

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### “DISEÑO DE UNA PLANTA MOVIL DE TRITURACIÓN DE CALIZA PARA UNA CAPACIDAD DE 50 TN/H”

Tesis para optar el Título de **INGENIERO MECÁNICO**, que presenta el bachiller:

**URDAY PEÑA, DIEGO ALONSO MANUEL**

**ASESOR: Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos**

Lima, Noviembre del 2013

## RESUMEN

La minería y la construcción son actualmente dos de los sectores que más desarrollo han tenido en el Perú como consecuencia del alto precio de los minerales en el mercado mundial y la demanda de viviendas en el mercado interno. Dentro de estas industrias destaca como materia prima principal la piedra caliza que se utiliza principalmente para elaborar el cemento que conocemos, pero tiene otras aplicaciones en diferentes industrias como la química, alimenticia, minera y de medio ambiente.

Dada la importancia de estas industrias, las plantas de trituración de caliza actualmente buscan mejorar sus eficiencias, reducir sus tiempos de producción, mejorar la disponibilidad de materias primas, materiales y equipos; y con esto reducir sus costos de producción.

Como respuesta a estas necesidades se crean las plantas móviles de trituración, que tienen como principal ventaja su facilidad de transporte hacia las zonas de operación, debido a que toda planta puede llegar a los lugares más recónditos lo más cerca posible a la operación de trituración por su pequeño tamaño y fácil tracción; evitando así el transporte de materiales hacia un área fija de trituración con el uso de equipos de transporte como fajas transportadoras, tornillos de transporte o camiones que elevarían los costos de producción.. Otra ventaja es la reducción en el tiempo de puesta en marcha de la planta debido a que las plantas móviles deben estar listas para operar en por lo menos 1 día, en cambio las plantas estacionarias pueden demorar hasta 1 semana para empezar a producir.

El presente trabajo describe el diseño completo de una planta móvil de trituración de caliza, lo cual incluye el diseño del proceso óptimo de trituración, la selección de equipos adecuados para el trabajo, el diseño de la estructura portante de la planta móvil y el montaje de los equipos en la estructura. La planta móvil de trituración de caliza tendrá un flujo de producción de 50 Toneladas por hora y podrá ser transportada fácilmente y utilizada donde sea requerida.

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO	: DISEÑO DE UNA PLANTA MOVIL DE TRITURACION DE CALIZA PARA UNA CAPACIDAD DE 50 TN/H
ÁREA	: Diseño
PROPUESTO POR	: Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos
ASESOR	: Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos
TESISTA	: Diego Alonso Manuel Urday Peña
CÓDIGO	: 2007.0269
FECHA	: Junio 2013

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

La minería y la construcción son actualmente dos de los sectores que más desarrollo han tenido en el Perú como consecuencia del alto precio de los minerales en el mercado mundial y la demanda de cemento en el mercado interno por las construcciones. Dada la importancia de estas industrias, las plantas de trituración actualmente buscan mejorar sus eficiencias, reducir sus tiempos de producción, mejorar la disponibilidad de materias primas, materiales y equipos; y con esto reducir sus costos de producción.

Como respuesta a estas necesidades se crean las plantas móviles de trituración, que tienen como principal ventaja su facilidad de transporte hacia las zonas de operación, debido a que la planta se puede transportar lo más cerca posible a la operación de trituración; evitando así el transporte de materiales hacia un área fija de trituración con el uso de equipos de transporte como fajas transportadoras, tornillos de transporte, dumpers o camiones que elevarían los costos de producción.

Esta Tesis tiene como objetivo el diseño de una planta móvil de trituración de caliza con una capacidad de 50 Toneladas por hora que pueda ser utilizada en el Perú para la industria minera y de construcción.



