicas, esfuerzos o condiciones ambientales, se otorga un valor de factor de diseño de 4 o mayor, brindando así una seguridad adicional al componente crítico.

Para poder calcular los perfiles sobre los cuales descansará el soporte de las mallas, se analizará la Figura 24, la cual muestra la disposición de los ángulos y la carga superficial sobre ella.



**Figura 24.** Disposición de ángulos en la bóveda y carga superficial.

Mediante la ecuación (20), se determina:

$$W_{cama} = \frac{P_{total} + P_{soporte}}{Superficie\ total} \quad (20)$$

$$W_{cama} = \frac{254\ kg + 54.65\ kg}{3.3\ m^2}$$

$$W_{cama} = 93.5\ \frac{kg}{m^2}$$

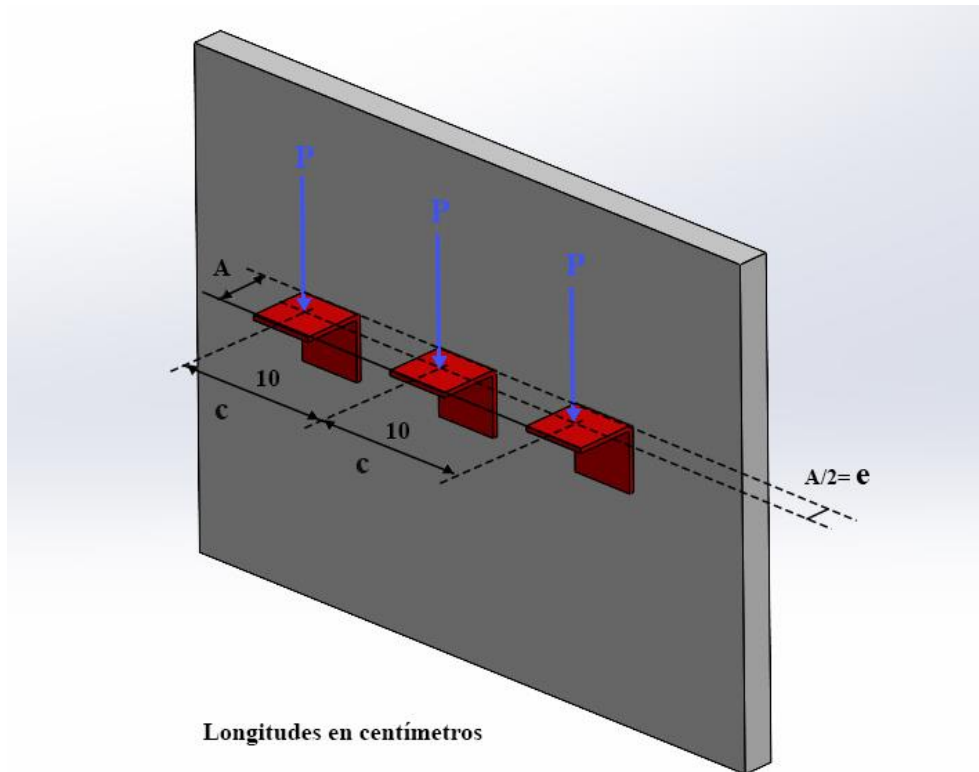
Considerando que la carga se distribuye equitativamente para cada perfil, mediante la ecuación (21), se obtiene:

$$Q = W \cdot b \quad (21)$$

$$Q_{\text{ángulo}} = 93.5\ \frac{kg}{m^2} \cdot 0.55\ m$$

$$Q_{\text{ángulo}} = 51.43\ \frac{kg}{m} = 0.514\ \frac{kg}{cm}$$

Por motivos de cálculo, se ha seleccionado un ángulo AL 40 x 3 que va a ser representado como soportes ubicados sobre las planchas laterales, para lo cual se propone las longitudes mostradas en la Figura 25.



**Figura 25.** Disposición de ángulos en las planchas laterales de la bóveda.

Donde  $P$  se obtiene mediante la ecuación (22):

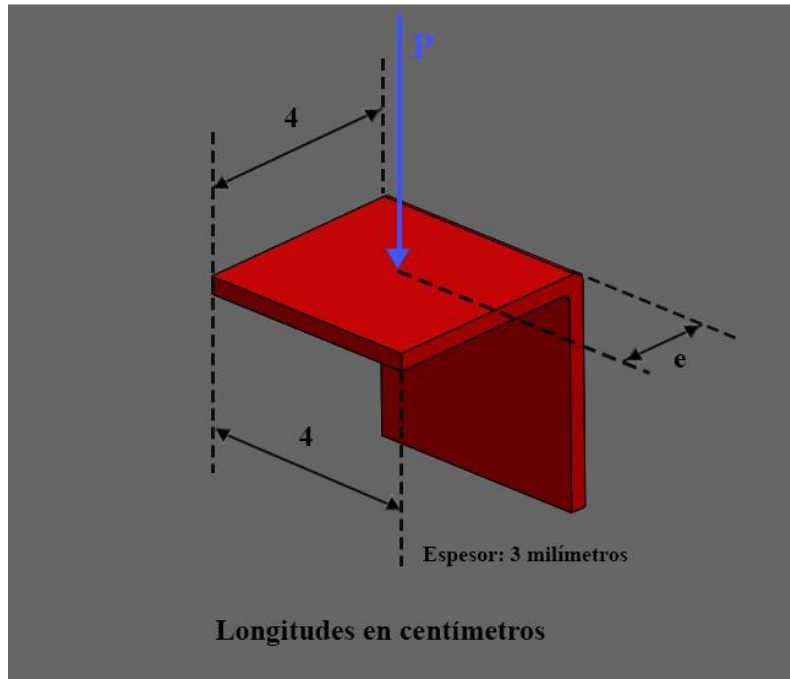
$$P = Q \cdot c \quad (22)$$

$$P = 0.514 \frac{kg}{cm} \cdot 10 \text{ cm} = 5.14 \text{ kg}$$

Para el ángulo AL 40 x 3,  $A = 4 \text{ cm}$ :

$$e = \frac{4 \text{ cm}}{2} = 2 \text{ cm}$$

La Figura 26 muestra disposición detallada del análisis, en base al cual se validará o rechazará el perfil elegido.



**Figura 26.** Dimensiones de los ángulos para soporte de mallas.

De acuerdo con la fórmula (23) obtenida del manual del AISC [28], se obtiene el momento máximo para la sección:

$$M_{max} = P \cdot e \quad (23)$$

$$M_{max} = 5.14 \text{ kg} \cdot (2 \text{ cm}) = 10.28 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Luego  $Fb$ , se obtiene mediante la ecuación (16):

$$Fb = 0.6 \cdot (36 \text{ Ksi})$$

$$Fb = 21.6 \text{ Ksi} = 1519 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Para el cálculo del módulo de la sección  $S_x$ , es necesario obtener el valor de la inercia y la posición del centroide, para lo cual se emplean las ecuaciones (24) y (25), respectivamente.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (24)$$

$$I = \frac{4 \text{ cm} \cdot (0.3 \text{ cm})^3}{12}$$

$$I = 0.009 \text{ cm}^4$$

Y,

$$C = \frac{\text{espesor}}{2} \quad (25)$$

$$C = \frac{0.3 \text{ cm}}{2} = 0.15 \text{ cm}$$

Entonces, el módulo de la sección viene dado por la ecuación (26).

$$S_x = \frac{I}{C} \quad (26)$$

$$S_x = \frac{0.009 \text{ cm}^4}{0.15 \text{ cm}}$$

$$S_x = 0.06 \text{ cm}^3$$

De la ecuación (15), se obtiene:

$$fb = \frac{10.28 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{0.06 \text{ cm}^3}$$

$$fb = 171.333 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Finalmente, como:

$$Fb > fb$$

$$1519 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} > 171.333 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \therefore \text{Cumple}$$

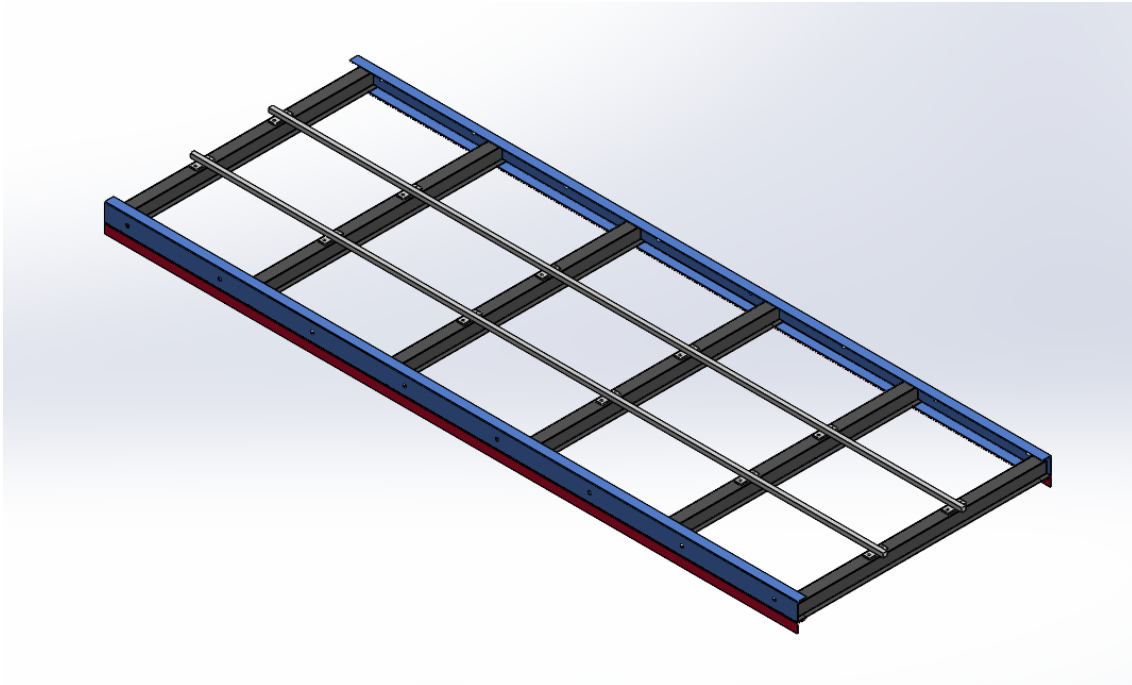
Asignando un factor de seguridad de 4 por motivos de fatiga, se observa que:

$$fb' = 4 \cdot 171.333 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$fb' = 685.333 \frac{kg}{cm^2}$$

$$fb' < Fb \therefore \text{Cumple}$$

A continuación, la Figura 27 esquematiza el soporte de las mallas de manera detallada.



**Figura 27.** Esquema del soporte de mallas.

La Tabla 22 muestra los pesos de cada elemento que conforma el soporte de mallas.

**Tabla 22.** Pesos de elementos del soporte de mallas por nivel.

Designación	Masa (kg/m)	Cantidad	Longitud	Peso (kg)
C80 x 40 x 3	3.51	2	3	21.06
Omega 50x50x2	2.78	6	1.1	18.348
VCU 3/4	2.54	2	3	15.24
AL 40 x 3	1.81	2	3	10.86
			<b>Total</b>	<b>65.508</b>

### 3.12 Cálculo del peso por cada nivel

La Tabla 23 muestra los pesos correspondientes al material en movimiento en cada nivel, el peso de los soportes previamente diseñados y el peso de las mallas situadas sobre estos.

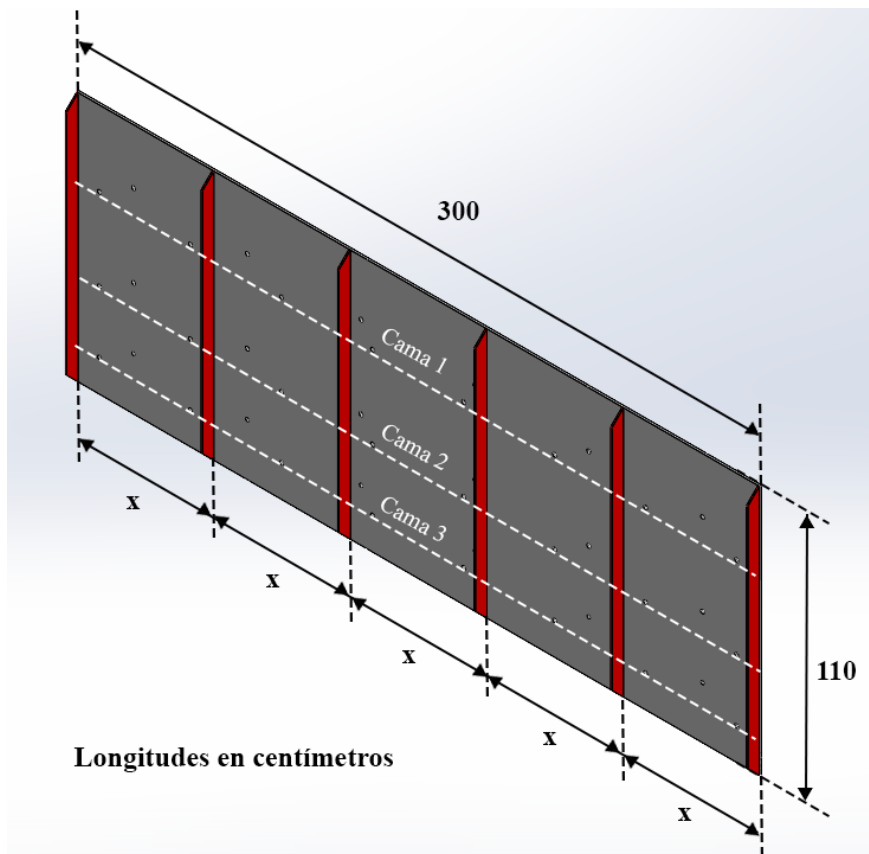
El peso de cada malla viene determinado por el calibre del alambre de acero con el que es fabricado y el paso correspondiente para cada nivel.

**Tabla 23.** Pesos de volumen de material y mallas.

N° de cama	Soporte (kg)	Malla (kg)	Roca triturada (kg)	Total (kg)
Cama 1	65.508	48	206	319.508
Cama 2	65.508	60.34	78.98	204.828
Cama 3	65.508	47.88	59.58	172.968

### 3.13 Cálculo de espesor de las planchas laterales

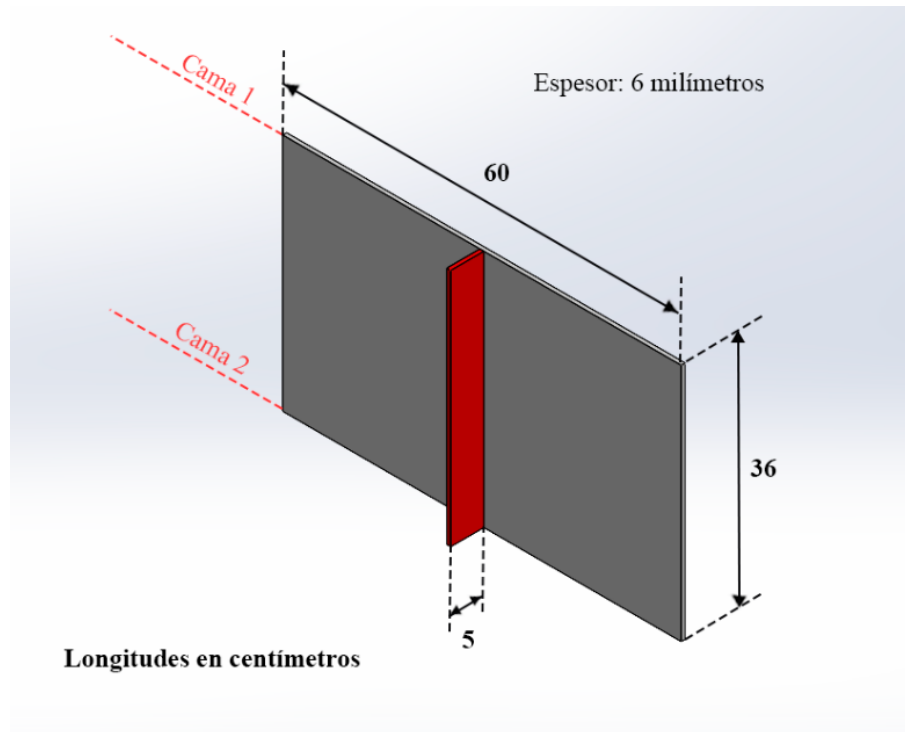
La Figura 28 expone las dimensiones de la plancha lateral a la cual se ha dividido en secciones igualmente espaciadas por medio de platinas para reducir el efecto de las cargas sobre la sección transversal de la misma. Para ello, se plantean las platinas PLT 50 x 6 con el objetivo de que trabajen como costillas sobre la plancha, incrementando así su capacidad de carga.



**Figura 28.** Dimensiones de planchas laterales de la bóveda.

Donde,  $x = 60$  cm.

Se propone utilizar planchas laterales de 6 mm de espesor, para lo cual se analizará la sección entre el nivel 2 y 3, siendo su distancia de separación la más crítica. La Figura 29 muestra el esquema para el análisis de la sección.



**Figura 29.** Esquema de sección más crítica de planchas laterales.

Utilizando SolidWorks como software para hallar las propiedades de sección, se obtuvo los siguientes datos:

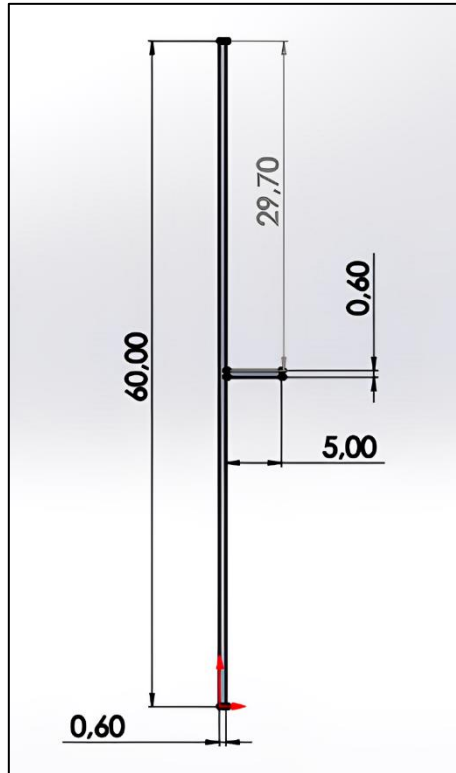
$$A = 39 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 10800.09 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 29.04 \text{ cm}^4$$

A continuación, en la Figura 30 se muestra su configuración geométrica.





**Figura 30.** Dimensiones de sección crítica.

Se procede con el análisis de la sección por esbeltez, considerándola como una columna doblemente articulada. En el Anexo 9 [32] se observa el factor  $k$  según la forma de pandeo de la columna, para este caso,  $k = 1$ . Mediante la ecuación (27), se obtiene:

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A_T}} \quad (27)$$

$$r_y = \sqrt{\frac{29.04 \text{ cm}^4}{39 \text{ cm}^2}} = 0.86291 \text{ cm}$$

Y la esbeltez viene dada por la ecuación (28).

$$\lambda = \frac{k \cdot l}{r_y} \quad (28)$$

$$\lambda = \frac{1 \cdot 36 \text{ cm}}{0.86291 \text{ cm}} = 41.72$$

Como:

$$41.72 \leq 200 \therefore OK$$

Por motivos de fatiga, se valida el resultado obtenido mediante el análisis por esbeltez. A continuación, se prosigue a la comprobación por esfuerzos según el manual de la AISC [28], donde la ecuación (29), representa el esfuerzo de compresión al cual va a estar sometido.

$$fa = \frac{P}{A} \quad (29)$$

$$fa \leq Fa$$

Donde:

*fa*: esfuerzo a compresión real

*Fa*: esfuerzo a compresión admisible

Primero, se debe definir la carga *P* que se utilizará para el análisis. Se ha tomado al primer nivel como referencia, siendo este el que mayor presencia de material triturado va a tener durante la operación y por ende un mayor estado de cargas.

De la Tabla 23 se extrae el peso total para este nivel.

$$P_{cama_1} = 319.508 \text{ kg}$$

$$A_{sup} = (1.1 \cdot 3) \text{ m}^2 = 3.3 \text{ m}^2$$

Con el uso de la ecuación (29), se obtiene:

$$W_{cama_1} = \frac{P_{cama_1}}{A_{sup}} = \frac{319.508 \text{ kg}}{3.3 \text{ m}^2}$$

$$W_{cama_1} = 96.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

La Figura 31 muestra un esquema de las planchas laterales y el efecto de la carga  $W_{cama_1}$  sobre ellas.

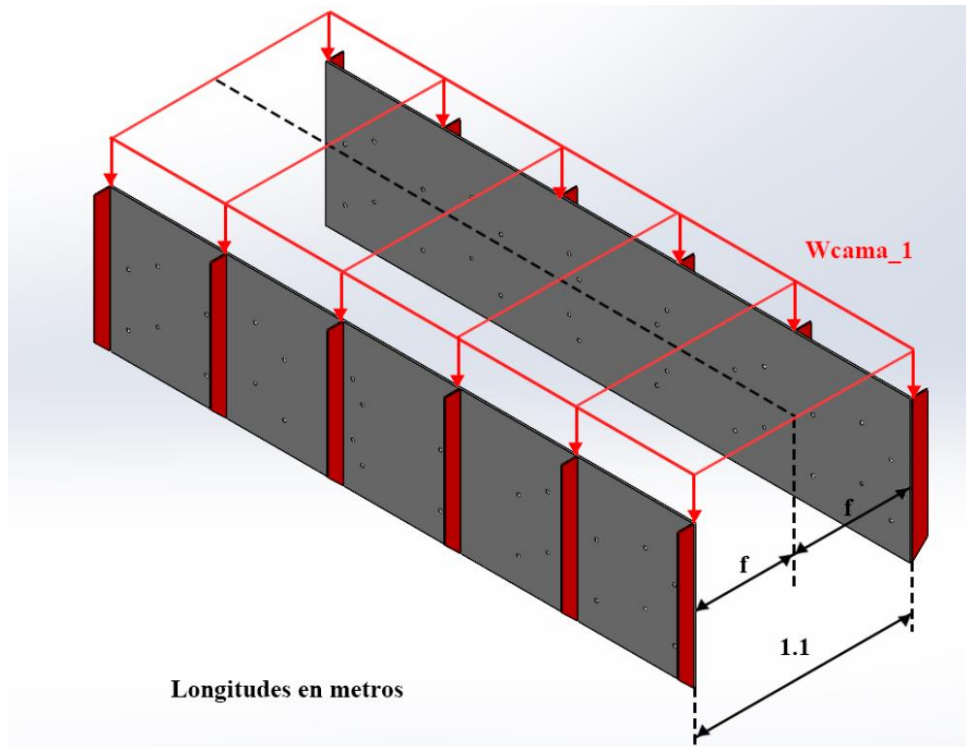


Figura 31. Esquema de planchas laterales y carga distribuida W.