**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO DE UNA PLANTA MOVIL DE TRITURACION DE  
CALIZA PARA UNA CAPACIDAD DE 50 TN/H**

Introducción

- 1 Diseño del proceso óptimo de trituración
- 2 Selección de los equipos y su transmisión para 50 Ton/h
- 3 Diseño de la estructura portante de la planta móvil
- 4 Costos del Proyecto

Conclusiones

Bibliografía

Planos

Anexos

Asesor: Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos



**A mi madre, mi padre y mi hermana por su cariño, ejemplo y comprensión;  
A mi asesor por sus enseñanzas, consejos y recomendaciones;  
A mis amigos por el tiempo juntos para terminar este trabajo.**

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>DISEÑO DEL PROCESO ÓPTIMO DE TRITURACIÓN .....</b>	<b>3</b>
1 Datos Técnicos de la Caliza .....	4
1.1 Descripción .....	4
1.2 Derivados de la Caliza .....	4
1.3 Propiedades de la Caliza .....	4
1.4 Usos de la Caliza .....	5
a) Subsector Construcción .....	5
b) Subsector Químico .....	5
c) Subsector Alimenticio.....	6
d) Subsector Medio Ambiente .....	6
1.5 Producción de Caliza en el Perú .....	6
1.6 Ubicación de Principales Productores.....	7
2 Descripción del Proceso .....	8
2.1 Proceso de Trituración en La Fabricación del Cemento.....	9
2.2 Requerimientos de la Trituración .....	9
3 Posibles Procesos para la Planta de Trituración.....	9
3.1 Proceso A .....	10
a) Descripción del Proceso .....	10
b) Ventajas.....	10
c) Desventajas .....	10
3.2 Proceso B .....	10
a) Descripción del proceso.....	11
b) Ventajas.....	11
c) Desventajas .....	12
3.3 Proceso C.....	13
a) Descripción del Proceso .....	13
b) Ventajas.....	13
c) Desventajas .....	13
3.4 Proceso D.....	15
a) Descripción .....	15
b) Ventajas.....	15
c) Desventajas .....	15
4 Selección del Proceso Optimo .....	17

<b>SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SU TRANSMISIÓN PARA 50 TN/H .....</b>	<b>18</b>
1 Trituradora de Mandíbulas .....	19
1.1 Parámetros de Selección .....	19
1.2 Selección .....	19
1.3 Dimensiones de la Trituradora de Mandíbula .....	21
1.4 Accionamiento y Transmisión .....	22
1.5 Anclaje .....	22
2 Trituradora Cónica .....	23
2.1 Parámetros de Selección .....	23
2.2 Selección .....	23
2.3 Dimensiones de la Trituradora Cónica .....	26
2.4 Accionamiento y Transmisión .....	26
2.5 Anclaje .....	27
3 Alimentador Vibratorio .....	28
3.1 Parámetros de Selección .....	28
3.2 Selección .....	28
3.3 Dimensiones del Alimentador Vibratorio .....	29
3.4 Accionamiento y Transmisión .....	30
3.5 Anclaje .....	31
4 Selección Faja Transportadora .....	31
4.1 Sistematización de Datos e Inclinación Permisible .....	32
4.2 Ancho de Faja .....	32
4.3 Selección de Rodillos / Espaciamientos .....	34
4.4 Selección de la Faja .....	36
4.5 Análisis de Tensiones .....	38
a) Tensión de avance .....	39
b) Tensión de retorno .....	39
c) Tensión de catenaria de avance .....	39
d) Tensión de catenaria de retorno .....	39
e) Tensión mayor .....	40
f) Tensión menor .....	40
4.6 Verificaciones .....	40
a) Resistencia .....	40
b) Resbalamiento .....	41
4.7 Calculo de la Potencia .....	42
4.8 Estructura de la Faja Transportadora .....	44