Cada plancha soportará la mitad de la carga, para lo cual  $f = 0.55$  m. Mediante la ecuación (21), se obtiene:

$$Q_{plancha} = 96.8 \frac{kg}{m^2} \cdot 0.55 m$$

$$Q_{plancha} = 53.25 \frac{kg}{m} \cdot \frac{1 m}{100 cm} = 0.5325 \frac{kg}{cm}$$

La carga P será determinada con la distancia  $x$  mostrada en la Figura 36. Con el uso de la ecuación (22), se obtiene:

$$P_{sección} = 0.5325 \frac{kg}{cm} \cdot 60 cm$$

$$P_{sección} = 31.95 kg$$

Mediante la ecuación (30), se obtiene el peso total que actúa sobre las planchas laterales.

$$P_{total} = \#_{costillas} \cdot P_{sección} \cdot \#_{niveles} \tag{30}$$

$$P_{total\_planchas} = 6 \cdot 31.95 kg \cdot 3$$

$$P_{total\ planchas} = 575.1\ kg$$

Reemplazando en la ecuación (29), se obtiene:

$$fa = \frac{575.1\ kg}{39\ cm^2}$$

$$fa = 14.75\ kg/cm^2$$

En la Tabla 24 se aprecian los valores extraídos del Anexo 10 [33] con los cuales, por medio de interpolación lineal y con  $\lambda = 41.72$ , se calcula Fa mediante la ecuación (2).

**Tabla 24.** Valor de Fa por interpolación lineal.

$\lambda (x)$	$Fa (y)$
41	19.11 ksi
41.72	y
42	19.03 ksi

$$y = \frac{19.03 - 19.11}{42 - 41} \cdot (41.72 - 41) + 19.11$$

$$y = Fa = 19.0524\ ksi = 1335.8\ \frac{kgf}{cm^2}$$

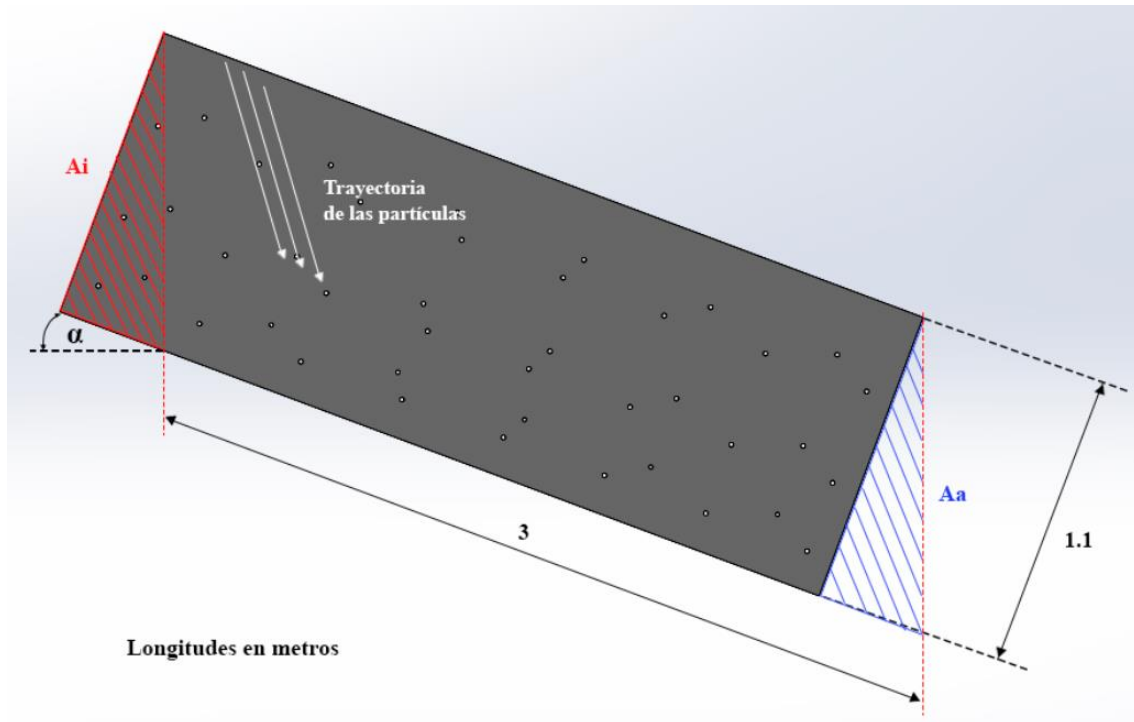
Entonces, como:

$$fa < Fa$$

$$14.75\ \frac{kgf}{cm^2} < 1335.8\ \frac{kgf}{cm^2} \therefore OK$$

Se debe tener en cuenta que para esta sección se obtendrá un factor de seguridad elevado debido a que no se incluyen tanto el peso del moto vibrador como el de su base, ya que estos serán diseñados una vez conocido el peso total de la bóveda.

Considerando un ángulo estándar de inclinación de  $20^\circ$  con relación a la horizontal, se puede ajustar la geometría de la criba con el objetivo de mantener la superficie efectiva de cribado para cada uno de los niveles. La Figura 32 esquematiza la configuración final de las planchas laterales.



**Figura 32.** Configuración final de las planchas laterales de la bóveda.

Donde:

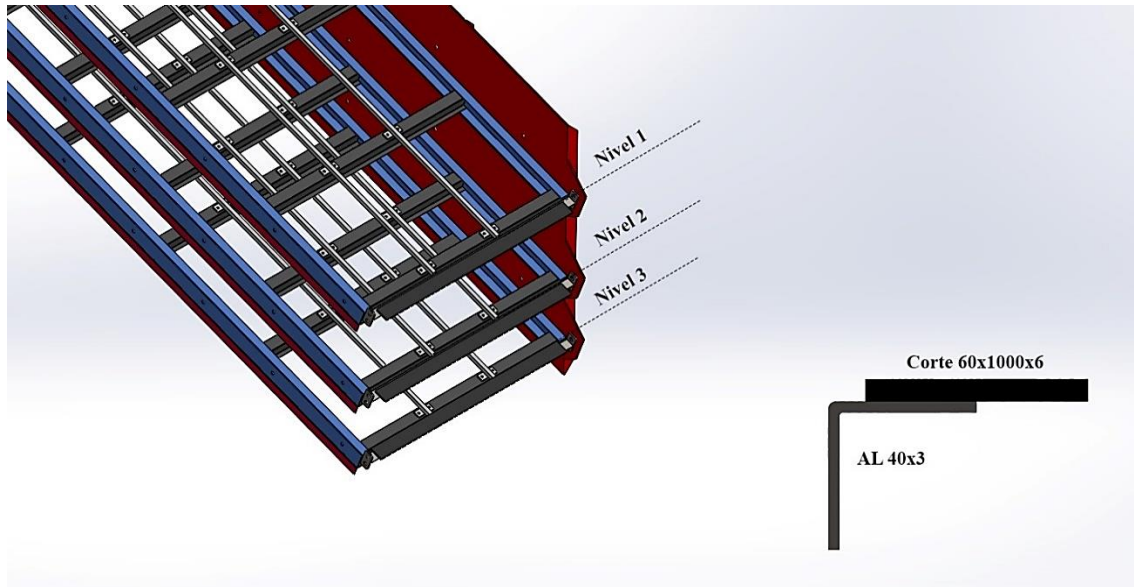
Ai: área inutilizada

Aa: área utilizada

$Ai = Aa$

$\alpha = 20^\circ$

Con el objetivo de guiar el material clasificado de manera ordenada en la salida de la criba, se utilizará ángulos sobre los cuales se soldarán planchas de acero con el fin de incrementar la proyección de uno de sus lados. La Figura 33 muestra la configuración y ubicación de las mismas en la bóveda.



**Figura 33.** Configuración de ángulos a la salida de la criba.

Para dicho propósito se proponen ángulos AL 40 x 3 y cortes de plancha anti abrasiva de 60 x 1000 x 6 extraídas del sobrante de las planchas laterales.

### 3.14 Cálculo del peso de los soportes de salida

Cada soporte se compone de un perfil AL 40 x 3 y el corte de plancha anti abrasiva, para los cuales se determinará su peso en kilogramos utilizando la ecuación (31), propuesta en el catálogo de DIPAC [30]:

$$P_{plancha} = \frac{l \cdot A \cdot E \cdot 7.85}{1000000} [kg] \quad (31)$$

Donde:

$l$ : largo, en mm

$A$ : ancho, en mm

$E$ : espesor, en mm

Sustituyendo valores en la expresión anterior se obtiene:

$$P_{corte} = \frac{1000 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 7.85}{1000000}$$

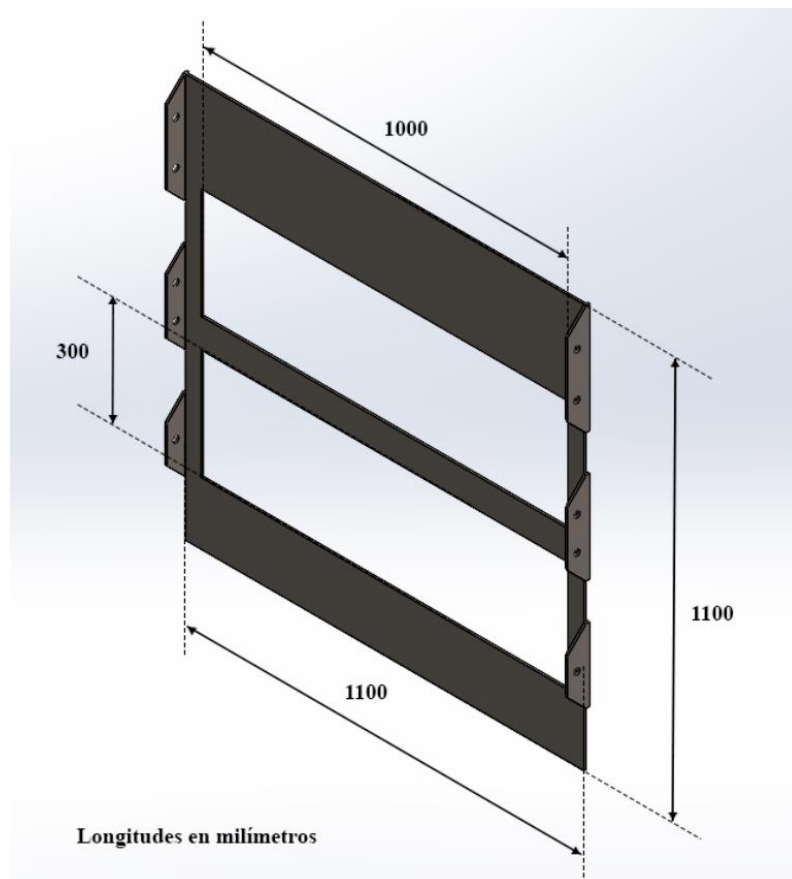
$$P_{corte} = 2.826 \text{ kg}$$

La Tabla 25 muestra los pesos de los componentes mencionados y el peso total de los tres soportes que se considerarán para dimensionar el moto vibrador.

**Tabla 25.** Pesos de componentes del soporte.

Elemento	Cantidad	Longitud (m)	Peso (kg/m)	Total (kg)
AL 40 x 3	3	1.1	1.81	5.973
Corte de plancha	3	1	2.826	8.478
<b>Total (kg)</b>				<b>14.451</b>

La cara posterior de la bóveda será cubierta utilizando plancha anti abrasiva del mismo espesor, la cual se fijará a ambas planchas laterales mediante uniones apernadas. Su objetivo principal es impedir la salida de material triturado por la parte posterior de la misma y brindar una mayor facilidad de inspección en el interior de la bóveda. La Figura 34 deja ver la configuración geométrica y las dimensiones de la misma.



**Figura 34.** Configuración geométrica de la cara posterior de la bóveda.

### 3.15 Cálculo del peso de la tapa posterior

Su configuración será extraída de una corte de plancha de (1.1 x 1.1) m correspondientes al ancho y alto de la bóveda. Para el cálculo de su peso en kilogramos, de acuerdo a la ecuación (31), se tiene:

$$P_{placha\_post} = \frac{1100 \text{ mm} \cdot 1100 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 7.85}{1000000}$$

$$P_{placha\_post} = 56.99 \text{ kg}$$

A este peso calculado se le restará el peso correspondiente a los cortes que presenta la plancha, los cuales tienen la función de permitir al usuario realizar las actividades de inspección de los elementos internos. La plancha contará con dos cortes de (300 x 1000) mm. De igual manera mediante la ecuación (31), se obtiene:

$$P_{cortes} = \frac{1000 \text{ mm} \cdot 300 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} \cdot 7.85}{1000000}$$

$$P_{cortes} = 14.13 \text{ kg}$$

Finalmente, se hallará el peso real de la tapa posterior. Para esto se emplea la ecuación (32):

$$P_{tapa} = P_{placha\_post} - 2 \cdot P_{cortes} \quad (32)$$

$$P_{tapa} = 56.99 \text{ kg} - 2 \cdot (14.13 \text{ kg})$$

$$P_{tapa} = 28.73 \text{ kg}$$

### 3.16 Cálculo del peso de planchas laterales

Como se había mencionado en apartados anteriores, la bóveda será fabricada de planchas de acero anti abrasivas. Además, para el espesor calculado de las mismas, se disponen de planchas de 400 HB de dureza, las cuales son ideales para esta aplicación. El peso en kilogramos de las planchas laterales se calcula con la ayuda de la ecuación (31).

Donde:

$$l = 3 \text{ m} = 3000 \text{ mm}$$

$$A = 1.1 \text{ m} = 1100 \text{ mm}$$



$$E = 6mm$$

Reemplazando datos, se puede calcular:

$$P_{plachas\_laterales} = \frac{3000\text{ mm} \cdot 1100\text{ mm} \cdot 6\text{ mm} \cdot 7.85}{1000000}$$

$$P_{plachas\_laterales} = 155.43\text{ kg}$$

Ahora, el peso de la platina a emplearse (PLT 50 x 6), se obtiene del catálogo de DIPAC [34]:

$$P_{platina} = 2.26 \frac{kg}{m}$$

Esto quiere decir que se utilizarán platinas de 2.26 kg por metro de longitud. A continuación, la Tabla 26 presenta el peso de cada elemento que conforma la bóveda estando en funcionamiento.

**Tabla 26.** Peso de elementos que componen la bóveda en funcionamiento.

Elemento	Cantidad	Peso (kg)	Total (kg)
Soportes mallas	3	65.508	196.524
Malla 1"	2	24	48
Malla 3/4"	2	30.17	60.34
Malla 3/8"	2	23.94	47.88
Plancha lateral	2	155.43	310.86
Platinas	12	2.26	27.12
Ángulos	6	5.43	32.58
Tejas de tensión	6	21.36	128.16
Soportes frontales	3	14.451	43.353
Tapa posterior	1	28.73	28.73
<b>Peso bóveda (kg)</b>			<b>923.547</b>

### 3.17 Selección del moto vibrador

Como se mencionó en el apartado 3.4, la vibración será realizada por medio de un moto vibrador colocado en la parte exterior de la bóveda, fijado mediante uniones apernadas en un soporte a la parte superior de la bóveda.

La empresa italiana Italvibras G. Silingardi S.p. A. [35] propone el siguiente método para la selección del moto vibrador eléctrico, el cual incluye factores importantes como el tipo de material a ser procesado y el porcentaje de desagregados (lajas) presente en la materia triturada a ser clasificada.

### 3.17.1 Caudal y velocidad del producto

Para la selección del moto vibrador primero se deberá conocer los valores de caudal y velocidad del producto. Para ello, se hará uso de las ecuaciones (33) y (34).

$$Q = V_p \cdot l \cdot s' \quad (33)$$

$$V_p = V_{teo} \cdot K_r \quad (34)$$

Donde:

$Q$ : caudal  $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

$V_p$ : velocidad del producto  $\left(\frac{m}{h}\right)$

$l$ : ancho del canal ( $m$ )

$s'$ : capa del material ( $m$ )

$V_{teo}$ : velocidad teórica del producto  $\left(\frac{m}{h}\right)$

$K_r$ : factor de reducción dependiente del producto

A continuación, la Tabla 27 indica los valores de  $K_r$  para materiales comunes.

**Tabla 27.** Factor  $K_r$  en función del material, [36].

<b>Material</b>	<b><math>K_r</math></b>
Grava	0.95
Carbón grueso	0.85
Virutas	0.85
Carbón fino	0.8
Arena	0.7

Utilizando los datos de servicio, se calcula la velocidad del producto despejándola de la ecuación (33):

$$V_p = \frac{Q}{l \cdot s'}$$

Donde:

$$Q = 25 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{2 \text{ ton}} = 12.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$l = 1.1 \text{ m}$$

El espesor de la capa de material viene dado por la ecuación (35), para la cual se obtiene:

$$s'_{total} = s'_{cama_1} + s'_{cama_2} + s'_{cama_3} \quad (35)$$

$$s'_{total} = \left(2 + 1 + \frac{3}{4}\right) \text{ in}$$

$$s'_{total} = 3.75 \text{ in}$$

Debido a que se cuenta con un porcentaje estimado de presencia de lascas correspondiente a un 30 % en el material triturado, un factor de proyección del 40 % en la capacidad de cribado y un 25 % de desclasificados, el porcentaje total incrementará el espesor de material sobre la primera cama, por lo que se plantea un factor de corrección del 95 %, correspondiente a la sumatoria de las tres variables mencionadas, donde:

$$s' = 1.95 \cdot 3.75 \text{ in}$$

$$s' = 7.313 \text{ in} \cdot \frac{1 \text{ m}}{39.3701 \text{ in}}$$

$$s' = 0.186 \text{ m}$$

Reemplazando valores en la ecuación (33), se tiene:

$$V_p = \frac{12.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{1.1 \text{ m} \cdot 0.186 \text{ m}}$$

$$V_p = 61.09 \frac{m}{h}$$

Con este valor de  $V_p$ , y un factor  $K_r = 0.95$ , se puede obtener la velocidad teórica del producto mediante la ecuación (34):

$$V_{teo} = \frac{V_p}{K_r}$$

$$V_{teo} = \frac{61.09 \frac{m}{h}}{0.95} = 64.3 \frac{m}{h}$$

Para cribas inclinadas, se empleará el valor de la velocidad teórica correcta teniendo en cuenta la inclinación de la máquina ( $V_{teo_c}$ ) que viene dado por la ecuación (36):

$$V_{teo_c} = \frac{V_{teo} + V_i}{F\alpha} \quad (36)$$

El Anexo 11 [37] muestra los valores tabulados respecto al ángulo de inclinación de la criba, del cual se obtienen los siguientes valores para una inclinación estándar de  $\alpha = 20^\circ$ :

$$i = 70^\circ$$

$$F\alpha = 0.6$$

$$V_i = 70 \frac{m}{h}$$

Reemplazando valores en la ecuación (36), se tiene:

$$V_{teo_c} = \frac{64.3 \frac{m}{h} + 70 \frac{m}{h}}{0.6}$$

$$V_{teo_c} = 223.83 \frac{m}{h}$$

En el Anexo 12 [38] se realiza la selección de la velocidad angular del moto vibrador de acuerdo al tipo de proceso, al peso específico del material y a su tamaño. Para este caso, los datos para la selección son:

**Tipo de proceso:** Cribado

**Peso específico del material:** A

**Tamaño:** M

De acuerdo con los datos presentados, se ha seleccionado un moto vibrador de 1200 rpm y 60 Hz. En el Anexo 13 [39] se muestra la gráfica del moto vibrador con las características mencionadas, de la cual se obtiene el valor de excentricidad ( $e$ ) necesaria para calcular el momento estático del moto vibrador.

Con un ángulo de incidencia  $i = 70^\circ$  y el valor de la velocidad teórica para la criba inclinada, se interseca la curva  $i$  con la horizontal  $V_{teo_c}$  y se proyecta la vertical para obtener el valor de excentricidad. Del anexo se obtiene:  $e = 2.3 \text{ mm}$ .

Finalmente, conociendo el valor de la excentricidad, se determina el momento estático total  $M_t$  a partir de la ecuación (37).

$$M_t = e \cdot P_v \quad (37)$$

Donde:

$P_v$ : peso total de la máquina (kg)

Para este motivo se ha supuesto un peso total del soporte del moto vibrador de 80 kg que en conjunto al peso de la bóveda determinan el peso total de la máquina ( $P_v$ ).

$$P_v = 923.547 \text{ kg} + 80 \text{ kg}$$

$$P_v = 1003.547 \text{ kg}$$

Reemplazando datos en la ecuación (37), se tiene que:

$$M_t = 2.3 \text{ mm} \cdot 1003.547 \text{ kg}$$

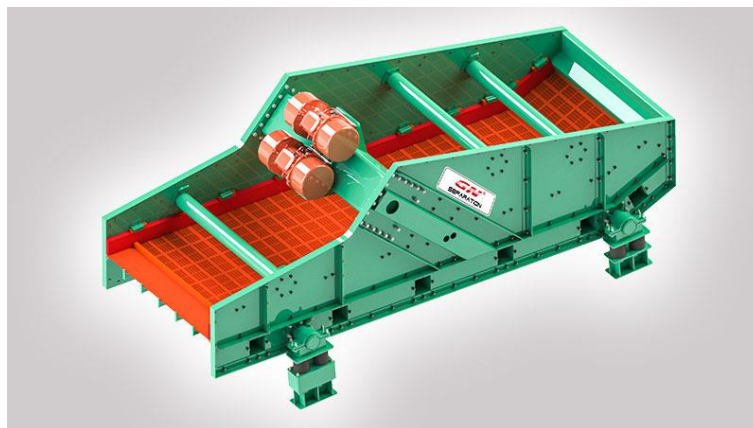
$$M_t = 2308.16 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

El valor del momento estático total permite seleccionar el moto vibrador adecuado para el proceso. Por este motivo se proponen los moto vibradores de la marca Italvibras, modelo MVSI de 6 polos, 1200 rpm y 60 Hz.

Del Anexo 14 [40] se selecciona el moto vibrador que se encuentra inmediatamente debajo del valor del momento estático total calculado, esto debido a que en la tabla refleja el momento estático mínimo de los moto vibradores, pudiendo este incrementar de acuerdo a la disposición de las contrapesas, permitiéndose el aumento de la excentricidad de las masas y por ende la amplitud de la vibración. En base a lo mencionado, se selecciona el moto vibrador: MVS1 10/3000 – S02, cuyo momento estático es de 1940 kg·mm.

### 3.18 Cálculo del soporte para el moto vibrador

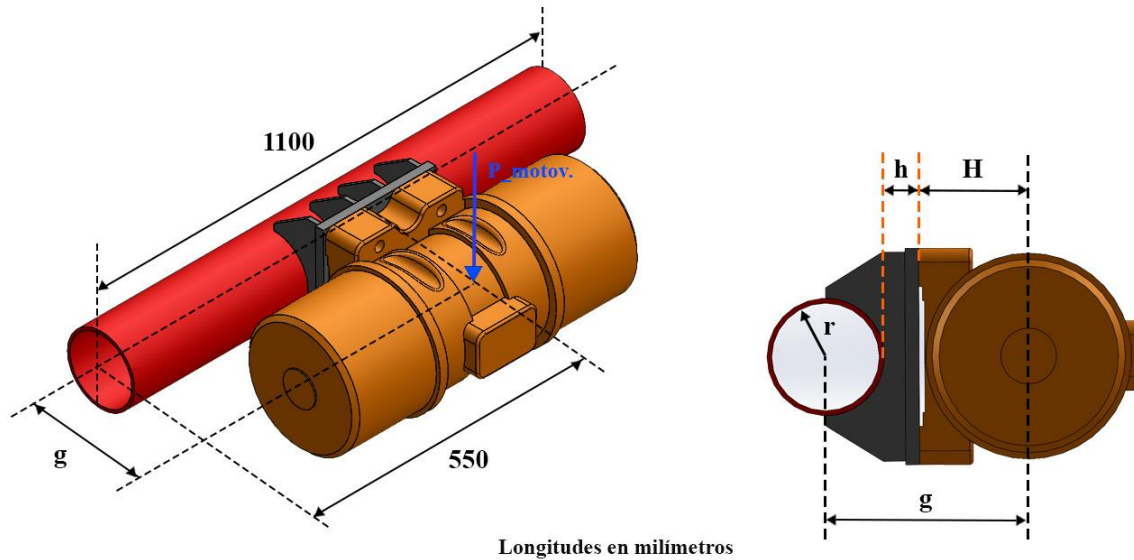
El moto vibrador eléctrico se encontrará montado sobre un soporte conformado por un tubo y una base compuesta, el cual se encontrará acoplado a la bóveda en su parte superior mediante uniones apernadas, simplemente apoyado sobre ángulos. La Figura 35 muestra una criba vibrante la cual posee un moto vibrador montado sobre un soporte apoyado en las planchas laterales, diseño el cual se tomará como referencia para nuestro modelo.



**Figura 35.** Criba vibratoria para lavado de arena, [41].

#### 3.18.1 Cálculo del tubo del soporte del moto vibrador

Para el cálculo del tubo que forma parte del soporte del moto vibrador, se ha propuesto un tubo de 6 pulgadas cédula 40 (API 5L), con disponibilidad en el catálogo de DIPAC [30]. El esquema de la Figura 36 presenta la configuración de dicho tubo.



**Figura 36.** Configuración geométrica del tubo del soporte del moto vibrador.

Donde:

$$P_{\text{motovibrador}} = 130 \text{ kg (extraído de catálogo) [40]}$$

La distancia  $g$  se determina a partir de la ecuación (38).

$$g = H + h + r \quad (38)$$

Siendo:

H: distancia desde la base al eje del moto vibrador.

$$H = 157 \text{ mm, extraído de catálogo [42]}$$

h: distancia desde la base del moto vibrador al tubo. Se propone un valor de 5 cm.

Para el tubo de 6 plg se obtienen los siguientes datos:

$$\text{Diámetro exterior } (D_{\text{ext}}) = 168.30 \text{ mm}$$

$$\text{espesor } (e) = 7.11 \text{ mm}$$

$$\text{radio } (r) = \frac{D_{\text{ext}}}{2} = \frac{168.30 \text{ mm}}{2} = 84.15 \text{ mm} = 8.415 \text{ cm}$$

El diámetro interior del tubo se lo calcula mediante la ecuación (39):

$$d_{int} = D_{ext} - 2 \cdot (e) \quad (39)$$

$$d_{int} = 168.30 \text{ mm} - 2 \cdot (7.11 \text{ mm})$$

$$d_{int} = 154.08 \text{ mm}$$

Por último, reemplazando los valores en la ecuación (38), se obtiene:

$$g = 15.7 \text{ cm} + 5 \text{ cm} + 8.415 \text{ cm}$$

$$g = 29.115 \text{ cm}$$

De acuerdo al esquema planteado en la Figura 36, se tiene un torque y un momento que actúan en el tubo, y estos se calculan mediante las ecuaciones (40) y (41).

$$T = P_{motovibrador} \cdot g \quad (40)$$

$$T = 130 \text{ kg} \cdot 29.115 \text{ cm}$$

$$T = 3784.95 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M = \frac{PL}{4} \quad (41)$$

$$M = \frac{130 \text{ kg} \cdot 110 \text{ cm}}{4}$$

$$M = 3575 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Para calcular la inercia y el momento polar de inercia del tubo, se procede mediante las ecuaciones (42) y (43).

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot ((D_{ext})^4 - (d_{int})^4) \quad (42)$$

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot ((16.83 \text{ cm})^4 - (15.41 \text{ cm})^4)$$

$$J = 2340.37 \text{ cm}^4$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot ((D_{ext})^4 - (d_{int})^4) \quad (43)$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot ((16.83 \text{ cm})^4 - (15.41 \text{ cm})^4)$$



$$I = 1170.19 \text{ cm}^4$$

Se procede a calcular la torsión mediante la ecuación (44).

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (44)$$

$$\tau = \frac{3784.95 \text{ kg.cm} \cdot 8.415 \text{ cm}}{2340.37 \text{ cm}^4}$$

$$\tau = 13.61 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Además de esto, también se calcula el esfuerzo flexionante mediante la ecuación (45).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (45)$$

$$\sigma = \frac{3575 \text{ kg.cm} \cdot 8.415 \text{ cm}}{1170.19 \text{ cm}^4}$$

$$\sigma = 25.71 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Ahora, se prosigue a calcular el esfuerzo equivalente mediante la ecuación (46).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\tau)^2} \quad (46)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(25.71 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(13.61 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 34.88 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Con el esfuerzo equivalente calculado, se puede realizar la comparación con el esfuerzo permisible fb, mediante la ecuación (16).

$$fb = 0.6 \cdot \left(24.6 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}\right)$$

$$fb = 14.76 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 1476 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Y dado que:

$$\sigma_{eq} < fb \therefore OK$$

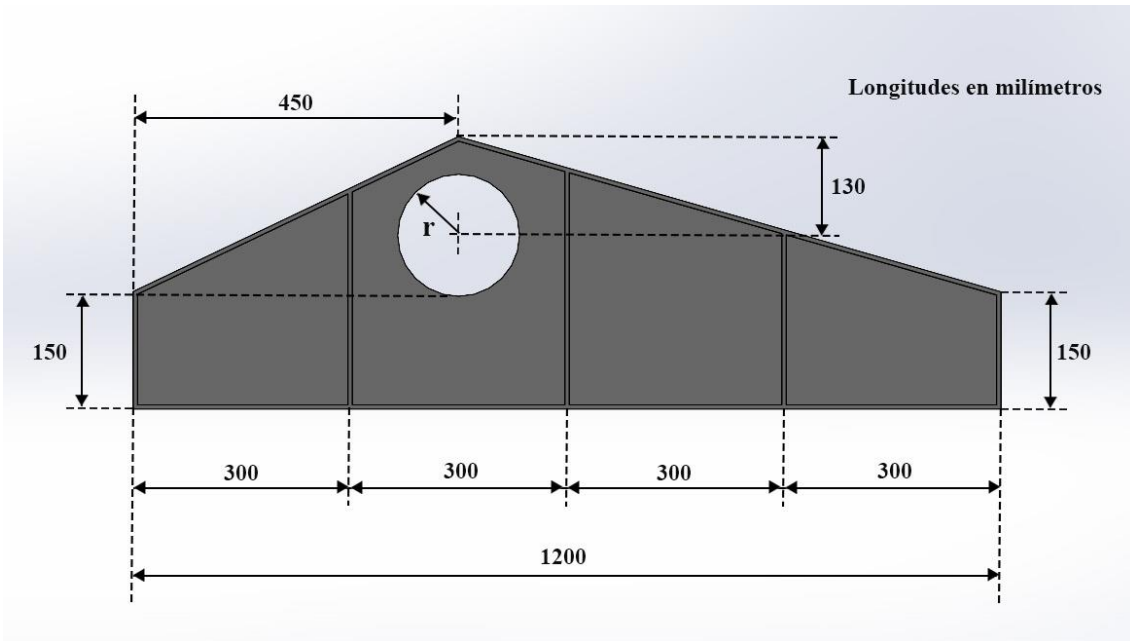
Se debe tener en cuenta que el análisis estático ignora el efecto producido por la fuerza centrífuga del moto vibrador sobre el tubo, por lo que mantener una brecha elevada de seguridad permite garantizar la integridad del mismo cuando esté funcionando. A continuación, se procede con el cálculo del factor de seguridad (FS) del tubo mediante la ecuación (47).

$$FS_{tubo} = \frac{F_y}{\sigma_{eq}} \quad (47)$$

$$FS_{tubo} = \frac{2460 \frac{kg}{cm^2}}{34.88 \frac{kg}{cm^2}} = 70.53$$

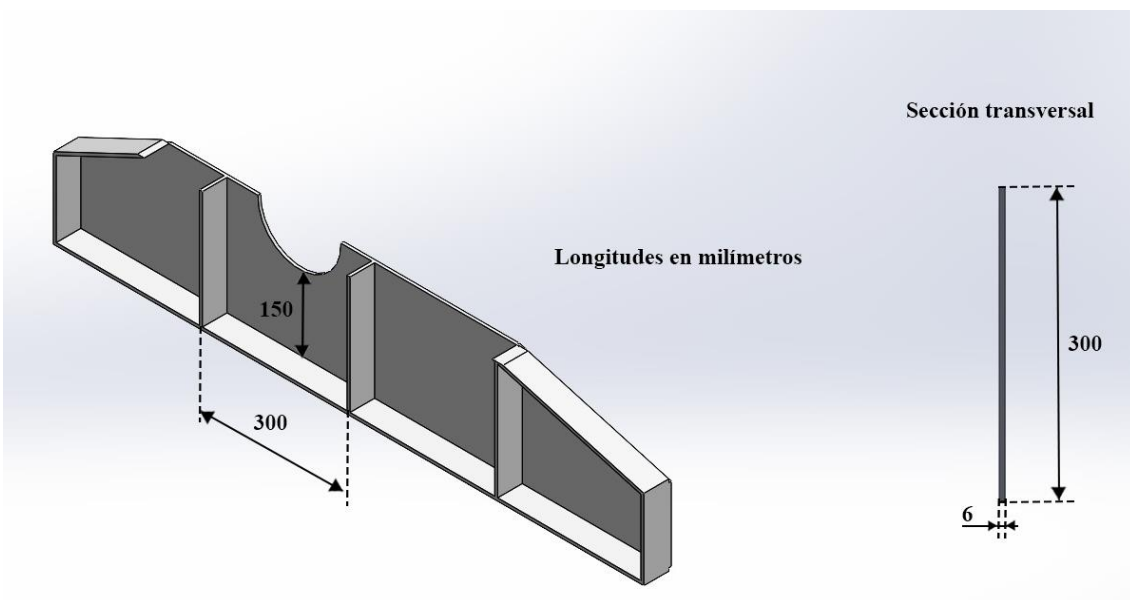
### **3.18.2 Cálculo de la base del tubo**

La Figura 37 muestra la configuración geométrica propuesta para este propósito, donde se incluyen las dimensiones generales y disposición de las platinas colocadas de manera perpendicular a la base cuyo objetivo es de otorgar mayor resistencia al efecto del peso del moto vibrador sobre ellas. Para ello, de manera similar a las colocadas en las planchas laterales, se utilizarán platinas PLT 50 x 6 equidistantes sobre las bases, y para la base del tubo, se utilizarán planchas de 6 mm de espesor.



**Figura 37.** Configuración geométrica de la base del tubo.

La sección en la cual se encontrará el tubo, seleccionado en el apartado anterior, y en donde se concentrará todo el peso del moto vibrador, se analizará como una sección simple rectangular. La Figura 38 muestra dicha porción que se va a analizar.



**Figura 38.** Sección de la base del tubo a analizar.

Con el uso del software SolidWorks se hallan las propiedades de la sección, obteniendo las siguientes:

$$A = 18 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 1350 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 0.54 \text{ cm}^4$$

Se procede a analizar al elemento por esbeltez considerándolo como una columna doblemente articulada. Del Anexo 9 [32] se obtiene el factor  $k$  para dicho caso, siendo  $k = 1$ ; donde el radio crítico se obtiene mediante la ecuación (27).

$$r_y = \sqrt{\frac{0.54 \text{ cm}^4}{18 \text{ cm}^2}}$$

$$r_y = 0.1732 \text{ cm}$$

Y la esbeltez mediante la ecuación (28).

$$\lambda = \frac{1 \cdot 15 \text{ cm}}{0.1732 \text{ cm}}$$

$$\lambda = 86.6$$

Como:

$$86.6 \leq 200 \therefore OK$$

Ahora, se comprueba el cálculo mediante esfuerzos según el método del manual AISC [28]. Para hallar el valor de la carga que actuará sobre la sección se utilizará la ecuación (48).

$$P_{base} = \frac{P_{motovibrador} + P_{tubo}}{2} \quad (48)$$

Donde:

$$P_{motovibrador} = 130 \text{ kg}$$

$$P_{tubo} = 28.26 \text{ kg/m} \cdot 1.1 \text{ m}$$

$$P_{tubo} = 31.086 \text{ kg}$$

Reemplazando en la ecuación (48), se obtiene:

$$P_{base} = \frac{(130 + 31.086) \text{ kg}}{2}$$

$$P_{base} = 80.543 \text{ kg}$$

Además, mediante la ecuación (29):

$$fa = \frac{80.543 \text{ kg}}{18 \text{ cm}^2}$$

$$fa = 4.475 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

En la Tabla 28 se muestran los valores extraídos del Anexo 10 [33] con los cuales se obtiene Fa mediante interpolación lineal para  $\lambda = 86.6$ , mediante la ecuación (2).

**Tabla 28.** Interpolación lineal para hallar el valor de Fa.

$\lambda (x)$	$Fa (y)$
86	14.67 ksi
86.6	y
87	14.56 ksi

$$y = \frac{14.56 - 14.67}{87 - 86} \cdot (86.6 - 86) + 14.67$$

$$y = Fa = 14.604 \text{ ksi} = 1026.7 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como:

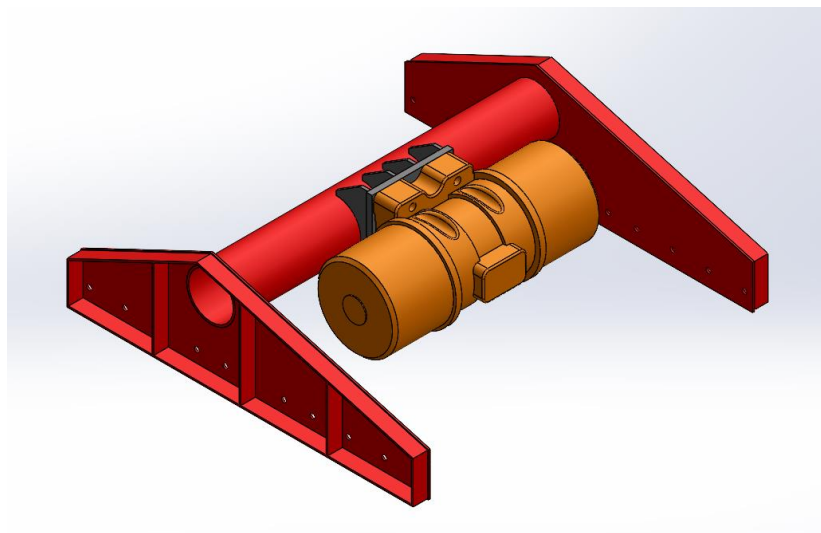
$$fa < Fa$$

$$4.475 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < 1026.7 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \therefore OK$$

Tomando en cuenta que se otorga una brecha de seguridad alta debido a la fuerza centrífuga que el moto vibrador ejerce sobre la misma, se procede a calcular el peso de la base utilizando el software de diseño SolidWorks debido a la complejidad geométrica de la misma, asumiendo que todos los elementos que la componen son de acero estructural ASTM A36.

$$P_{base} = 22.15 \text{ kg}$$

Finalmente, la Figura 39 muestra el esquema del soporte para el moto vibrador con sus respectivos elementos.



**Figura 39.** Esquema del soporte completo del moto vibrador.

En la Tabla 29 se incluyen los pesos de los elementos que conforman el soporte de manera individual y, como resultado, se obtiene el peso total del soporte.

**Tabla 29.** Pesos de elementos del soporte del moto vibrador.

<b>Designación</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Peso (kg)</b>	<b>Total (kg)</b>
Base soporte	2	22.15	44.3
Tubo 6"	1	31.086	31.086
		<b>Total</b>	<b>75.386</b>

### 3.19 Cálculo de los apoyos de la criba vibratoria

La criba se encuentra apoyada sobre 4 puntos ubicados en los extremos de las planchas laterales, estos, de acuerdo a su función pueden ser soldados directamente sobre una placa de respaldo colocada sobre la plancha lateral, o unidas mediante pernos sobre la misma. Para este caso se ha propuesto que sean unidos de manera permanente sobre placas de respaldo mediante soldadura y su configuración geométrica se detallará más adelante.

Para este propósito es necesario conocer el peso total de la máquina vibrante y el flujo de material en un instante de tiempo, datos que se pueden extraer de los apartados anteriores. El peso de la criba vibratoria se obtiene mediante la ecuación (49).

$$P_{criba\ vibratoria} = P_{bóveda} + P_{material} + P_{soporte\ motov.} + P_{motov.} \quad (49)$$

$$P_{criba\ vibratoria} = 923.547\ kg + 296.5\ kg + 75.386\ kg + 130\ kg$$

$$P_{criba\ vibratoria} = 1425.433\ kg$$

La Figura 40 muestra de manera detallada la criba vibratoria y la disposición referencial de los apoyos en la cual se detallan las longitudes que se utilizarán para los cálculos del apartado.

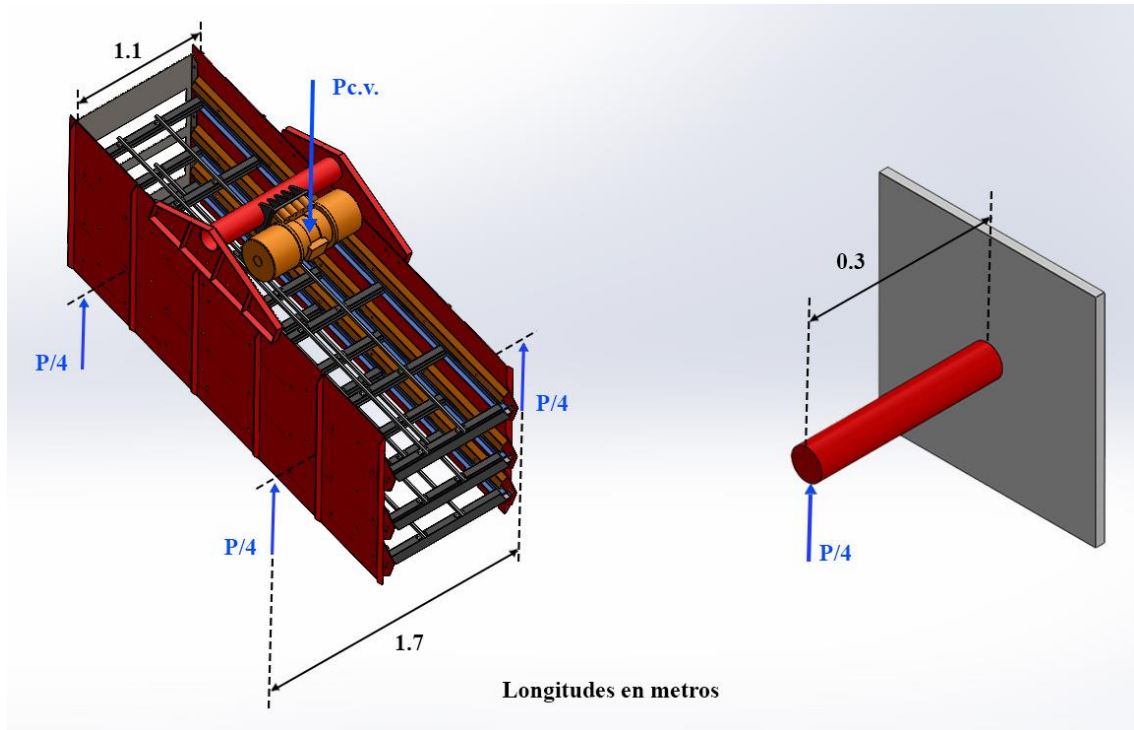


Figura 40. Disposición de los apoyos de la criba vibratoria.