5	Selección Elevador de Cangilones .....	46
5.1	Características del material.....	46
5.2	Selección Tentativa.....	46
5.3	Caudal y Velocidad .....	47
5.4	Tamaño del Cangilón.....	48
5.5	Longitud de la Cadena.....	50
5.6	Numero de Cangilones .....	51
5.7	Análisis de Tensiones .....	51
a)	Tensión por el peso de los cangilones (11"x 6"x 9¼") .....	51
b)	Tensión al peso del material .....	51
c)	Tensión debido al peso de la cadena.....	52
d)	Tensión debido a la acción de cargado.....	53
e)	Tensión debido a los apoyos.....	54
f)	Tensiones totales.....	54
g)	Calculo de la Potencia .....	55
h)	Análisis de las Ruedas.....	55
5.8	Calculo de la Caja Metálica.....	56
a)	Cargas Actuantes .....	59
b)	Verificación de la caja .....	62
<b>DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE DE LA PLANTA MÓVIL .....</b>		<b>67</b>
1	Ubicación de Equipos .....	68
1.1	Alternativa 1.....	68
1.2	Alternativa 2.....	69
1.3	Selección .....	70
2	Geometría de la Estructura.....	71
3	Determinación de Cargas .....	72
3.1	Carga Muerta.....	72
3.2	Carga Viva.....	72
3.3	Cargas Accidentales.....	73
3.4	Cargas de Impacto.....	74
3.5	Cargas de Sismo .....	75
3.6	Cargas del Viento .....	75
4	Material de la Estructura.....	78
5	Aplicación de las Cargas a la Estructura.....	79
5.1	Diseño de las Vigas Principales.....	79
5.2	Calculo de Vuelco.....	89

5.3	Diseño de los travesaños y columnas .....	95
5.4	Diseño de la soldadura .....	103
6	Ensamble y elementos auxiliares.....	110
6.1	El Perno Maestro .....	112
6.2	Piernas de Aterrizaje.....	113
6.3	Suspensión Mecánica y Ejes .....	114
6.4	Las Piernas de Operación.....	115
6.5	Las Llantas .....	116
6.6	Ensamble Final .....	116
	<b>COSTOS DEL PROYECTO .....</b>	<b>117</b>
1	Costo de Materiales.....	118
2	Costo de Equipos .....	118
3	Costo de Elementos Auxiliares .....	119
4	Costo de Diseño .....	120
5	Costo Total .....	120
	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>121</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>123</b>

## INTRODUCCIÓN

Las primeras plantas móviles de trituración se desarrollaron en Alemania en los años 50, destinadas a las explotaciones de caliza de las fábricas de cemento. Posteriormente el uso de estas plantas móviles se expandió en el resto de Europa y en Estados Unidos; país en el cual tienen una gran difusión y se ha llegado a estandarizar estas plantas para diferentes aplicaciones. En el Perú la utilización de plantas móviles de trituración se ve incrementando en pequeña escala conforme a la necesidad que se va incrementando en el país.

La Planta móvil de trituración tiene como principal ventaja su facilidad de transporte hacia la zona de operación, debido a que la planta se puede trasladar lo más cerca posible a la obra o zona de operación. Esta ventaja implica una disminución considerable en el tiempo y costo de producción al reemplazar el transporte de materiales hacia un área fija de trituración con el uso de equipos de transporte como fajas transportadoras, tornillos de transporte, dumpers o camiones.

El presente trabajo describe el diseño, selección de equipos adecuados y montaje de una planta móvil de trituración de caliza con un flujo másico de 50 Toneladas por hora en el chasis de un camión ya existente o en una nueva estructura que pueda ser utilizada en todo el Perú; es decir, que pueda circular por las carreteras del Perú, para la industria minera y de construcción.

Las ventajas del presente trabajo para la industria empiezan con la disminución de los tiempos de transporte y por ende de los costos de trituración, además de la versatilidad de la planta móvil y su fácil el acceso a los lugares más recónditos y difíciles por ser una planta móvil pequeña. Otra ventaja es la reducción en el tiempo de

puesta en marcha de la planta debido a que las plantas móviles deben estar listas para operar en por lo menos 1 día, en cambio las plantas estacionarias pueden demorar hasta 1 semana para empezar a producir.

En la primera parte de la presente tesis se trata de hacer una descripción general del material a triturar, sus aplicaciones, sus usos en la industria, sus características y la ubicación de los principales yacimientos en el Perú; además se seleccionara el diseño del proceso óptimo para la trituration de caliza que tendrá nuestra planta móvil. Luego se describirá el proceso de selección de los principales equipos a utilizar en la planta móvil dependiendo de las eficiencias que presentan estos y del flujo de salida y de entrada que cada equipo requiere para cumplir con la capacidad de la planta de 50 Ton/h. En la siguiente sección se describe el diseño de la estructura de la planta móvil para soportar los equipos y encajarlos en el chasis de un camión, también se realizan los cálculos por resistencia, pandeo y deformación de los perfiles seleccionados, además se realizan los cálculos de soldadura y de uniones atornilladas según se presente. Luego se presentan los planos de fabricación que se presentaran para la fabricación y montaje de la estructura. Por último se presentarán los costos estimados totales del proyecto.