Para los ejes que cumplirán la función de apoyos para la criba vibratoria, se ha propuesto el uso de ejes macizos de 2 plg de diámetro (AISI 1018), con un correspondiente valor de  $F_y$  de  $235\ N/mm^2$ .

De acuerdo a la disposición geométrica de los apoyos a diseñar, cada uno de ellos soportará un 25 % del peso total de la criba vibratoria. Por lo tanto, dicha carga individual que soportará cada eje se puede calcular como:

$$P_{apoyo} = \frac{1425.433\ kg}{4}$$

$$P_{apoyo} = 356.36\ kg$$

Ahora, para el cálculo de momento y esfuerzos en dichos ejes, se los considerará como ejes en voladizo. Dicho esto, el momento en los ejes se obtiene mediante la ecuación (23).

$$M = 356.36 \text{ kg} \cdot 30 \text{ cm}$$

$$M = 10690.8 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Con el momento que actúa en el eje, se puede calcular el esfuerzo flexionante, para un eje macizo, mediante la ecuación (45).

$$\sigma = \frac{32 \cdot 10690.8 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{\pi \cdot \left(2 \text{ plg} \cdot \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ plg}}\right)^3}$$

$$\sigma = 830.65 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

A continuación, se calcula el esfuerzo cortante con el empleo de la ecuación (50).

$$\tau = \frac{V}{A} \tag{50}$$

$$\tau = \frac{356.36 \text{ kg}}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(2 \text{ plg} \cdot \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ plg}}\right)^2}$$

$$\tau = 17.58 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Con estos esfuerzos obtenidos, se procede a calcular el esfuerzo equivalente mediante la ecuación (46).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(830.65 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(17.58 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 831.21 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Con el esfuerzo equivalente calculado, se prosigue a realizar la comparación con el esfuerzo permisible  $fb$ , que se obtiene mediante la ecuación (16).



$$fb = 0.6 \cdot \left( 235 \frac{N}{mm^2} \right)$$

$$fb = 141 \frac{N}{mm^2} = 1437.80 \frac{kg}{cm^2}$$

Y dado que:

$$\sigma_{eq} < fb \therefore OK$$

Por último, se realiza el cálculo del factor de seguridad para los apoyos de la criba vibratoria con el uso de la ecuación (47).

$$FS_{apoyos} = \frac{2396.33 \frac{kg}{cm^2}}{831.21 \frac{kg}{cm^2}}$$

$$FS_{apoyos} = 2.88$$

Teniendo en cuenta que la carga fue aplicada en el extremo del eje tratando de simular un desbalance de la bóveda motivo de las cargas de impacto y el efecto oscilatorio del moto vibrador el factor de seguridad obtenido para este elemento nos asegura su integridad mecánica en condiciones severas de operación.

### 3.20 Diseño de resortes para apoyos de la criba vibratoria

Los ejes calculados en el apartado anterior, los cuales serán los apoyos de la criba vibratoria, estarán reposando sobre resortes (dos por cada apoyo). Para diseñar dichos resortes, se ha propuesto que sean resortes helicoidales con extremos esmerilados y a escuadra, los cuales deberán ejercer una fuerza  $F_1$  en una longitud que no exceda de 15 cm, y una fuerza  $F_2$  a una distancia 3 cm más corta. Estos resortes deben ajustar dentro de un diámetro de 12 cm. Las cargas en el análisis se considerarán esencialmente estáticas. Además, los resortes serán de alambre ASTM A232, sin ajuste previo. Con estas características y en base al libro de diseño de elementos de máquinas de Juvinal R. [43], se procede con el cálculo de los mismos.

Primero, se debe conocer las cargas con las que estarán trabajando los resortes. A continuación se detallan dichas cargas que corresponden al peso total de la criba vibratoria con y sin material (piedras de canto rodado).

$$P_{T1} = 1128.933 \text{ kg} \text{ (Peso de la criba, sin material)}$$

$$P_{T2} = 1425.433 \text{ kg} \text{ (Peso de la criba, con material)}$$

De igual manera que en los apoyos de la criba, los resortes trabajarán con el 25 % del peso total de la máquina debido a su disposición geométrica. Y dado a que son dos resortes por apoyo, la carga se divide para dos. Además, se considerará un factor de seguridad de 1.5. Por lo tanto, las cargas para cada resorte se determinan mediante la ecuación (51).

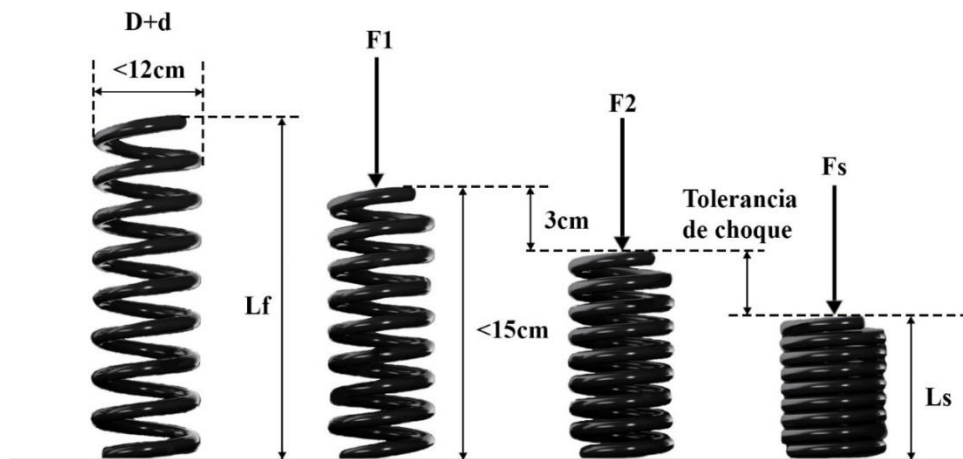
$$F = P \cdot FS \tag{51}$$

Reemplazando valores:

$$F_1 = \frac{P_{T1}}{8} \cdot (1.5) = \frac{1128.933 \text{ kg}}{8} \cdot (1.5) = 211.6749 \text{ kg}$$

$$F_2 = \frac{P_{T2}}{8} \cdot (1.5) = \frac{1425.433 \text{ kg}}{8} \cdot (1.5) = 267.2687 \text{ kg}$$

A continuación, la Figura 41 muestra una representación simplificada que ayuda a comprender de mejor manera los datos sobre la geometría de los resortes y la aplicación de las cargas.



**Figura 41.** Esquema de los datos del resorte.

Donde:

D: diámetro medio del resorte

d: diámetro del alambre

Lf: longitud libre del resorte

Ls: longitud cuando el resorte está completamente comprimido

Fs: fuerza máxima a resistir sin deformación permanente

El primer paso para diseñar los resortes es conocer la constante de elasticidad requerida, la misma que se puede calcular haciendo uso de la ecuación (52), del libro de Juvinall [44]:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} \quad (52)$$

$$k = \frac{(267.2687 - 211.6749) \text{ kg}}{3 \text{ cm}}$$

$$k = \frac{55.5938 \text{ kg}}{3 \text{ cm}} = 18.53 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

La sección 12.4 del libro de Juvinall [45] recomienda elegir una tolerancia de choque del 10 % de la deflexión con una carga de trabajo máxima. Mediante la ecuación (53), se obtiene:

$$\textit{Tolerancia de choque} = 0.1 \cdot \frac{F_2}{k} \quad (53)$$

$$\textit{Tolerancia de choque} = 0.1 \cdot \frac{267.2687 \text{ kg}}{18.53 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}} = 1.44 \text{ cm}$$

La fuerza máxima  $F_s$  cuando el resorte está completamente comprimido se calcula mediante la ecuación (54).

$$F_s = F_2 + k \cdot \textit{Tolerancia de choque} \quad (54)$$

$$F_s = 267.2687 \text{ kg} + 18.53 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \cdot 1.44 \text{ cm} = 293.9519 \text{ kg}$$

Ahora, se procede a determinar una combinación de D y d deseable que cumpla los requisitos de esfuerzo. Como primera aproximación se ha propuesto valores de 11 cm para D, y 1 cm para d. Con estos datos se procede a sustituir en la ecuación (55), del libro de Juvinall [46]:

$$C = \frac{D}{d} \quad (55)$$

$$C = \frac{11 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} = 11$$

Después de haber calculado el valor de  $C$ , que se define como la razón del diámetro medio de la espira y el diámetro del alambre, se prosigue a reemplazarlo en la ecuación (56), del libro de Juvinal [47] para encontrar el factor  $K_s$ , correspondiente al factor de corrección por cortante para cargas estáticas, siendo este:

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C} \quad (56)$$

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{11} = 1.045$$

A continuación, se estima el valor de la resistencia mínima a la tensión última ( $S_u$ ) basándose en el Anexo 15 [48] con el diámetro del alambre propuesto (1 cm) y el material del alambre (ASTM A232). Dando como resultado  $S_u = 1400 \text{ MPa}$ .

Ahora, de acuerdo a la ecuación 12.9 del libro de Juvinal [49], el valor máximo aceptable del esfuerzo cortante para materiales ferrosos, sin ajuste previo, cuando el resorte está completamente comprimido por una fuerza  $F$ , viene dado por la ecuación (57).

$$\tau_s \leq 0.45 \cdot S_u \quad (57)$$

$$\tau_s = 0.45 \cdot 1400 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = 630 \text{ MPa} = 6424.21 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Con los valores de  $K_s$  y  $\tau_s$  obtenidos, y con objeto de calcular  $d$ , se procede a reemplazar datos en la ecuación (58) de Juvinal [50], de manera que:

$$\tau_s = \frac{8 \cdot F_s \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot K_s \quad (58)$$

$$\left( 6424.21 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = \frac{8 \cdot (293.9519 \text{ kg}) \cdot (11 \text{ cm})}{\pi \cdot d^3} \cdot (1.045)$$

$$d = 1.1 \text{ cm}$$

Las estimaciones de  $D = 11 \text{ cm}$  y  $d = 1 \text{ cm}$  fueron solo “aproximadas”. Para obtener unas dimensiones más exactas, se procederá a realizar un segundo ensayo pero esta vez con un valor de 1.1 cm para el diámetro del alambre. Tanto  $K_s$  como  $\tau_s$  tendrán otros valores, pero ahora serán valores “correctos” para estas cantidades y no estimaciones.

Para el nuevo valor de  $S_u$ , se ha hecho uso del Anexo 15 [48] para un  $d = 1.1 \text{ cm}$ , y se obtiene una resistencia mínima a la tensión última de 1350 MPa. Y, para no calcular  $K_s$  nuevamente, se hará uso de la segunda forma de la ecuación (59) del libro de Juvinal [50], obteniendo:

$$\tau_s = \frac{8 \cdot F_s}{\pi \cdot d^2} \cdot CK_s \quad (59)$$

$$\left( 0.45 \cdot 1350 \text{ MPa} \cdot \frac{10.197 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1 \text{ MPa}} \right) = \frac{8 \cdot (293.9519 \text{ kg})}{\pi \cdot (1.1 \text{ cm})^2} \cdot CK_s$$

$$CK_s = 10.014$$

De acuerdo al Anexo 16 [51],  $C = 9.5$ . Por lo tanto, el valor de  $D$  se calcula mediante la ecuación (60).

$$D = C \cdot d \quad (60)$$

$$D = (9.5) \cdot (1.1 \text{ cm}) = 10.45 \text{ cm}$$

Después de haber encontrado esta combinación de  $D$  y  $d$ , que se ajusta exactamente al criterio de esfuerzo deseado, se calcula el número de espiras activas del resorte ( $N$ ), a partir de la ecuación (61) obtenida del libro de Juvinal [44]:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N} \quad (61)$$

Del Anexo 17 [52], para un alambre A232 para resortes,  $G = 77.2 \text{ GPa}$ . Reemplazando datos en la ecuación (61), se tiene:

$$\left(18.53 \frac{kg}{cm}\right) = \frac{(1.1 \text{ cm})^4 \cdot \left(77200 \text{ Mpa} \cdot \frac{10.197 \frac{kg}{cm^2}}{1 \text{ Mpa}}\right)}{8 \cdot (10.45 \text{ cm})^3 \cdot N}$$

$$N = 6.81$$

A partir de la ecuación (62) extraída del libro de Juvinal [53], el número total de espiras será:

$$N_t = N + 2 \quad (62)$$

$$N_t = 6.81 + 2 = 8.81$$

Y, del Anexo 18 [54], la longitud cuando el resorte está completamente comprimido se calcula mediante la ecuación (63).

$$L_s = N_t \cdot d \quad (63)$$

$$L_s = (8.81) \cdot (1.1 \text{ cm}) = 9.69 \text{ cm}$$

Cuando la fuerza  $F_s = 293.9519 \text{ kg}$  deja de actuar sobre el resorte, este se alargará una distancia. Despejando  $\delta$  de la ecuación (52), se obtiene:

$$\delta_s = \frac{F_s}{k} = \frac{293.9519 \text{ kg}}{18.53 \frac{kg}{cm}} = 15.86 \text{ cm}$$

Por lo tanto, la distancia libre  $L_f$  se expresa mediante la ecuación (64).

$$L_f = L_s + \delta_s \quad (64)$$

$$L_f = (9.69 + 15.86) \text{ cm} = 25.55 \text{ cm}$$

Además, cuando la fuerza  $F_1$  de  $211.6749 \text{ kg}$  actúa sobre el resorte, la longitud del mismo se obtiene mediante la ecuación (65).

$$L_{F1} = L_f - \frac{F_1}{k} \quad (65)$$

$$L_{F1} = 25.55 \text{ cm} - \frac{211.6749 \text{ kg}}{18.53 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}} = 14.13 \text{ cm}$$

Con esto se cumple el requisito planteado de longitud máxima de 15 cm con una carga  $F_1$ . Para finalizar, se verifica si existe pandeo para el caso más crítico de deformación, en el cuál se aproxima a la deflexión cuando todas las espiras están juntas, es decir, cuando  $\delta = \delta_s$ :

$$\frac{\delta_s}{L_f} = \frac{15.86 \text{ cm}}{25.55 \text{ cm}} = 0.62$$

$$\frac{L_f}{D} = \frac{25.55 \text{ cm}}{10.45 \text{ cm}} = 2.44$$

De acuerdo al Anexo 19 [55], se observa que los resortes a diseñar están bastante alejados de la región de pandeo, aun si una de las placas de los extremos se inclina libremente. Dicho esto, se puede concluir que los parámetros establecidos en las cálculos realizados permiten cumplir con los requisitos de esfuerzo y constante de elasticidad, y además satisfacen con el criterio de pandeo y limitaciones especificadas. Por ende, los parámetros de diseño satisfactorios para los resortes son:

$$d = 1.1 \text{ cm}$$

$$D = 10.45 \text{ cm}$$

$$Nt = 8.81$$

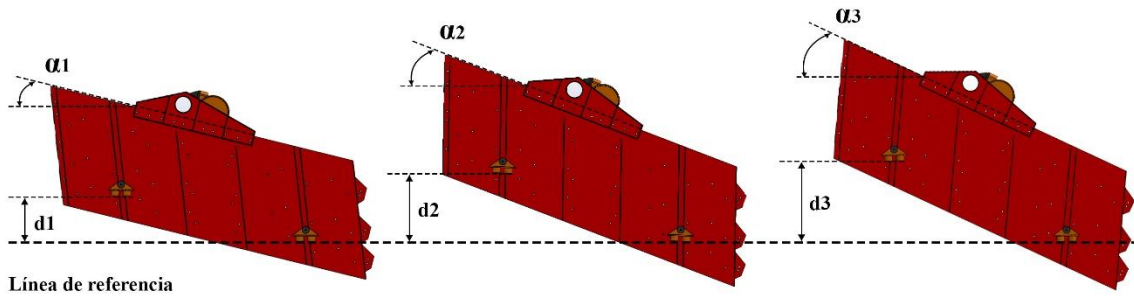
$$L_f = 25.55 \text{ cm}$$

### 3.21 Bases de los resortes de la criba

Con el objetivo de poder regular la inclinación de la criba se ha propuesto un sistema de fijación a los apoyos con el uso de tornillos prisioneros impidiendo así su rotación sobre el eje. La criba puede aumentar o disminuir su ángulo de inclinación utilizando espaciadores o cambiando la longitud de los resortes en las bases frontales o posteriores.

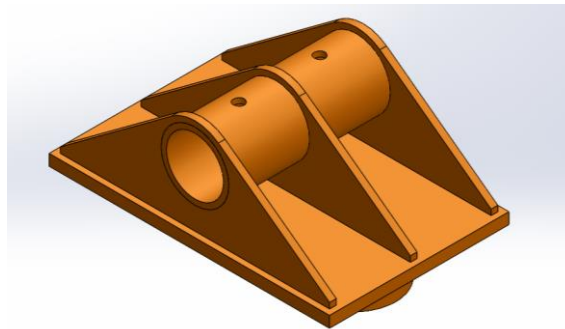
Para dicho propósito es fundamental que las bases sean fijadas al eje con el uso de prisioneros, permitiendo así su rotación sobre el mismo cuando se lo requiera. La Figura 42 muestra la variación de la inclinación de la criba vibratoria mediante la rotación de las bases, donde:

$$d_3 > d_2 > d_1, \text{ y a su vez: } \alpha_3 > \alpha_2 > \alpha_1.$$



**Figura 42.** Variación de inclinación de criba por rotación de bases de resortes.

De la figura anterior se puede destacar el efecto que provoca el incremento de la longitud de los resortes posteriores, en el ángulo de inclinación de la criba. Dicha variación fuese imposible sin el diseño planteado para las bases de los resortes; el mismo que puede ser observado a detalle en la Figura 43 que se expone a continuación.

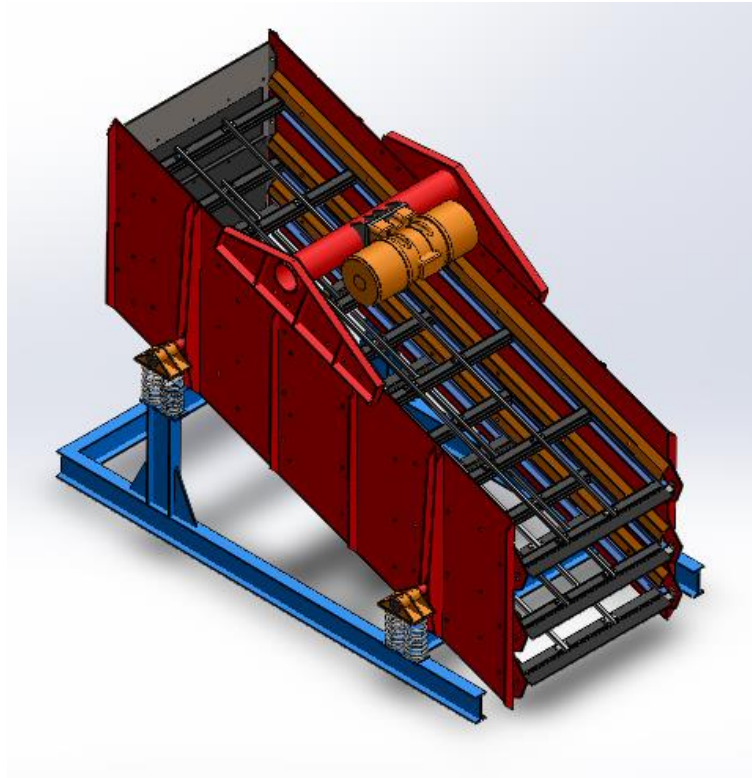


**Figura 43.** Esquema de bases de resortes.

Debido a la complejidad para llevar a cabo un análisis en el dimensionamiento de cada uno de los elementos que componen el conjunto, es indispensable considerar al elemento como un componente crítico de la criba vibratoria, motivo por el cual será imprescindible incluirlo en el apartado de análisis computacional, asegurando así su correcto dimensionamiento.

Finalmente, la Figura 44 muestra una vista isométrica del modelo 3D final de la criba vibratoria montada sobre una base preliminar con el objetivo de mejorar la percepción de montaje de la misma.

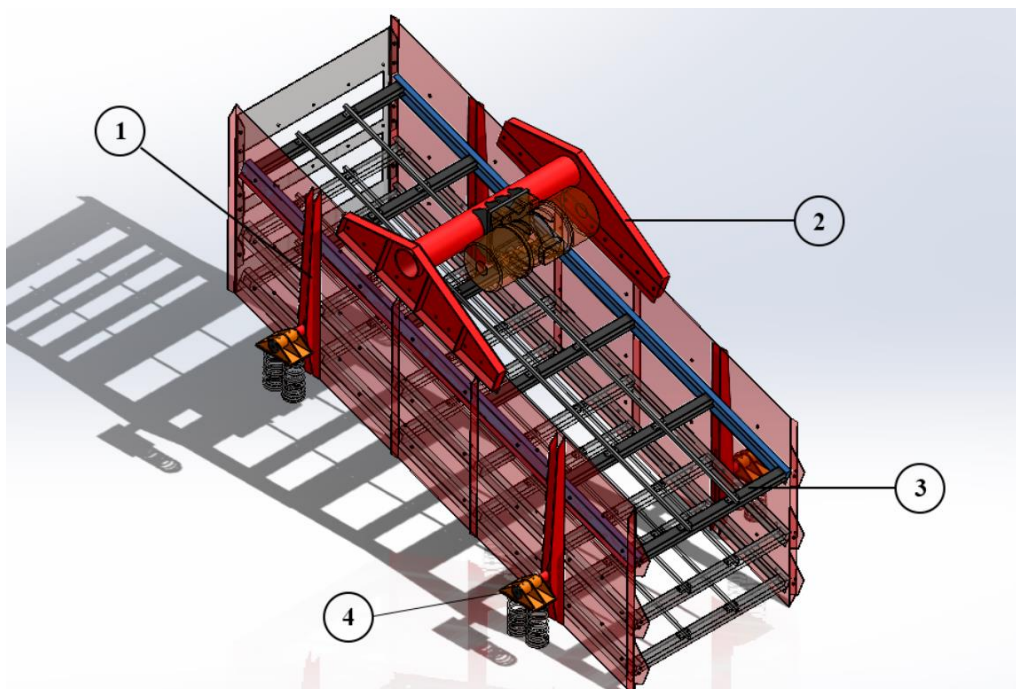




**Figura 44.** Esquema final de la criba vibratoria.

### 3.22 Simulaciones

En la Figura 45 se visualizan los elementos de interés para el desarrollo de esta sección.



**Figura 45.** Elementos críticos.

Donde,

- 1) Apoyos de la criba.
- 2) Soporte del moto vibrador.
- 3) Soporte de las mallas de cribado.
- 4) Bases de los resortes.

Los elementos anteriores son considerados los más críticos del conjunto y fueron simulados mediante el software SolidWorks. El factor de seguridad mínimo y el esfuerzo máximo para cada elemento fueron determinados en base al criterio de falla de Von Misses, tomando en cuenta que el material de construcción de la criba vibratoria es acero dúctil y que el criterio lo acoge a la perfección. A continuación, se adjuntan los resultados del análisis estático, capturas de pantalla y valoraciones posteriores a las simulaciones realizadas.

### 3.22.1 Simulación 1: apoyos de criba vibratoria

La criba vibratoria posee cuatro apoyos situados al exterior de la bóveda, los cuales están conformados por un eje de 2 plg de diámetro y 350 mm de longitud. Sobre estos se colocan cuatro rigidizadores con el objetivo de mitigar el efecto del cambio brusco de sección y perpetuar su integridad. El conjunto fue simulado con acero estructural ASTM A36.

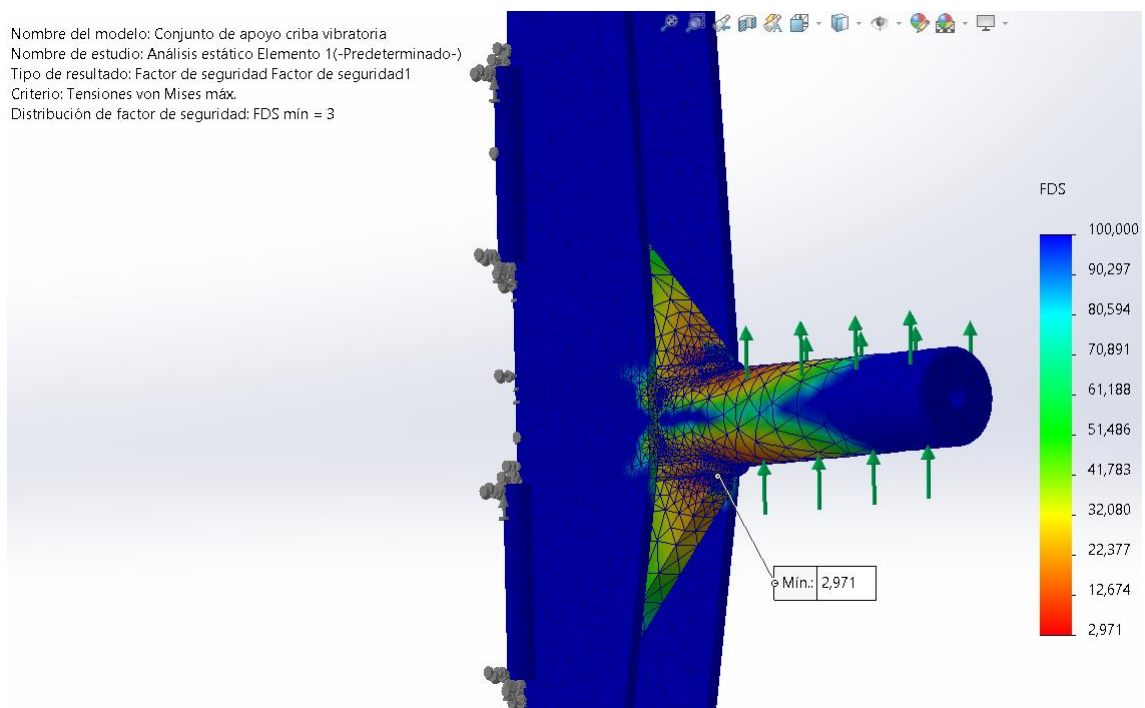
La Tabla 30 muestra una comparación de los valores obtenidos de factor de seguridad y esfuerzo máximo según distintas condiciones de mallado.

**Tabla 30.** Resultados simulación elemento 1.

Criterios de evaluación	Condición de mallado			
	Malla estándar y calidad de borrador	Solución por método adaptativo H	Malla basada en curvatura y calidad elementos cuadráticos de 4to orden	Solución por método adaptativo H
Tensión máxima (Mpa)	25.708	64.943	39.911	84.142
FDS mínimo	9.724	3.850	6.264	2.971
Número total de nodos	13130	31800	61970	88274

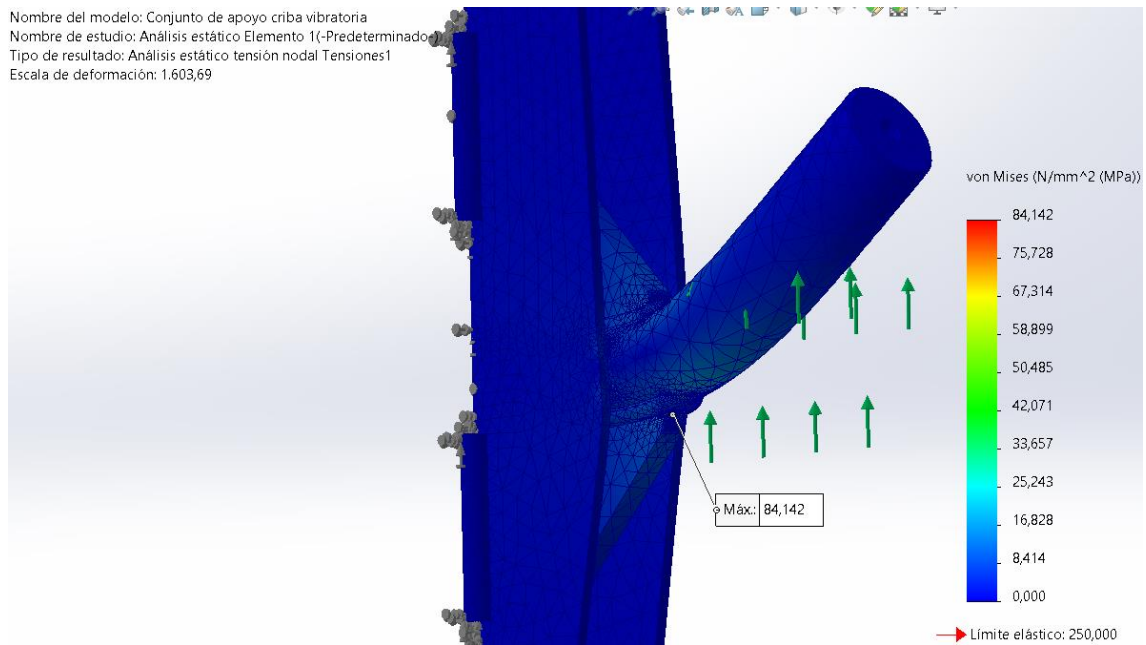
Número total de elementos	45437	139192	36421	54766
Cociente jacobiano	NA	NA	23.78	26.983
Tiempo para completar la malla	0:00:04	0:00:05	0:00:05	0:00:06

De la anterior tabla, se destacan los valores obtenidos mediante la malla basada en curvatura y calidad de elementos cuadráticos de cuarto orden en conjunto con una solución adaptativa por el método H. En la Figura 46 se observan los datos registrados para el factor de seguridad, donde se resalta el valor mínimo de 2.971.



**Figura 46.** Factor de seguridad del apoyo de la criba.

La Figura 47 muestra el estado de tensión bajo el cual está sometido, obteniendo así que la tensión máxima que experimenta el conjunto es de 84.142 MPa.



**Figura 47.** Análisis de tensiones del apoyo de la criba.

Con objetivo de mejorar la calidad del mallado y mitigar el efecto de los concentradores de esfuerzos (aristas vivas), el conjunto fue tratado como un sólido con uniones soldadas (redondeos), de acero estructural ASTM A36, mientras que en el proceso constructivo el material del eje es acero AISI 1018 cuyo límite elástico es superior al utilizado para este propósito, lo cual incrementará el factor de diseño del conjunto validando así la selección del mismo.

### **3.22.2 Simulación 2: soporte del moto vibrador**

El conjunto fue simulado en acero ASTM A36 con el objetivo de mantener una similitud de materiales y está compuesto por un tubo de 6 plg y planchas laterales de 6 mm de espesor y un armazón de platinas, los cuales conforman su base.

Con objetivo de asegurar una correcta obtención de resultados en simulaciones, tres estudios fueron realizados. En los cuales, alterándose las condiciones de mallado, se obtuvieron valores más acertados mediante una malla basada en curvatura de alto orden condicionada por el método adaptativo P.

La Tabla 31 adjunta los resultados de las simulaciones.

Tabla 31. Resultados simulación elemento 2.

Criterios de evaluación	Condición de mallado		
	Malla basada en curvatura y calidad de malla borrador	Malla basada en curvatura y calidad elementos cuadráticos de 4to orden	Solución por método Adaptativo P
Tensión máxima [Mpa]	2.579	8.291	18.224
FDS mínimo	96.937	30.153	13.718
Número total de nodos	50148	313924	313924
Número total de elementos	173497	173497	173497
Cociente jacobiano	NA	19.677	39.793
Tiempo para completar la malla	0:00:23	0:00:24	0:00:45

De la anterior, se evidencia el valor mínimo de factor de seguridad de 13.718 reduciéndose el riesgo de falla en condiciones máximas operativas. La Figura 48 muestra lo mencionado.

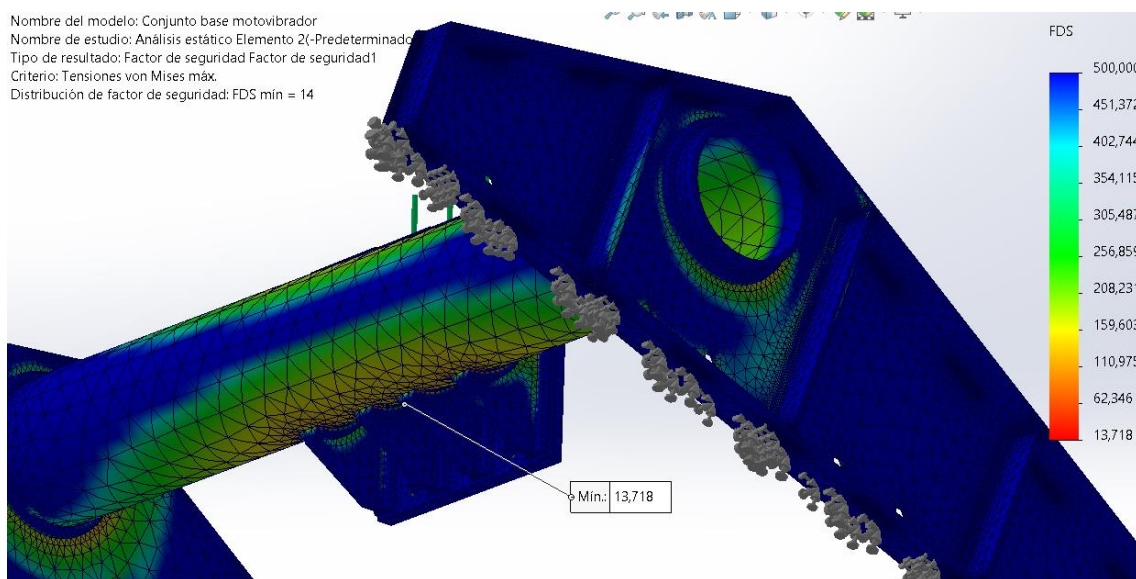
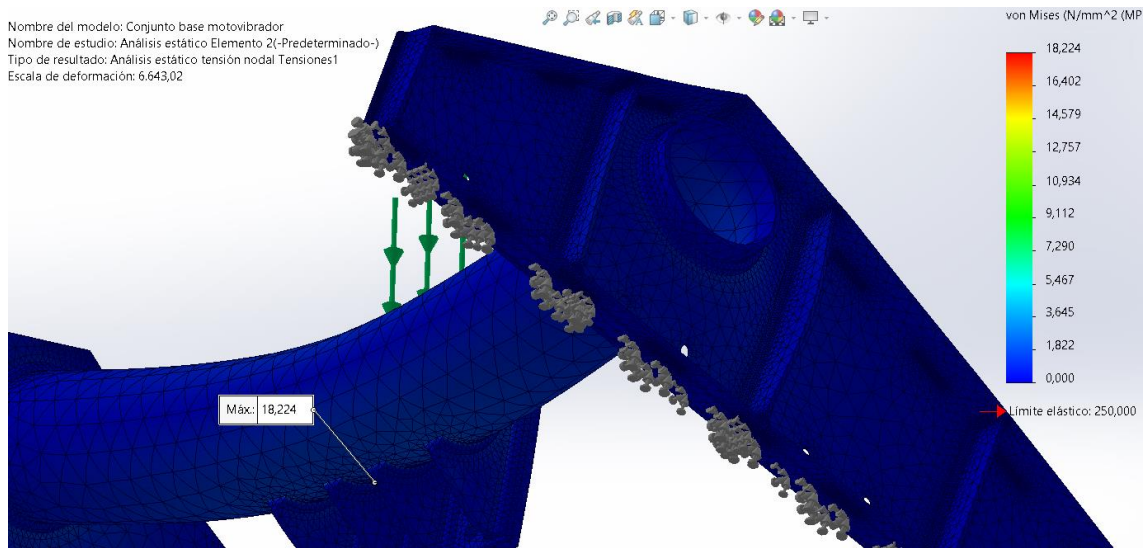


Figura 48. Factor de seguridad de la base del moto vibrador.

El conjunto experimenta una tensión máxima de 18.224 MPa debido del peso del moto vibrador, valor que se refleja en la Figura 49.



**Figura 49.** Análisis de tensiones de la base del moto vibrador.

Dado a que el dimensionamiento de los elementos que componen el soporte, parte de un análisis estático en el cual actúa simplemente el peso del mismo y el cual no incluye el efecto de la fuerza centrífuga efectuada por el moto vibrador en estado operativo ni las variaciones de excentricidad que este permite realizar para cualquier variación en la capacidad de trituración, se considera que no es necesario redimensionar el conjunto, asegurando así un correcto desempeño y vida útil prolongada.

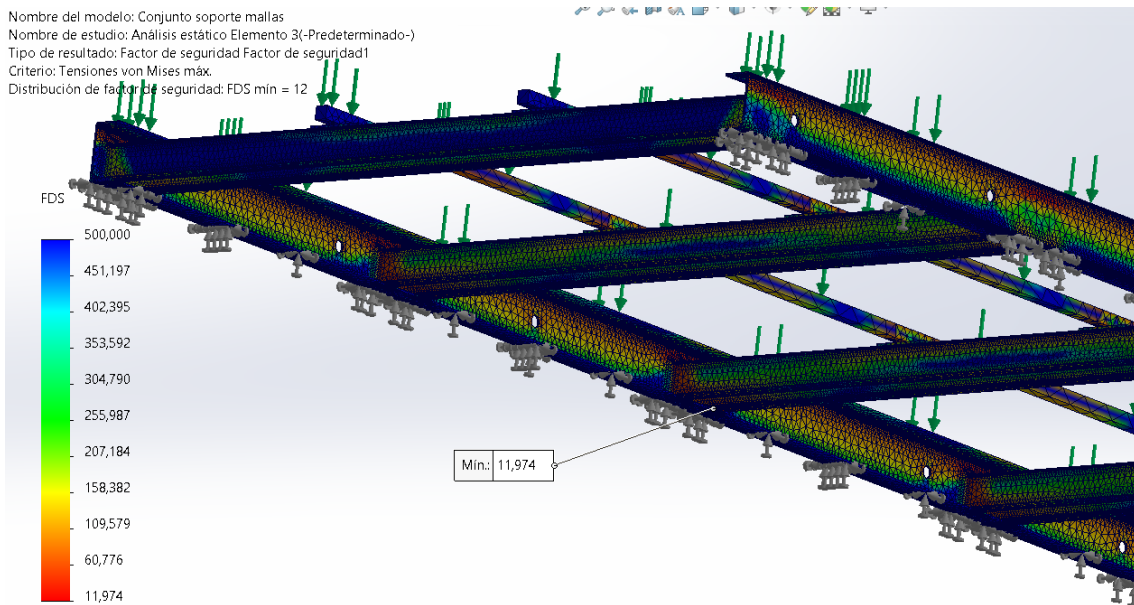
### **3.22.3 Simulación 3: soporte de las mallas de cribado**

El soporte para las mallas de cribado se encuentra conformado por perfiles estructurales de acero ASTM A36 unidos mediante soldadura y sus dimensiones brutas son: 3 x 1.1 m. Para la selección del modelo y condición de mallado fueron necesarias múltiples variaciones, empezando por una malla de calidad de borrador y concluyendo que, al aplicar la solución por método adaptativo P a una malla basada en curvatura de alto orden, se alcanza una tendencia constante en los resultados de las simulaciones, motivos por los cuales no es necesario seguir iterando. En la Tabla 32 se presentan los valores obtenidos mediante las tres condiciones.

**Tabla 32.** Resultados simulación elemento 3.

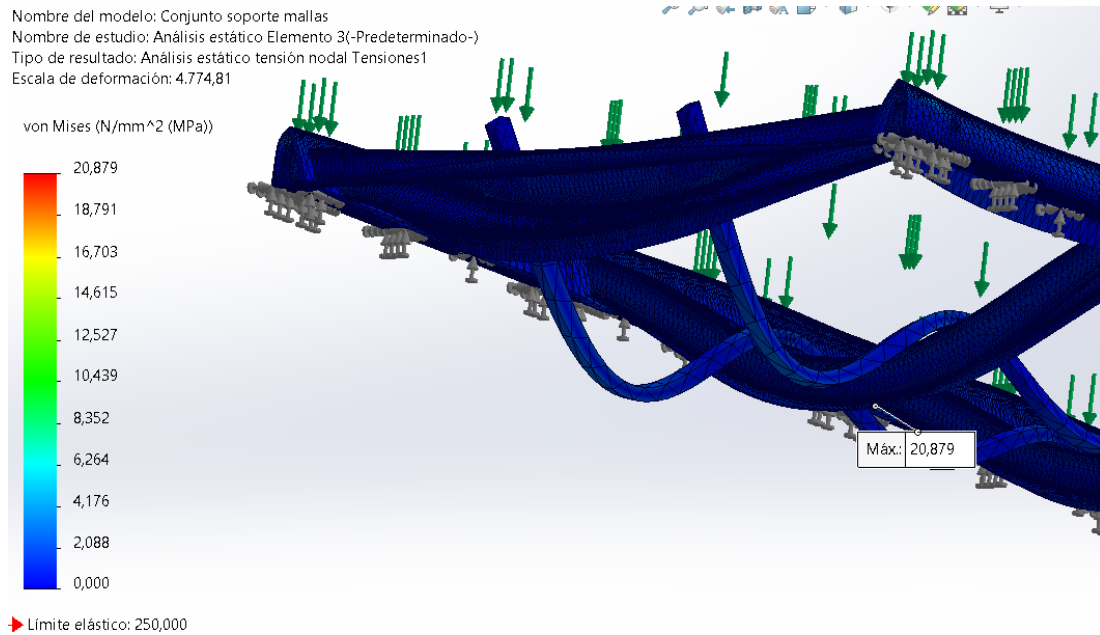
Criterios de evaluación	Condición de mallado		
	Malla basada en curvatura y calidad de malla borrador	Malla basada en curvatura y calidad elementos cuadráticos de 4to orden	Solución por método Adaptativo P
Tensión máxima [Mpa]	4.441	13.893	20.879
FDS mínimo	56.296	17.994	11.974
Número total de nodos	44405	262211	262211
Número total de elementos	128911	128911	128911
Cociente jacobiano	NA	25.987	41.761
Tiempo para completar la malla	0:00:16	0:00:22	0:00:49

Obteniéndose un factor de seguridad mínimo de 11.974 como resultado de una carga distribuida sobre todo el soporte de 830.3 N/m<sup>2</sup>. Lo descrito se refleja en la Figura 50.



**Figura 50.** Factor de seguridad del soporte de las mallas.

Del estado de tensiones de la Figura 51, se destaca una tensión máxima de 20.879 MPa, fruto de la carga que ejercen el material triturado en circulación y el peso propio de las mallas para cribado.



**Figura 51.** Análisis de tensiones del soporte de las mallas.

Los resultados obtenidos aseguran la integridad mecánica del soporte cuando la máquina entre en funcionamiento, conociendo que la alimentación de material triturado no es constante, que el proceso posee cambios bruscos de flujo a través de sus mallas, los perfiles omegas cuentan con perforaciones en la sección superior para fijar las varillas y el efecto nocivo de las cargas de impacto sobre la misma, motivos por los cuales se valida su dimensionamiento.