La parte más relevante del presente proyecto es el diseño de la estructura y la ubicación de los equipos, por ello no se entrara tanto en detalle sobre los sistemas eléctricos o de control de los equipos seleccionados.

## CAPITULO 1

### DISEÑO DEL PROCESO ÓPTIMO DE TRITURACIÓN

En el presente capítulo se realiza el diseño del proceso óptimo de la planta móvil de trituración, en donde se presentan varias alternativas de solución que toman en consideración los datos técnicos relacionados tanto con los procesos de trituración así como los relacionados con el material a triturar: la caliza. Datos que también se detallan en el presente capítulo.

El proceso óptimo de la planta móvil de trituración es el resultado de comparar los datos técnicos de diversas alternativas de solución que se plantean considerando los respectivos diagramas de flujo, la factibilidad de que el circuito entre en un chasis, la complejidad del circuito así como las ventajas y desventajas que cada alternativa presenta para la aplicación requerida.

El material predominante que usará la proyectada planta móvil de trituración será la caliza, debido a que es uno de los minerales de mayor presencia en el país y por la diversidad de sus aplicaciones, siendo una de las principales la industria cementera.

La caliza en el Perú actualmente es el producto minero no metálico de mayor volumen de producción con más 7 252 293 TM, registrado en el año 2005, y representando un 53.49% del total de producción minera no metálica. Seguido por el hormigón con un 13%. Siendo las principales empresas que explotan caliza las empresas cementeras como Cementos Lima, y Cementos Andino.

## 1 Datos Técnicos de la Caliza

A continuación describiremos las características, componentes, derivados, usos principales, importancia y principales yacimientos de caliza en el Perú.

### 1.1 Descripción

Las calizas son rocas sedimentarias, es decir, formadas por depósito de los productos de alteración química y física de rocas preexistentes, primitivas, como el feldespato cálcico. Su componente fundamental es el carbonato cálcico o calcita  $\text{CO}_3\text{Ca}$ . La caliza es una roca que tiene origen químico y orgánico. Una caliza, químicamente pura, consiste en un 100 % en calcita y/o aragonito, y ambos minerales tienen la misma fórmula química  $\text{CaCO}_3$  (56,2 %  $\text{CaO}$ , 43,8 %  $\text{CO}_2$ ). La mayoría de las calizas usadas por la industria tienen un contenido de  $\text{CaCO}_3$  de 70-80 %, y muchas de más del 90%. [1]

### 1.2 Derivados de la Caliza

Los derivados de la caliza son: La cal, es el producto que se obtiene calcinando la piedra caliza por debajo de la temperatura de descomposición del óxido de calcio (903 °C). Cal viva, material obtenido de la calcinación de la caliza que al desprender anhídrido carbónico se transforma en óxido de calcio. Cal apagada, se conoce con el nombre comercial de cal hidratada a la especie química de hidróxido de calcio, la cual es una base fuerte formada por el metal calcio unido a dos grupos hidróxidos. Cal hidráulica, cal compuesta principalmente de hidróxido de calcio, sílica ( $\text{SiO}_2$ ) y alúmina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) o mezclas sintéticas de composición similar. Carbonato de calcio, el carbonato de calcio,  $\text{CaCO}_3$ , es la piedra caliza pura de la naturaleza.[2]

### 1.3 Propiedades de la Caliza

- **Color:** La coloración de las calizas ricas en calcio es blanco cuando son puras, pero cambia de color entre el gris y el negro a consecuencia de las impurezas carbonosas que contienen.
- **Resistencia:** La resistencia de la caliza a la compresión y al aplastamiento oscila entre 98,4 y 583,5  $\text{kg/cm}^2$
- **Densidad:** La caliza rica en calcio tiene una densidad entre 2,65 a 2,75  $\text{kg/dm}^3$ ,
- **Otras características:** Absorción de agua: 2 a 8% en peso. Desgaste al rozamiento: 30 a 40  $\text{cm}^3$ , y al chorro de arena de 7 a 10  $\text{cm}^3$ . [2]

#### 1.4 Usos de la Caliza

Desde que el hombre se hizo sedentario comenzó a utilizar la caliza y otras rocas calcáreas para construir sus casas, a medida que ha transcurrido el tiempo y hasta nuestros días ha sido utilizada para tal fin, siendo de gran importancia en este ramo de la construcción, tal como se muestra en la figura 1.1 de la iglesia San Francisco en Huancavelica construida con adoquines de caliza.



Figura 1.1: Iglesia San Francisco en Huancavelica

La caliza y sus derivados tienen múltiples usos industriales debido a sus características químicas compuestas mayormente por calcita ( $\text{CaCO}_3$ ). Dentro de las principales aplicaciones tenemos:

##### a) Subsector Construcción

La piedra caliza se utiliza en el subsector construcción para la fabricación de cemento como materia prima elemental. Además la cal también se usa en la estabilización de suelos y en mampostería como material de recubrimiento en paredes, pisos, techos y en la elaboración de morteros.

##### b) Subsector Químico

En la industria química, la cal es el segundo material de importancia después del ácido sulfúrico y se utiliza en las siguientes aplicaciones: como materia prima en la producción de insecticidas y fungicidas. Como agente absorbente y portador del calcio en muchos blanqueadores secos. Como base en la producción de la mayoría de sales inorgánicas basadas en el calcio y el magnesio. Es utilizado en la elaboración del etileno glicol (anticongelante permanente). Es utilizado en el proceso de refinamiento

del petróleo como un agente neutralizador de impurezas sulfúricas. Es utilizado en el proceso de fabricación de pigmentos para pinturas. Como reactivo en el proceso de digestión de la madera para la obtención de la pulpa en la fabricación del papel. Como precipitados de sólidos disueltos en las aguas en el proceso de acabado de textiles de algodón. Participa en el proceso de curtido del cuero.

### **c) Subsector Alimenticio**

En el subsector alimenticio la cal se utiliza en las siguientes aplicaciones: participa en la producción de azúcar proveniente de la remolacha o la caña. Para neutralizar o reducir la acidez en la crema previo a la pasteurización en la elaboración de la leche y la mantequilla. Para elaborar el fosfato monocálcico utilizado para fabricar polvo de hornear. Como agente reductor de la corrosión que se daría en los equipos de las industrias fruteras, neutralizando los ácidos cítricos que producen los desperdicios de las frutas.

### **d) Subsector Medio Ambiente**

En el subsector medio ambiente la cal se utiliza en las siguientes aplicaciones: Como principal material químico para tratamientos de agua, elimina la dureza. Como un agente ácido neutralizador, en numerosos tipos de industrias que requieren más que un simple tratamiento mecánico o bioquímico para un buen tratamiento de los desperdicios que generan. Como material sanitario para evitar la putrefacción generada por heces fecales, fosas sépticas, animales en descomposición, tratamientos de desechos municipales. En la purificación del aire, debido a que esta desulfura los gases que salen de las plantas industriales de carbón como también aquellos gases que salen de las plantas donde se quema mucho aceite sulfúrico. [2]

## **1.5 Producción de Caliza en el Perú**

En el Perú definitivamente el mayor volumen de producción de caliza corresponde a las canteras de las fábricas de cemento y el resto es producido por la mediana, pequeña y la minería artesanal, que extraen en un año una cantidad aproximada a la que se extrae en dos días en las canteras para la industria del cemento. Por otro lado, es un negocio rentable debido a que se utilizan todos los residuos del procesamiento para producir cal y sus derivados.