#### **3.22.4 Simulación 4: bases de los resortes**

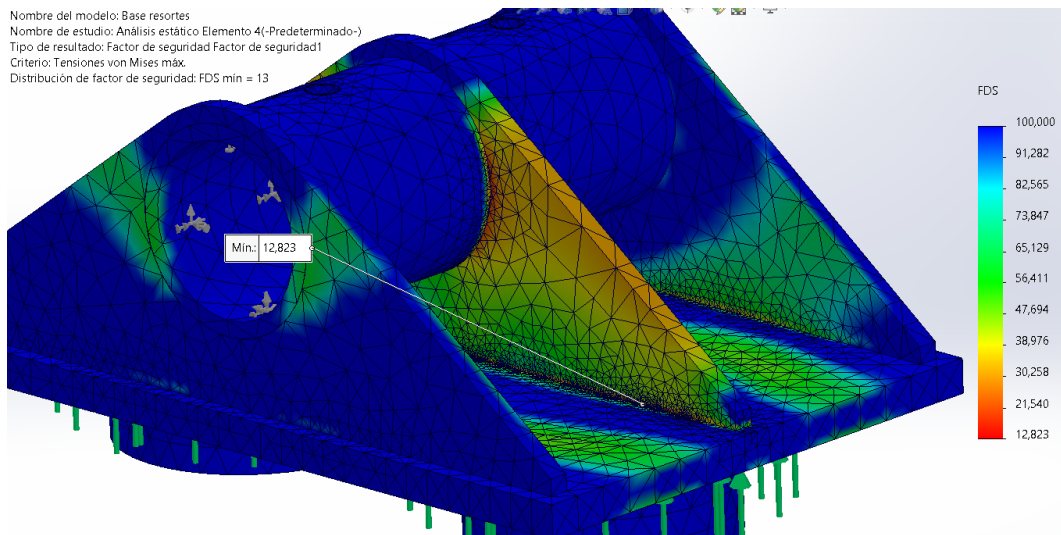
Corresponde al elemento que permite fijar los resortes a los apoyos de la criba, además de variar la inclinación de la misma. Su simulación es crucial ya que muchos de los esfuerzos que ocurren en el proceso se transmiten a este elemento. El estudio se realizó en acero A36 y, para alcanzar una calidad de malla aceptable y valores más acordes a la realidad, se validó a través de varios métodos; siendo la simulación con malla basada en curvatura en conjunto con el método adaptativo H, mediante la cual se han obtenido los valores reflejados en la Tabla 33.



**Tabla 33.** Resultados simulación elemento 4.

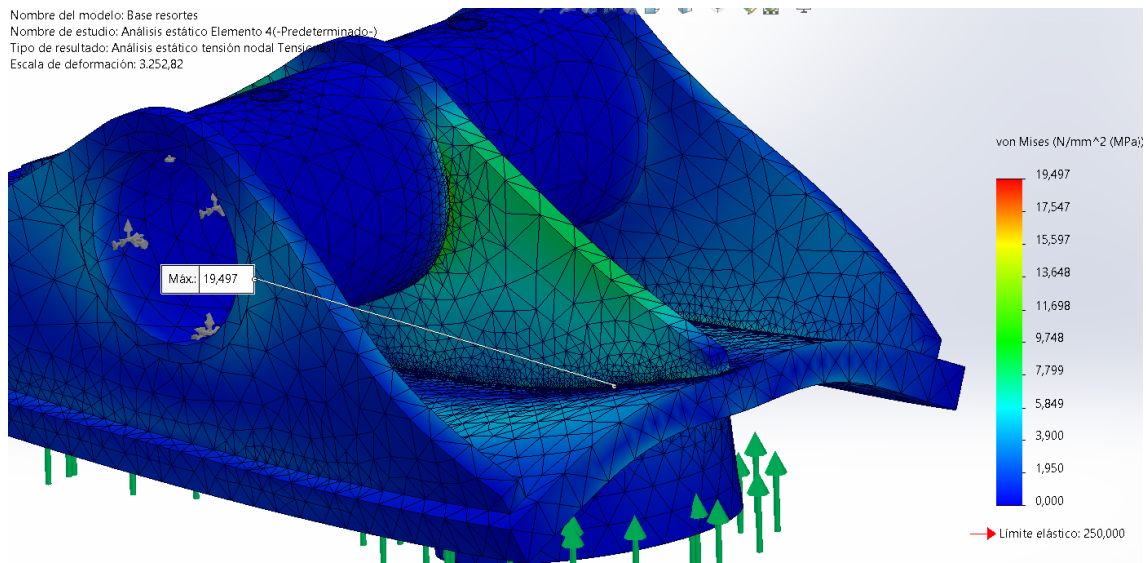
Criterios de evaluación	Condición de mallado			
	Malla estándar y calidad de borrador	Solución por método adaptativo H	Malla basada en curvatura y calidad elementos cuadráticos de 4to orden	Solución por método adaptativo H
Tensión máxima (Mpa)	5.167	10.171	9.671	19.497
FDS mínimo	48.38	24.581	34.563	12.823
Número total de nodos	14179	55157	24262	234848
Número total de elementos	53917	236691	13036	151703
Cociente jacobiano	NA	NA	26.453	37.189
Tiempo para completar la malla	0:00:02	0:00:05	0:00:06	0:00:08

Como se observa en la tabla anterior, el factor de seguridad mínimo para el elemento es de 12.823, lo que se evidencia en la Figura 52.



**Figura 52.** Factor de seguridad de la base de los resortes.

La Figura 53 muestra el resultado de la tensión máxima que experimentará la base en condiciones operativas, consecuencia de una carga de 3494.7 N que actúa perpendicular a la superficie de contacto, siendo 19.497 MPa el valor máximo.



**Figura 53.** Análisis de tensiones en la base de los resortes.

A pesar de no haber sido efectuado su dimensionamiento en los apartados anteriores, los resultados mostrados por la simulación aseguran el correcto funcionamiento del elemento en las condiciones más críticas de trabajo, reconociendo que el estudio estático no contempla el efecto de las cargas cíclicas a las que se somete el sistema y el flujo inconstante de material triturado sobre la criba, por lo cual se valida su dimensionamiento.

## CAPÍTULO IV ANÁLISIS ECONÓMICO

### 4.1 Costos de manufactura

Después de haber culminado el diseño y simulación de la criba vibratoria de inclinación variable, se procede a recopilar toda la información correspondiente a costos de adquisición de materia prima y fabricación para posteriormente realizar el análisis económico pertinente que permita evaluar la viabilidad del diseño, inversión inicial y retorno oportuno del capital.

#### 4.1.1 Costo de materiales

Para determinar el costo de materiales para la construcción de la criba vibratoria se recopila a continuación un listado de los elementos que la componen y que se encuentran disponibles a nivel nacional.

La Tabla 34 detalla el costo obtenido a través de proformas de la empresa DIPAC con varias sucursales a nivel nacional. Los valores mostrados en la tabla incluyen IVA.

**Tabla 34.** Costos de materiales de fabricación.

Designación	Dimensiones	Cantidad	Costo unitario USD	Costo total USD
Plancha anti abrasiva 400 HB, 6mm	2x6 m	1	2601.73	2601.73
Corte de plancha ASTM A36, 3mm	6x120 cm	1	4.37	4.37
Corte de plancha ASTM A36, 10mm	16x25 cm	4	6.04	24.16
Corte de plancha ASTM A36, 10mm	11.5x30 cm	4	5.20	20.80
Corte de plancha ASTM A36, 20mm	31x34 cm	1	25.69	25.69

Corte de plancha ASTM A36, 15mm	12x96 cm	1	38.92	38.92
Perfil Omega ASTM A36	50x50x2 mm	4	22.18	88.72
Perfil U ASTM A36	C80x40x3 mm	3	24.52	73.56
Varilla cuadrada ASTM A36	VCU 3/4"	3	24.55	73.65
Ángulo importado ASTM A36	AL 40x3 mm	4	12.37	49.48
Ángulo importado ASTM A36	AL 40x6 mm	1	20.75	20.75
Platina ASTM A36	PLT 50x6 mm	3	20.26	60.78
Tubería sin costura Cédula 40, 6pulg	1.2 m	2	41.36/m	82.72
Tubería sin costura Cédula 40, 2pulg	70 cm	1	7.72/m	7.72
Tubo estructural redondo SAE J403, 3pulg, 3mm	30 cm	1	4.94/m	4.94
Eje acero de transmisión AISI 1018, 2 pulg	1.5 m	1	56.40	56.40
			<b>Total</b>	<b>3234.39</b>

#### **4.1.2 Elementos de unión**

Para la unión de los diferentes elementos que componen la criba vibratoria se ha utilizado uniones no permanentes con el uso de tornillos y tuercas que permiten la facilidad de montaje, desmontaje y accesibilidad al interior de la criba para las tareas de mantenimiento.

La información de los elementos obtenida a través de cotización en la empresa Multipernos ubicados en la ciudad de Quito, se detallan en la Tabla 35.

**Tabla 35.** Costos de elementos de unión.

Elemento	Designación	Cantidad	Costo unitario	Costo total
			USD	USD
Perno 7/8"	7/8x6	4	3.90	15.60
Perno 5/8"	5/8x3	36	1.20	43.20
Perno 5/8"	5/8x2	32	0.95	30.40
Perno 5/8"	5/8x1.5	58	0.80	46.40
Perno 1/2"	1/2x1.5	10	0.40	4.00
Perno 1/2"	1/2x1	4	0.27	1.08
Perno 3/8"	3/8x1.5	72	0.30	21.60
Perno 3/8"	3/8x0.5	4	0.12	0.48
Arandela plana	7/8	8	0.20	1.60
Arandela plana	5/8	252	0.15	37.80
Arandela plana	1/2	24	0.10	2.40
Arandela plana	3/8	144	0.05	7.20
Arandela de presión	7/8	4	0.20	0.80
Arandela de presión	5/8	126	0.10	12.60
Arandela de presión	1/2	14	0.05	0.70
Arandela de presión	3/8	72	0.05	3.60
Tuerca Alta	7/8	4	0.80	3.20
Tuerca Alta	5/8	116	0.60	69.60
Tuerca normal	5/8	10	0.40	4.00
Tuerca normal	1/2	10	0.15	1.50
Tuerca alta	3/8	72	0.20	14.40
			<b>Total</b>	<b>322.16</b>

### 4.1.3 Costos de fabricación

Los costos de los procesos aplicados a los diferentes componentes de la criba vibratoria han sido obtenidos de los talleres de TodoFierro en la ciudad del Puyo, con el apoyo del gerente general Ángel Romo. Los datos fueron registrados en mayo de 2023 y se muestran en la Tabla 36. Los valores mostrados incluyen IVA.

**Tabla 36.** Costos de procesos de fabricación.

Elemento	Costo unitario	Cantidad	Costo total
	USD		USD
Corte plasma	2.00	60	120.00
Perforado	0.25	448	112.00
Torneado	2.00	22	44.00
Soldadura	10.00	120	1200.00
Acabados	10.00	15	150.00
		<b>Total</b>	<b>1626.00</b>

### 4.1.4 Elementos mecánicos

La criba vibratoria utiliza varios elementos que hacen posible la acción de cribado por vibración y gravedad. Dichos elementos son comercializados en el Ecuador por medio de empresas dedicadas a la venta de insumos para trituración y clasificación de roca. A continuación, se detallan los elementos existentes en el mercado nacional y aquellos sujetos a importación en la Tabla 37. Los valores mostrados incluyen IVA.

**Tabla 37.** Costos de elementos mecánicos.

Elemento	Características	Costo USD	Cantidad	Costo total USD
	Marca: Italvibras			
Moto vibrador	Modelo: MVSI 10/3000 – S02	5264.00	1	5264.00
	Procedencia: Italia			
Malla cribado paso 1 in	Marca: Ecuainpro Procedencia: Ecuador	346.47	2	692.94

Malla cribado paso 3/4 in	Marca: Ecuainpro Procedencia: Ecuador	377.80	2	755.60
Malla cribado paso 3/8 in	Marca: Ecuainpro Procedencia: Ecuador Diámetro medio: 10.45 cm Longitud libre: 25.55 cm	340.68	2	681.36
Resortes	Número de vueltas: 9 Diámetro alambre: 1.1 cm Procedencia: Ecuador Longitud: 3 m	57.12	8	456.96
Tejas de tensión	Espesor: 6mm Procedencia: Colombia Longitud: 1 m	57.50	6	345.00
Banda de caucho	Espesor: 10 mm Ancho: 1.1m	33.57	1	33.57
			<b>Total</b>	<b>8229.43</b>

#### 4.1.5 Costos directos

Relacionados con la fabricación de la criba vibratoria en su totalidad, en la Tabla 38 se detallan los valores que conforman los gastos directos de fabricación.

**Tabla 38.** Costos directos.

Descripción	Costo USD
Materiales	3234.39
Elementos de unión	322.16
Costos de fabricación	1626.00
Elementos mecánicos	8229.43
<b>Total</b>	<b>13411.98</b>

#### 4.1.6 Costos indirectos

Costos ligados al proceso de diseño, construcción y simulación de la criba vibratoria, que no se incluye en la etapa de fabricación de la misma, en la siguiente Tabla 39, se detallan dichos valores.

**Tabla 39.** Costos indirectos.

<b>Descripción</b>	<b>Costo USD</b>
Costos de movilización y alimentación	60.00
Adquisición de manuales	67.75
Adquisición de material e impresiones	30.50
<b>Total</b>	<b>158.25</b>

#### **4.1.7 Costo total**

El costo total de la máquina contempla costos de las diferentes etapas para la obtención del modelo físico. La Tabla 40 relaciona las variables que participan en el proceso y muestra el costo final de la criba vibratoria de inclinación variable.

**Tabla 40.** Costo total de la criba vibratoria de inclinación variable.

<b>Descripción</b>	<b>Costo USD</b>
Costos directos	13411.98
Costos indirectos	158.25
<b>Total</b>	<b>13570.23</b>

## **4.2 Payback period**

Según Reniers [56], el Payback Period se refiere al tiempo necesario previsto para recuperar una inversión. Su importancia radica en el interés del propietario en recuperar el gasto efectuado. Se encuentra definido mediante la ecuación (66).

$$\text{Payback Period} = \frac{\text{Valor de la inversión}}{\text{Utilidades Generadas}} \quad (66)$$

### **4.2.1 Valor de la inversión**

En el apartado anterior, se obtuvo que el costo final de la criba vibratoria, incluyendo costos directos e indirectos es de 13570.23 dólares americanos, valor que representa al valor de la inversión realizada.



#### 4.2.2 Utilidades Generadas

Tal y como se indicó en el capítulo 2, la criba vibratoria de inclinación variable permitirá al inversionista incrementar la eficiencia de clasificación mediante su superioridad de área de cribado aprovechable y consecuentemente un incremento en la capacidad de producción de la planta en relación a modelos de la misma capacidad nominal. La optimización de recursos económicos destinados al mantenimiento de la misma, además de su diseño compacto, permiten una disminución notable en el proceso de instalación y preservación del equipo.

Tomando en cuenta una capacidad de cribado promedio de 30 toneladas/hora, se obtiene la cantidad de material triturado clasificado durante una jornada de 7 horas al día, durante un mes de trabajo continuo.

$$\frac{30 \text{ toneladas}}{\text{hora}} \cdot \frac{7 \text{ horas}}{\text{día}} = \frac{210 \text{ toneladas}}{\text{día}}$$
$$\frac{210 \text{ toneladas}}{\text{día}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{2 \text{ toneladas}} \cdot \frac{20 \text{ días}}{\text{mes}} = \frac{2100 \text{ m}^3}{\text{mes}}$$

Los costos de los agregados que se clasifican en la criba vibratoria se han obtenido en la fecha de la elaboración de este trabajo, los cuales corresponden a concesiones mineras de la Amazonía ecuatoriana. Los valores mencionados se muestran en la Tabla 41.

Tabla 41. Costos de los clasificados para construcción.

Tipo de material	Costo (dólares/m <sup>3</sup> )
Roca triturada de 1 pulgada	15
Roca triturada de 3/4 de pulgada	15
Roca triturada de 3/8 de pulgada	15

Por lo tanto, se tiene un costo promedio del material triturado de 15 dólares/m<sup>3</sup>. Valor que permitirá hallar el ingreso bruto obtenido a través del proceso de trituración y clasificación.

$$\frac{2100 \text{ m}^3}{\text{mes}} \cdot \frac{15 \text{ dólares}}{\text{m}^3} = \frac{31500 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

El costo de mantenimiento será muy bajo, debido a que los únicos elementos que requieren de lubricación periódica son: las mallas de clasificación, que son los elementos de desgaste que

poseen un tiempo de buen funcionamiento (TBF) de 840 horas, y el moto vibrador, cuya frecuencia y cantidad recomendada es de 1 lb/70 horas. Con estos datos se puede establecer un costo promedio destinado a las actividades de mantenimiento, conociéndose el costo del lubricante.

$$\begin{aligned} \text{Costo de lubricación} &= \frac{4 \text{ dólares}}{\text{libra}} \cdot \frac{1 \text{ libra}}{70 \text{ horas}} \\ \text{Costo de lubricación} &= \frac{0.06 \text{ dólares}}{\text{hora}} \cdot \frac{140 \text{ horas}}{\text{mes}} \\ \text{Costo de lubricación} &= \frac{8.4 \text{ dólares}}{\text{mes}} \end{aligned}$$

El valor promedio mensual destinado al reemplazo de las mallas de cribado se obtiene mediante la ecuación (67).

$$\text{Costo reemplazo mallas} = \frac{\text{Costo total mallas}}{\text{TBF}} \cdot \frac{\text{Horas}}{\text{mes}} \quad (67)$$

De la Tabla 37 se obtiene un costo total de las 6 mallas que utiliza la criba vibratoria que corresponde a 2129.90 dólares.

$$\begin{aligned} \text{Costo reemplazo mallas} &= \frac{2129.90 \text{ dólares}}{840 \text{ horas}} \cdot \frac{140 \text{ horas}}{\text{mes}} \\ \text{Costo reemplazo mallas} &= \frac{354.98 \text{ dólares}}{\text{mes}} \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta que el costo más alto de producción de los agregados de construcción proviene del mantenimiento y combustible destinado a los equipos, se obtiene un valor total de costos de mantenimiento para el cual una empresa minera ecuatoriana destina un presupuesto de 10000 dólares mensuales, incluido el rubro destinado al mantenimiento de una criba vibratoria con una capacidad nominal similar al modelo desarrollado en este trabajo.

Del presupuesto general se destinan 500 dólares mensuales a las actividades de mantenimiento de la criba vibratoria standard.

$$\text{Costo total mantenimiento} = \frac{354.98 \text{ dólares}}{\text{mes}} + \frac{8.4 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

$$\text{Costo total mantenimiento} = \frac{363.38 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

Donde la diferencia establece la optimización de recursos en las tareas de mantenimiento.

$$\text{Ahorro en mantenimiento} = \frac{500 \text{ dólares}}{\text{mes}} - \frac{363.38 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

$$\text{Ahorro en mantenimiento} = \frac{136.62 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

Por lo que el nuevo costo destinado a la operación de los equipos y actividades de mantenimiento será:

$$\text{Mantenimiento} = \frac{10000 \text{ dólares}}{\text{mes}} - \frac{136.62 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

$$\text{Mantenimiento} = \frac{9863.38 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

Por parte del costo energético, la empresa tiene un presupuesto promedio de 900 dólares al mes destinado a cubrir el rubro energético. Una criba vibratoria estándar utiliza un motor trifásico de 10 HP (7.457 KW) a 1800 RPM. La criba vibratoria de inclinación variable utiliza un motor vibrador de la marca Italvibras que consume 2.4 KW, lo que generará un ahorro en el consumo eléctrico de la máquina. Tomando en cuenta que la tarifa nacional promedio es de 9.2 centavos el KWh, se tiene:

$$\text{Ahorro en electricidad} = (7.457 - 2.4) \text{KW} \cdot \frac{0.092 \text{ dólares}}{\text{KW} \cdot \text{h}} \cdot \frac{140 \text{ horas}}{\text{mes}}$$

$$\text{Ahorro en electricidad} = \frac{65.13 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

Por ende, el nuevo valor destinado a cubrir el rubro energético de la empresa será:

$$\text{Energía eléctrica} = \frac{900 \text{ dólares}}{\text{mes}} - \frac{65.13 \text{ dólares}}{\text{mes}} = \frac{834.87 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

En mano de obra, la empresa necesita de dos supervisores de planta encargados de garantizar un buen funcionamiento de la misma, dándole prioridad a la etapa de trituración y etapa de clasificación. Dicho rubro alcanza los 1500 dólares al mes incluidas las visitas técnicas de

inspección, y un rubro total destinado a cubrir las mensualidades de sus colaboradores de 9000 dólares.

El alto grado de confiabilidad y facilidad de inspección que otorga la criba vibratoria de inclinación variable debido a su moto vibrador ubicado en la parte superior, permite que un solo supervisor realice las actividades de inspección de la planta, lo que le otorga la capacidad de reducción de personal para dicho objetivo.

$$\text{Ahorro en mano de obra} = \frac{550 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

Valor correspondiente al mensual de un supervisor de operaciones mineras. Por lo tanto, el nuevo rubro destinado a la mano de obra de la empresa será:

$$\text{Mano de obra} = \frac{8450 \text{ dólares}}{\text{mes}}$$

En la Tabla 42 se detalla el ingreso total obtenido con la criba vibratoria de inclinación variable.

**Tabla 42.** Ingresos totales tras incorporar la criba vibratoria al circuito de trituración.

<b>Variables de producción</b>	<b>Costo (USD/mes)</b>
Material clasificado	31500.00
Mantenimiento	- 9863.38
Energía eléctrica	- 834.87
Mano de obra	- 8450
<b>Total</b>	<b>12351.75</b>

Teniendo en cuenta que la empresa a día de hoy posee un ingreso bruto en cantidad de material producido de aproximadamente 11000 dólares, se obtiene las utilidades generadas por la criba vibratoria al ser introducida en el circuito de trituración, mediante la ecuación (68), para lo cual se obtiene:

$$\text{Utilidades} = \text{Utilidades esperadas} - \text{Utilidades reales} \quad (68)$$

$$\text{Utilidades} = (12351.75 - 11000) \text{ dólares}$$

$$\text{Utilidades} = 1351.75 \text{ dólares}$$

Finalmente, el período de recuperación de la inversión se obtiene reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (66).

$$\text{Payback Period} = \frac{13570.23 \text{ dólares}}{1351.75 \text{ dólares}}$$

$$\text{Payback Period} = 10.04 \cong 10 \text{ meses}$$

### 4.3 Valor actual neto (VAN)

De acuerdo con Andersson [57], el VAN se define como el valor presente equivalente al flujo de efectivo menos todas las salidas de efectivo asociadas a una inversión.

Para una concesión minera, donde la inversión inicial de 13570.23 dólares que produce una circulación de efectivo de 10000 dólares el primer año y dentro de los objetivos de la empresa se propone un aumento del 8 % en los siguientes tres años, se obtiene los valores siguientes:

Se plantea una tasa de interés del 15 % y se procede a comprobar la rentabilidad del proyecto mediante la ecuación (69).

$$VAN = -A + \frac{Q1}{(1+k)^1} + \frac{Q2}{(1+k)^2} + \frac{Q3}{(1+k)^3} + \dots + \frac{Qn}{(1+k)^n} \quad (69)$$

Donde:

$$Q1 = \$ 10000$$

$$Q2 = \$ 10800$$

$$Q3 = \$ 11664$$

$$Q4 = \$ 12597.12$$

$$k = 15 \%$$

$$A = \$ 13570.23$$

Reemplazando datos, se obtiene:

$$VAN = -13570.23 + \frac{10000}{(1+0.15)^1} + \frac{10800}{(1+0.15)^2} + \frac{11664}{(1+0.15)^3} + \frac{12597.12}{(1+0.15)^4}$$

$$VAN = -13570.23 + 8695.65 + 8166.35 + 7669.27 + 7202.44$$

$$VAN = 18163.48$$

Cuando el valor de VAN obtenido es mayor a cero, se asume que el proyecto o la inversión es rentable. De este modo, con un VAN de 18163.48 el proyecto resulta ser una inversión segura para cualquier concesionario minero del país.

#### 4.4 Tasa interna de retorno (TIR)

Según Belhaj [58], la TIR es un tipo de tasa de descuento que se calcula utilizando la misma fórmula. El valor actual neto (VAN) de todas las inversiones comparables se establece en cero en el análisis de flujo de efectivo para determinar la TIR.

Con los valores que se emplearon para calcular el VAN, se procede a igualar la ecuación (69) a cero, teniendo así:

$$0 = -13570.23 + \frac{10000}{(1 + TIR)^1} + \frac{10800}{(1 + TIR)^2} + \frac{11664}{(1 + TIR)^3} + \frac{12597.12}{(1 + TIR)^4}$$

Despejando la variable TIR de la ecuación planteada, se obtiene que:

$$TIR = 0.696 \cdot 100$$

$$TIR = 69.6 \% \cong 70 \%$$

Por último, debido a que  $TIR > k$ ; se valida la inversión.

## CONCLUSIONES

1. El diseño y simulación de la criba vibratoria con inclinación variable ha resultado en una solución adecuada para el proceso de clasificación de piedra de canto rodado. La máquina cumple con los requisitos de capacidad de producción de 25 ton/h, proporciona una clasificación precisa y se ha optimizado para garantizar un funcionamiento confiable y seguro. La misma cuenta con dimensiones finales de: 2.2 m de alto, 1.7 m de ancho y 3 m de largo. Su implementación contribuirá a mejorar la eficiencia y la calidad del proceso de cribado, lo que se traducirá en beneficios operativos y en la obtención de productos de alta calidad.
2. Después de analizar la situación actual en el proceso de cribado para la clasificación de piedra de canto rodado, se puede concluir que existen diversos métodos y tecnologías disponibles para llevar a cabo esta tarea. Sin embargo, se observa que todavía hay margen de mejora dentro de la clasificación de materiales pétreos. Además, se estima que para el año 2030 existan entre 236.903 y 535.920 empleos en el territorio ecuatoriano para el sector de la pequeña minería, por lo que la fabricación de una criba vibratoria con las características propuestas representará una gran inversión en dicho sector.
3. En base al análisis y diseño realizado, se ha logrado desarrollar una alternativa viable de maquinaria para el cribado de piedra de canto rodado. Este nuevo dispositivo presenta mejoras significativas de eficiencia, precisión y capacidad de clasificación en comparación a métodos y máquinas tradicionales utilizadas en la industria. Todo esto, gracias a que la criba diseñada tiene un área de cribado aprovechable de 3 m<sup>2</sup> superior a otros modelos de igual capacidad nominal. También posee un moto vibrador MYSI 10/3000 – S02, el cual proporciona una vibración adecuada para la clasificación del material seleccionado; además, se cuenta con mallas de distinta apertura por cada nivel, siendo estas de 1 plg, 3/4 de plg y 3/8 de plg. Asimismo, la variación de la inclinación de la máquina dada por las bases de los resortes y los apoyos de la misma, añade más versatilidad al proceso de cribado.
4. A través de la simulación del proceso de cribado en software especializado, se ha logrado validar de manera efectiva los resultados obtenidos de forma teórica. La simulación ha demostrado ser una herramienta fundamental para evaluar y corroborar los esfuerzos implicados en el cribado de piedra de canto rodado, brindando una

comprensión más detallada de los mismos. De los estudios realizados se obtuvieron los siguientes factores de seguridad mínimos para los elementos críticos: para los apoyos de la criba vibratoria un FS de 2.971; para el soporte del moto vibrador un FS de 13.718; para el soporte de las mallas un FS de 11.974; finalmente, para las bases de los resortes un FS de 12.823.

5. El estudio técnico-económico realizado para analizar la factibilidad financiera del diseño de la criba vibratoria ha arrojado resultados alentadores. Los análisis realizados han demostrado que la implementación de esta tecnología en el proceso de cribado de piedra de canto rodado es viable, ya que para un valor de inversión inicial de \$ 13570.23, el tiempo de recuperación de una empresa minera ecuatoriana es de 10 meses, aproximadamente. Además, el ingreso neto que se obtiene del proceso de clasificación que es de \$ 1351.75 al mes, descontando mano de obra, energía eléctrica y costos de mantenimiento, dan como resultado un valor de VAN y TIR bastante aceptables que representan una inversión rentable para cualquier concesionario minero del Ecuador.



## RECOMENDACIONES

1. Por motivos de cálculo, los ángulos que tienen la función de soporte para las mallas se han representado como soportes individuales de 4 x 4 cm y 3 cm de espesor, situados a 10 cm de separación entre sí; que, al contrario del modelo real de la máquina, se dispondrán de ángulos AL 40x3 de 3 m de longitud por facilidad de fabricación.
2. Es importante realizar el diseño de una tapa para la parte posterior de la bóveda, ya que esta obstruirá la salida del material triturado por dicho lugar además de brindar al operario una mayor comodidad de inspección en el interior de la criba. Asimismo, es vital un soporte en la salida de la máquina diseñado para guiar de manera ordenada todo el material clasificado.
3. Para garantizar una selección adecuada del moto vibrador, es necesario considerar la fuerza centrífuga requerida para el proceso de cribado de piedra de canto rodado. Esto implica evaluar las características de las piedras, como su tamaño y peso, así como la capacidad de producción, los requisitos de clasificación y los esfuerzos que soportan los materiales que componen la máquina.
4. Se debe tomar en consideración el evitar cambios bruscos de sección entre los apoyos de la criba y las planchas laterales de la misma. Para contrarrestar este efecto, se sugiere incorporar nervios a la sección de los apoyos además de platinas que sirvan de costillas para así incrementar la capacidad de carga de las planchas laterales, y reducir esfuerzos cortantes en los ejes macizos de 2 plg de diámetro.
5. Es aconsejable dimensionar los resortes de tal manera que soporten las cargas con las que trabajará la criba además de que su geometría sea capaz de prevenir la deformación permanente en los mismos. Para ello, es imprescindible tener una referencia de tablas y/o gráficas en las que se pueda observar el índice de deformación en relación a las dimensiones que se ha dado a los elementos elásticos.

## GLOSARIO DE TÉRMINOS

- **Canto rodado:** fragmentos de roca desprendida, los cuales pueden ser desplazados por medios naturales, como el flujo de agua [59].
- **Granulometría:** estudio de los tamaños y distribución en porcentaje de las partículas en un material [60].
- **Cribado:** procedimiento de separación de minerales áridos por clases de grosor mediante el tamizado de los mismos, en una o varias cribas [61].
- **Contrapesa:** encargada de equilibrar parte de la carga nominal, normalmente el 50 % de esta, disminuyendo la potencia necesaria, y por ende el consumo eléctrico [62].
- **Abrasivos:** sustancias cuyo propósito es interactuar con otros materiales mediante diversos tipos de fuerza mecánica [63].
- **Simulación:** representación de un fenómeno o proceso mediante otro más simple, permitiendo así analizar sus características [64].
- **Uniones permanentes:** conexiones entre elementos o materiales que no están destinados a ser separados de forma fácil o sin daño [65].

## REFERENCIAS

- [1] R. Estupiñan, P. Romero, M. García, D. Garcés, y P. Valverde, «La minería en Ecuador. Pasado, presente y futuro», *BOLETÍN GEOLÓGICO Y MINERO*, pp. 533-549, dic. 2021, doi: 10.21701/bolgeomin.132.4.010.
- [2] Ministerio de Energía y Minas, «EN 2020, LA MINERÍA DEJÓ RESULTADOS ECONÓMICOS POSITIVOS PARA EL ECUADOR», Quito, ene. 2021.
- [3] MINISTERIO DE ENERGÍA Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES, «PLAN NACIONAL DE DESARROLLO DEL SECTOR MINERO 2020-2030», oct. 2020.
- [4] G. Domokos, D. J. Jerolmack, A. Á. Sipos, y Á. Török, «How river rocks round: resolving the shape-size paradox», *Cornell University*, nov. 2013, doi: 10.1371/journal.pone.0088657.
- [5] H. Sternberg, *Untersuchungen Über Langen-und Querprofil geschiefeführender Flüsse*. Zeitschrift für Bauwesen, 1875.
- [6] Grupo Consiglieri, «Piedra de Canto Rodado», 19 de julio de 2021. <https://grupoconsiglieri.com/piedra-de-canto-rodado/> (accedido 14 de febrero de 2023).
- [7] Geoxnet, «Escala Granulométrica de Udden-Wentworth», 5 de abril de 2016. <https://post.geoxnet.com/escala-granulometrica-de-udden-wentworth/> (accedido 14 de febrero de 2023).
- [8] Schlumberger, «Escala de Udden-Wentworth», 31 de enero de 2013. [https://glossary.slb.com/es/terms/u/udden-wentworth\\_scale](https://glossary.slb.com/es/terms/u/udden-wentworth_scale) (accedido 14 de febrero de 2023).
- [9] G. Brown, *Mineralogical Society, Clay Minerals Group*. London, 1965.
- [10] A. Restrepo, «ANÁLISIS VIBRACIONAL DE MOTOVIBRADORES». UNIVERSIDAD EAFIT, Medellín, 2016.

- [11] R. Martínez y J. Hechavarría, «Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales». Ciencias Holguín, México, 2016.
- [12] E. Valeriano, «Mantenimiento de las zarandas vibratorias». P & S PROSERGE S.R.L., Arequipa, 2018.
- [13] Miningland Machinery, «Grizzly Screen». Navarra, 2019.
- [14] S. Gómez, «Método de los elementos finitos (MEF)», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, pp. 18-19.
- [15] S. Gómez, «Análisis estático», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, pp. 19-20.
- [16] S. Gómez, «Selección de materiales», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, pp. 52-53.
- [17] S. Gómez, «Propiedades del material», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, p. 47.
- [18] S. Gómez, «Sujeciones», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, pp. 94-96.
- [19] S. Gómez, «Cargas externas», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, pp. 107-127.
- [20] S. Gómez, «Creación del mallado», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, p. 57.
- [21] S. Gómez, «Tipos de mallado y métodos adaptativos», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, pp. 160-167.
- [22] S. Gómez, «Calidad de malla», en *SolidWorks Simulation*, 1.<sup>a</sup> ed. Alfaomega Grupo Editor, 2010, p. 178.
- [23] J. L. Bouso, «CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE CRIBADO», pp. 42-57, jun. 1999.
- [24] W. Palacios, «PROYECTO MINERO “B & B - 2”», Puyo, ago. 2013.

- [25] S. L. NUBA Screening Media, «Consejos y Soluciones Técnicas sobre Productos de Cribado». 26 de mayo de 2015.
- [26] ECUAINPRO, «CATÁLOGO DE MALLAS DE ALAMBRE».
- [27] American Institute of Steel Construction (AISC), «BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS For various static loading conditions», en *Manual of Steel Construction: Allowable Stress Design*, 9.<sup>a</sup> ed.p. 296.
- [28] American Institute of Steel Construction (AISC), *Manual of Steel Construction: Allowable Stress Design*, 9.<sup>a</sup> ed.
- [29] DIPAC, «PERFILES ESTRUCTURALES OMEGA».
- [30] DIPAC, «CATÁLOGO GENERAL DE PRODUCTOS».
- [31] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson Educación, 2006.
- [32] American Institute of Steel Construction (AISC), «Theoretical K-values for idealized column conditions», en *Manual of Steel Construction: Allowable Stress Design*, 9.<sup>a</sup> ed.p. 135.
- [33] American Institute of Steel Construction (AISC), «Allowable Stress For Compression Members of 36-ksi Specified Yield Stress Steel», en *Manual of Steel Construction: Allowable Stress Design*, 9.<sup>a</sup> ed.p. 16.
- [34] DIPAC, «PERFILES LAMINADOS PLATINAS».
- [35] Italvibras G. Silingardi S.p. A., «GUÍA PARA LA ELECCIÓN DEL MOTOVIBRADOR».
- [36] Italvibras G. Silingardi S. p. A., «Valores para el factor de reducción  $K_r$  dependiendo del tipo de producto transportado».
- [37] Italvibras G. Silingardi S. p. A., «Valores obtenidos en función del ángulo de inclinación de la máquina respecto a la horizontal».

- [38] Italtibras G. Silingardi S. p. A., «Tabla de selección de método de vibración y número de vibraciones por minuto necesarias en base al proceso y granulometría del material».
- [39] Italtibras G. Silingardi S. p. A., «Gráfica para la selección del valor de excentricidad del motovibrador de 1200 rpm y 60 Hz, en función del ángulo de incidencia y de la velocidad teórica».
- [40] Italtibras G. Silingardi S.p. A., «Catálogo general de motovibradores», jul. 2019.
- [41] GN Solids America, «Dewatering Vibrating Screen». 21 de abril de 2022.
- [42] Italtibras G. Silingardi S. p. A., «Catálogo general de motovibradores», jul. 2019.
- [43] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.
- [44] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación 12.8 del libro: Diseño de elementos de máquinas, Juvinall. 2da edición», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 475.
- [45] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Análisis de esfuerzos y resistencia en los resortes helicoidales a compresión: cargas estáticas», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.pp. 476-478.
- [46] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación 12.2 del libro: Diseño de elementos de máquinas, Juvinall. 2da edición», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 472.
- [47] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación 12.4 del libro: Diseño de elementos de máquinas, Juvinall. 2da edición», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 473.
- [48] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Resistencias a la tensión en diversos materiales y diámetros de alambre para resortes, valores mínimos», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 477.
- [49] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación 12.9 del libro: Diseño de elementos de máquinas, Juvinall. 2da edición», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 478.
- [50] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación 12.6 del libro: Diseño de elementos de máquinas, Juvinall. 2da edición», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 473.

- [51] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Factores de corrección de esfuerzo para resortes helicoidales», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 474.
- [52] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, «Propiedades mecánicas de algunos alambres para resortes», en *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 10.<sup>a</sup> ed.pp. 495-496.
- [53] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación 12.10 del libro: Diseño de elementos de máquinas, Juvinall. 2da edición», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 479.
- [54] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Ecuación de longitud del resorte cuando está completamente comprimido según sus extremos», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 479.
- [55] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, «Condiciones de pandeo para resortes helicoidales a compresión», en *Diseño de elementos de máquinas*, 2.<sup>a</sup> ed.p. 480.
- [56] G. Reniers, L. Talarico, y N. Paltrinieri, «Cost-Benefit Analysis of Safety Measures», en *Dynamic Risk Analysis in the Chemical and Petroleum Industry*, Elsevier, 2016, pp. 195-205.
- [57] E. R. Andersson, «Economic evaluation of ergonomic solutions: Part I – Guidelines for the practitioner», en *Elsevier Ergonomics Book Series*, Elsevier, 2000, pp. 463-471.
- [58] H. A. Belhaj, «Economics and risk analysis of tight oil unconventional reservoirs», en *Tight Oil Reservoirs*, Elsevier, 2023, pp. 251-276.
- [59] E. Calderón, «DISEÑO DE HORMIGÓN CON CANTOS RODADOS PROVENIENTES DEL RÍO CHANCHAN A TRAVÉS DE LOS MÉTODOS ACI Y O'REILLY». Guayaquil, 2015.
- [60] J. Corral, «CARACTERIZACIÓN GRANULOMÉTRICA DE LAS PLANTAS PRODUCTORAS DE ARENA EN LA REPÚBLICA DOMINICANA, SU IMPACTO EN LA CALIDAD Y COSTO DEL HORMIGÓN». Santo Domingo, 2012.
- [61] R. Jaramillo, «Diseño de una zaranda clasificadora de material pétreo para el municipio de Catamayo». Loja, 2004.

- [62] C. Muñoz, «Análisis y diseño del sistema de tracción de un ascensor residencial». Zaragoza, 2016.
- [63] Asociación Nacional de Fabricantes de Abrasivos (ANFA), «Nociones sobre abrasivos». Lima, 2020.
- [64] A. Torres, «Simulación: Una opción de comprender la realidad». Manizales, 2008.
- [65] C. A. Torres, «Uniones permanentes». Medellín, 2018.



## ANEXOS

### Anexo 1.

Tabla de valores de capacidad básica. Pág. 44 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

<b>CAPACIDAD BÁSICA <i>B</i> (t/m<sup>2</sup>.h)</b>			
<b>Luz de malla mm</b>	<b>Material</b>		
	<b>Carbón</b>	<b>Triturado</b>	<b>Natural</b>
0,50	2,0	2,7	3,5
0,80	2,6	3,4	4,4
1,00	2,8	3,7	4,9
1,25	3,1	4,1	5,5
2,0	4,0	5,3	7,1
4,0	6,0	8,0	10,5
5,6	7,5	10,0	13,0
6,3	8,1	10,8	14,0
8,0	9,4	12,5	16,0
10,0	10,8	14,4	18,6
12,5	12,5	16,6	21,5
16,0	14,3	19,0	25,1
20,0	16,5	22,0	29,0
25,0	19,5	26,0	33,4
31,5	22,5	30,0	37,9
40,0	26,0	34,7	42,5
50,0	29,3	39,0	47,4
63,0	33,0	44,0	52,0
80,0	36,8	49,0	57,0
100,0	42,0	56,0	63,0
120,0	47,3	63,0	68,0

**Anexo 2.**

Tabla de factor de rechazo. Pág. 46 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

FACTOR DE RECHAZO										
<b><i>R</i></b>	0	5	10	15	20	<b>25</b>	30	35	40	45
Factor $f_r$	1,10	1,08	1,06	1,04	1,02	<b>1,00</b>	0,98	0,96	0,94	0,92
<b><i>R</i></b>	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95

**Anexo 3.**

Tabla de factor de semitamaño. Pág. 46 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

FACTOR DE SEMITAMAÑO										
<i>Semitamaño</i>	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Factor $f_s$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,72	0,77	0,85	0,92	1,00	1,10
<i>Semitamaño</i>	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
Factor $f_s$	1,20	1,30	1,45	1,60	1,75	1,95	2,20	2,55	3,00	3,65

**Anexo 4.**

Tabla de factor de eficiencia de cribado. Pág. 46 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

FACTOR DE EFICIENCIA							
<i>E</i>	98	96	94	92	90	85	80
Factor $f_e$	0,60	0,85	1,00	1,05	1,12	1,26	1,41
<i>E</i>	75	70	65	60	55	50	45

**Anexo 5.**

Tabla de factor de lajas. Pág. 48 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

FACTOR DE LAJAS									
% Lajas	5	10	20	30	40	50	60	70	80
Factor, $f_l$	1,00	0,95	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55

**Anexo 6.**

Tabla de valores del área libre en mallas. Pág. 51 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

ÁREA LIBRE EN MALLAS								
$L_m$ (mm)		0,50	0,63	1,00	1,25	2,00	3,15	4,00
Superficie	Acero	35	37	38	38	44	44	45
Libre %	PU	10	12	18	20	20	37	38
$L_m$ (mm)		5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
Superficie	Acero	49	50	56	57	60	61	61
Libre %	PU	39	41	43	45	46	47	48
$L_m$ (mm)		31,5	40	50	63	80	100	120
Superficie	Acero	64	68	71	72	73	75	75
Libre %	PU	47	45	44	41	41	43	43

**Anexo 7.**

Tabla de factor de área libre de paso. Pág. 51 del manual para cálculo de la superficie de cribado de Bouso J.

FACTOR DE ÁREA LIBRE DE PASO									
Superficie libre %	30	35	40	45	<b>50</b>	55	60	65	70
Factor, $f_o$	0,60	0,70	0,80	0,90	<b>1,00</b>	1,10	1,20	1,20	1,40

**Anexo 8.**

Dimensiones del perfil estructural Omega (50 x 50 x 2) mm. Pág. 6 del catálogo de DIPAC.




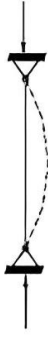

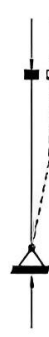

Dimensiones				Área cm <sup>2</sup>	Masa kg/m	Eje X - X				Eje Y-Y		
mm						l	W	i	d	W	i	d
b	h	c	e			cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm	cm <sup>3</sup>	cm	cm
35	50	20	2	3,24	2,54	11,25	4,36	1,86	2,42	10,93	3,08	1,84
50	50	20	2	3,54	2,78	12,95	4,92	1,91	2,63	21,08	4,90	2,44
75	50	20	2	4,04	3,17	15,20	5,22	1,94	2,91	47,01	8,74	3,41
75	50	20	3	5,86	4,60	20,90	7,13	1,89	2,93	65,98	12,11	3,36
100	50	20	2	4,54	3,56	16,96	5,42	1,93	3,13	85,56	12,58	4,34
100	50	20	3	6,61	5,19	23,38	7,45	1,88	3,14	121,12	18,08	4,28
125	50	20	2	5,04	3,96	18,35	5,54	1,91	3,31	138,29	17,18	5,24
125	50	20	3	7,36	5,78	25,36	7,64	1,86	3,32	196,91	24,77	5,17
150	50	20	2	5,54	4,35	19,51	5,66	1,88	3,45	206,54	22,23	6,11
150	50	20	3	8,11	6,37	26,96	7,79	1,82	3,46	295,70	32,14	6,04



**Anexo 9.**

Factor k según la forma de pandeo de la columna. Tabla C-C2.1 del Manual del AISC.

**Tabla C-C.2-1**  
**Valores de K para columnas**

<p>La forma de pandeo se indica en línea de puntos</p>	<p>(a)</p> 	<p>(b)</p> 	<p>(c)</p> 	<p>(d)</p> 	<p>(e)</p> 	<p>(f)</p> 
<p>Valores teóricos de K</p>	<p>0,5</p>	<p>0,7</p>	<p>1,0</p>	<p>1,0</p>	<p>2,0</p>	<p>2,0</p>
<p>Valores recomendados de proyecto para condiciones reales</p>	<p>0,65</p>	<p>0,80</p>	<p>1,2</p>	<p>1,0</p>	<p>2,10</p>	<p>2,0</p>
<p>Condiciones de vínculo</p>	 <p>Rotación y Traslación impedida</p> <p>Rotación libre y Traslación impedida</p> <p>Rotación impedida y Traslación libre</p> <p>Rotación libre y Traslación libre</p>					

**Anexo 10.**

Esfuerzo admisible para elementos de compresión de acero con límite elástico especificado de 36 ksi. Tabla C-36 del manual del AISC.

Table C-36 Allowable Stress For Compression Members of 36-ksi Specified Yield Stress Steel <sup>a</sup>										
$F_y = 36 \text{ ksi}$	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	$F_a$ (ksi)
	1	21.56	41	19.11	81	15.24	121	10.14	161	5.76
	2	21.52	42	19.03	82	15.13	122	9.99	162	5.69
	3	21.48	43	18.95	83	15.02	123	9.85	163	5.62
	4	21.44	44	18.86	84	14.90	124	9.70	164	5.55
	5	21.39	45	18.78	85	14.79	125	9.55	165	5.49
	6	21.35	46	18.70	86	14.67	126	9.41	166	5.42
	7	21.30	47	18.61	87	14.56	127	9.26	167	5.35
	8	21.25	48	18.53	88	14.44	128	9.11	168	5.29
	9	21.21	49	18.44	89	14.32	129	8.97	169	5.23
	10	21.16	50	18.35	90	14.20	130	8.84	170	5.17
	11	21.10	51	18.26	91	14.09	131	8.70	171	5.11
	12	21.05	52	18.17	92	13.97	132	8.57	172	5.05
	13	21.00	53	18.08	93	13.84	133	8.44	173	4.99
	14	20.95	54	17.99	94	13.72	134	8.32	174	4.93
15	20.89	55	17.90	95	13.60	135	8.19	175	4.88	

**Anexo 11.**

Tabla de valores en función al ángulo de inclinación de la criba. Pág. 89 de la guía para la elección del moto vibrador de Italvibras.

<b>Valor establecido</b>	<b>Valores obtenido en función de <math>\alpha</math></b>		
<b><math>\alpha</math></b>	<b><math>i</math></b>	<b><math>F\alpha</math></b>	<b><math>V_i</math></b>
10°	80°	0,81	80
15°	75°	0,71	75
20°	70°	0,60	70
25°	65°	0,48	65
35°	55°	0,25	55

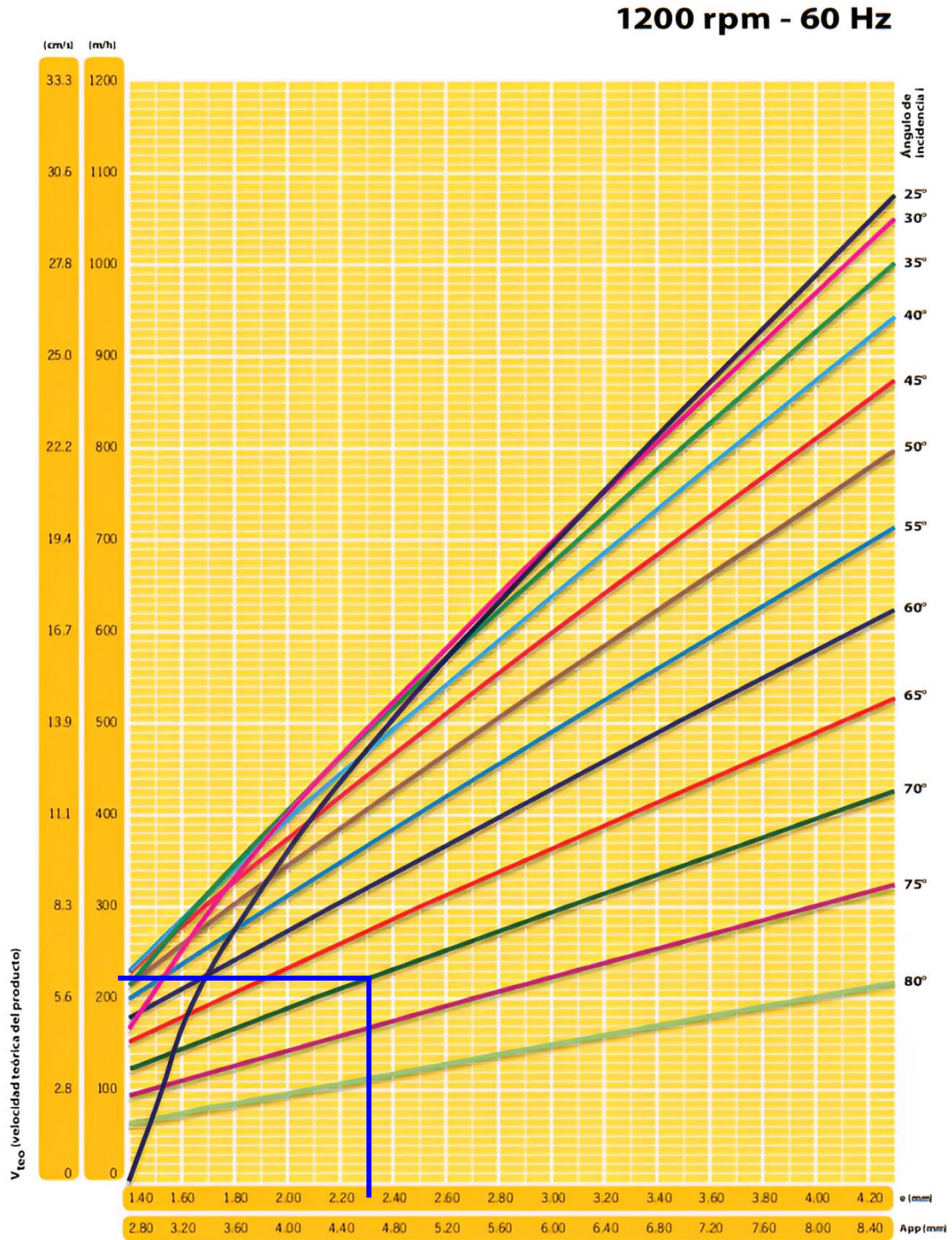
## Anexo 12.

Tabla de selección de método de vibración y número de vibraciones por minuto necesarias en base al proceso y granulometría del material. Guía para la elección del moto vibrador de Italvibras.

Tipo de proceso	Peso específico	Tamaño	Método 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)	-	-	n <sub>xg</sub>		
Transporte		F		•				•	•					4÷9
Separación		M		•			•	•						4÷6
Cribado		G		•		•	•							3.5÷4.5
Orientación		F		•				•						5÷7
Clasificación		M		•			•							4÷5.5
Calibración		G		•		•	•							3.5÷5.5
Extracción		F	•				•	•						2÷3
Alimentación		M	•					•						Nota (1)
		G	•					•	•					
		F	•						•					
Limpieza filtros	A/B	F	•					•	•					2÷3
Aflojamiento y vaciado del material en silos, tolvas, etc.	A/B	F	•						•					Nota (1)
	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	

### Anexo 13.

Gráfica para la selección del valor de excentricidad del moto vibrador de 1200 rpm y 60 Hz, en función del ángulo de incidencia y de la velocidad teórica. Guía para la elección del moto vibrador de Italvibras.



## Anexo 14.

Catálogo para selección de moto vibradores de 6 polos de 1000/1200 rpm. Catálogo general de moto vibradores de Italtibras.

### 6 polos - 1.000/1.200 rpm

#### Trifásico

Descripción		Características mecánicas										Características eléctricas					
Código	Tipo	TAM	Ex II2D Clase temp.	Momento estático* kgmm		Fuerza centrífuga kg				Peso kg		Potencia absorb. máx W		Corriente máx A		Ia/In	
				50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	400V 50Hz	460V 60Hz	50Hz	60Hz
602296	MVSI 10/40-S02	10	• 120°C	30,0	30,0	33,5	48,3	0,33	0,47	9,0	9,0	120	135	0,30	0,30	1,90	2,07
602297	MVSI 10/100-S02	10	• 120°C	84,2	84,2	94,3	136	0,93	1,33	11,9	11,9	120	135	0,30	0,30	1,90	2,07
602298	MVSI 10/200-S02	20	• 120°C	163	163	183	264	1,80	2,59	18,1	18,1	185	205	0,50	0,50	2,72	3,10
602314	MVSI 10/310-S02	30	• 120°C	286	209	321	338	3,15	3,32	25,7	24,0	350	380	0,72	0,68	2,63	2,79
602241	MVSI 10/400-S02	30	• 120°C	357	357	400	576	3,93	5,65	29,0	29,0	350	380	0,72	0,68	2,63	2,79
602402	MVSI 10/550-S02	35	• 120°C	457	457	512	737	5,02	7,23	32,6	32,6	350	380	0,75	0,68	2,53	3,68
602403	MVSI 10/650-S02	35	• -	580	457	650	737	6,37	7,23	35,5	32,6	350	380	0,95	0,88	3,16	3,86
602380	MVSI 10/810-S08	40	• 135°C	723	561	809	905	7,94	8,88	44,0	40,0	680	760	1,40	1,35	2,79	3,33
602381	MVSI 10/1110-S08	50	• 135°C	1012	715	1132	1151	11,1	11,3	55,8	48,8	750	750	1,65	1,50	3,33	4,13
602382	MVSI 10/1400-S08	50	• 135°C	1274	921	1424	1483	14,0	14,5	63,0	55,5	950	1000	1,80	1,70	3,05	3,65
602406	MVSI 10/1610-S08	60	• 135°C	1464	962	1638	1549	16,1	15,2	80,0	70,0	1100	1300	2,20	2,20	4,21	4,05
602407	MVSI 10/2100-S08	60	• 135°C	1927	1318	2154	2102	21,1	20,6	92,0	82,0	1500	1770	3,00	2,75	3,42	4,00
602167	MVSI 10/2610-S02	70	• 135°C	2326	1720	2601	2747	25,5	26,9	130	116	1960	2100	4,10	3,75	5,35	5,60
602230	MVSI 10/3000-S02	70	• 135°C	2690	1940	3007	3124	29,5	30,6	145	130	2200	2400	4,50	4,30	4,35	4,81
602154	MVSI 10/3810-S02	80	• 135°C	3422	2380	3826	3831	37,5	37,6	188	170	2500	3000	5,10	5,00	5,91	6,00
602204	MVSI 10/4700-S02	80	• 135°C	4206	2887	4701	4648	46,1	46,0	204	183	3200	3600	6,50	6,00	5,24	5,50

## Anexo 15.

Gráfica de valores mínimos de resistencias a la tensión para diversos materiales en función del diámetro de alambre para resortes. Pág. 477 del libro de diseño de elementos de máquinas de Juvinall.

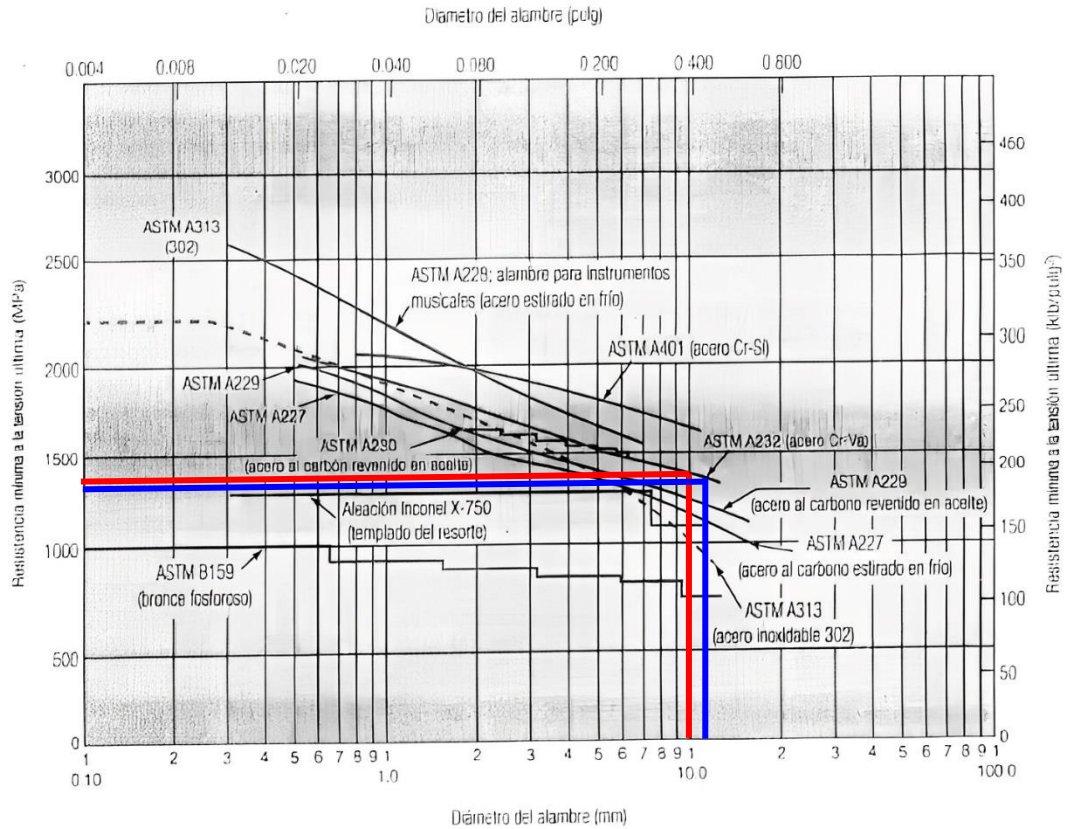
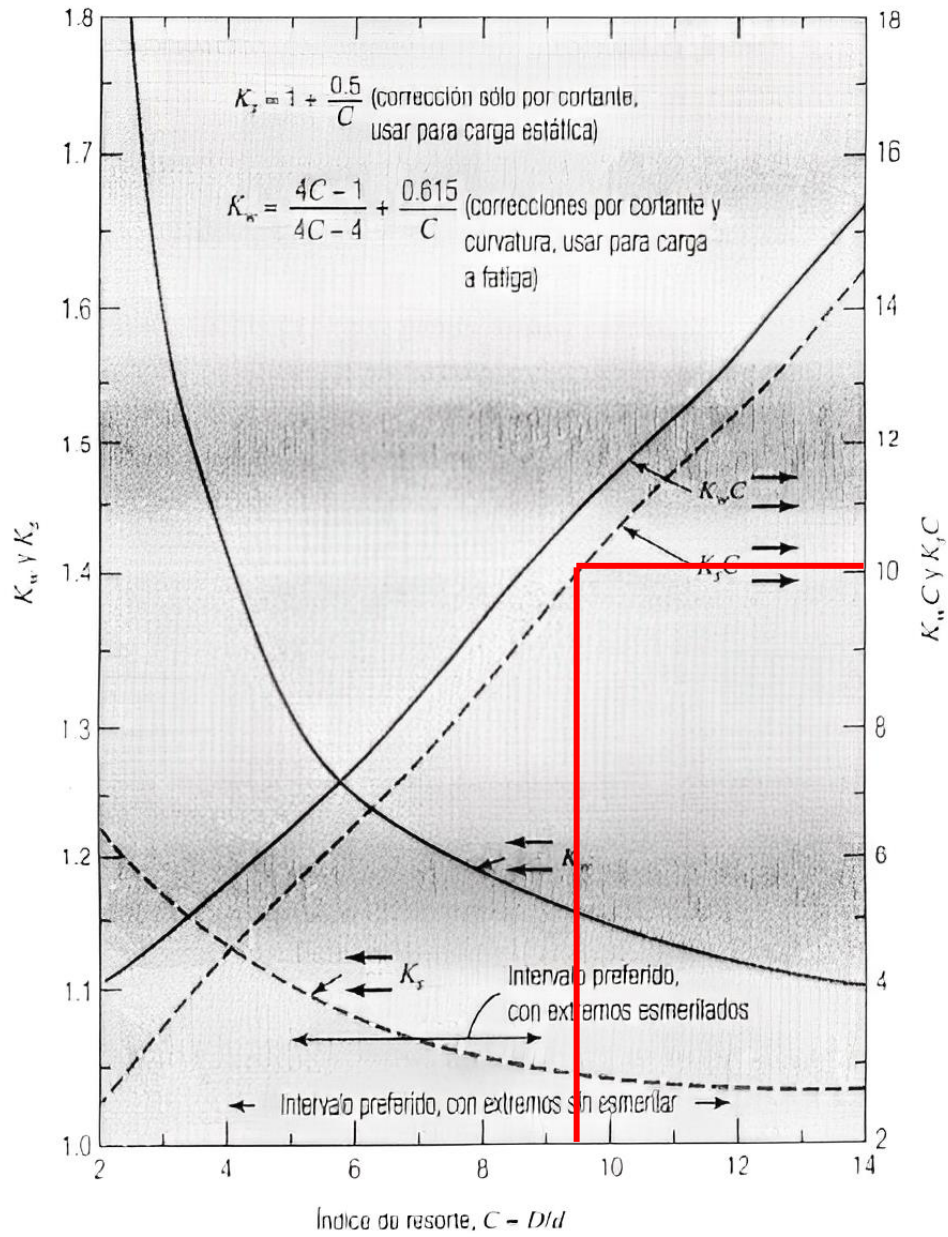


FIGURA 12.7 Resistencias a la tensión en diversos materiales y diámetros de alambre para resortes, valores mínimos [2].

**Anexo 16.**

Gráfica del factor de corrección de esfuerzo para resortes helicoidales. Pág. 474 del libro de diseño de elementos de máquinas de Juvinall.



**FIGURA 12.4**  
Factores de corrección de esfuerzo para resortes helicoidales.



## Anexo 17.

Propiedades mecánicas de algunos alambres para resortes. Tabla 10-5 del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

**Tabla 10-5**

Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte (*continuación*)

Material	Límite elástico, porcentaje de $S_{ut}$ , tensión, torsión		Diámetro $d$ , pulg	$E$		$G$	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo-vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo-silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

## Anexo 18.

Ecuación de longitud del resorte cuando está completamente comprimido según sus extremos. Pág. 479 del libro de diseño de elementos de máquinas de Juvinall.

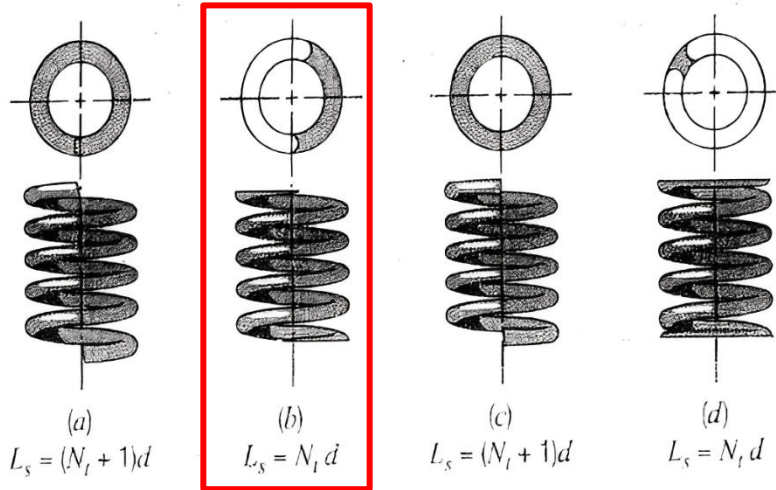
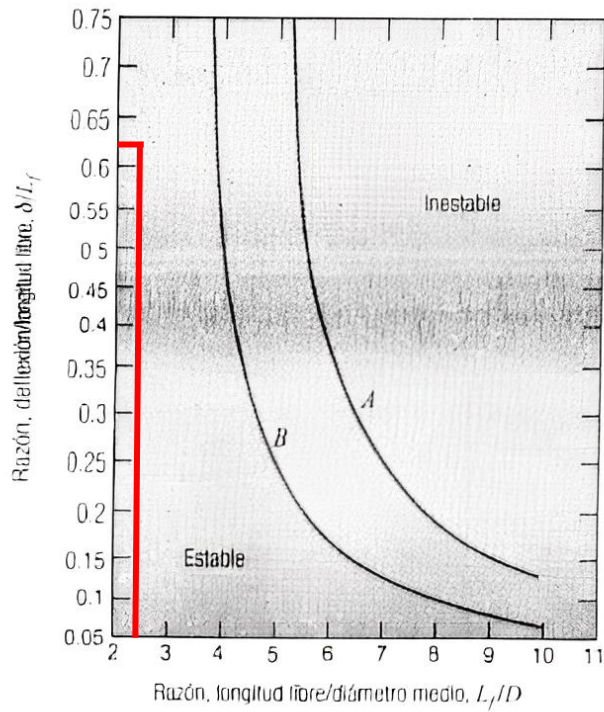


FIGURA 12.8

Extremos de resortes a compresión y las ecuaciones correspondientes de la longitud cuando el resorte está completamente comprimido. (Nota: los extremos a escuadra están devanados con un ángulo de avance igual a cero.)

## Anexo 19.

Condiciones de pandeo para resortes helicoidales a compresión. Pág. 480 del libro de diseño de elementos de máquinas de Juvinall.



- A: las placas en el extremo están restringidas y paralelas (patrón de pandeo como el de la figura 5.27c)
- B: una placa en el extremo está libre para cabecear (patrón de pandeo como el de la figura 5.27b)

**FIGURA 12.10**  
Condiciones de pandeo para los resortes helicoidales a compresión. (El pandeo ocurre en las condiciones arriba y a la derecha de las curvas.)

## **Anexo 20.**

Planos de la criba vibratoria.