El volumen de producción de caliza en el Perú durante 1995-2010 incluye; calizas, carbonato de calcio blanco, dolomitas y coquinas. Esta producción fue desarrollada

por grandes, medianas, pequeñas empresas y productores artesanales, relacionadas con la producción de cemento, cal y carbonato de calcio, siendo la industria del cemento el mercado más importante que consume más del 70% del total de producción de caliza. El segundo gran mercado corresponde a la actividad minera-metalúrgica y siderúrgica, que consume cal y carbonatos de calcio para la fundición de hierro y cobre, y que consumió entre 20 y 25% del total producido.

En la figura 1.2 se muestra la producción de caliza por regiones, destacando la región Lima con alrededor del 37.14% del total de la caliza peruana, con aproximadamente 4 millones de T.M. al año, debido a que allí se encuentra instalada la fábrica más grande de cemento del país, así como otras industrias que consumen este recurso y sus derivados.[2]

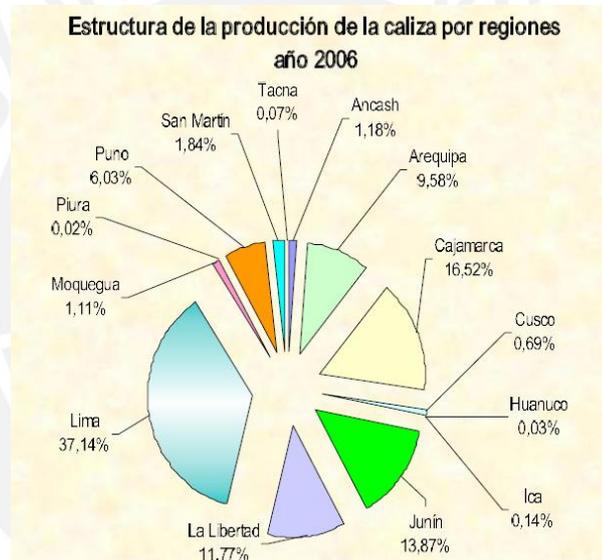


Figura 1.2: Estructura de la producción de caliza por regiones del Perú.

### 1.6 Ubicación de Principales Productores

El territorio peruano cuenta con grandes extensiones de superficies en las que afloran las calizas, por lo que estas rocas tienen gran disponibilidad y son explotadas por grandes empresas dedicadas a la fabricación de cemento. En la tabla 1.1 se muestran los principales productores de caliza en el Perú y su respectiva ubicación. [2]

Tabla 1.1: Ubicación de principales productores de caliza en el Perú.

N°	Principales productores de calizas	Departamento	Provincia	Distrito
1	Calcáreos 2004 S.A.C.	La Libertad	Trujillo	Simbal

2	Calera Cut Off S.A.C.	Junín	Yauli	La Oroya
3	Casapino Del Castillo, Víctor Raúl	Cusco	Urubamba	Chinchero
4	Cemento Andino S.A.	Junín	Tarma	La Unión
5	Cemento Sur S.A.	Puno	San Román	Caracoto
6	Cementos Lima S.A.	Lima	Lima	VMT
		Lima	Lima	Pachacamac
7	Cementos Pacasmayo S.A.A.	Cajamarca	Contumaza	Yonan
8	Cementos Selva S.A.	San Martín	Rioja	Rioja
9	Cmd S.A.C.	La Libertad	Trujillo	Simbal
10	Compañía Minera Bunyac S.A.C.	Junín	Tarma	Tarma
11	Comunidad Campesina De Yanacona	Cusco	Urubamba	Chinchero
12	León Cochachin, Samuel Lucio	Ancash	Yungay	Mancos
13	M & H Group S.A.C.	Ica	Ica	Ocucaje
14	Minera Centro S.A.C.	Junín	Huancayo	Quichuay
15	Minera Yanacocha S.R.L.	Cajamarca	Cajamarca	Encañada
16	S.M.R.L. La Unión De Cajamarca	Cajamarca	Cajamarca	Baño Inca
17	S.M.R.L. Piedra Dura Del Cusco	Cusco	Cusco	Cusco
18	S.M.R.L. San Antonio F.S.A. De Huaraz	Ancash	Carhuaz	Anta
19	Shougang Hierro Perú S.A.A.	Ica	Nazca	Marcona
20	Torres Ángeles, Alejandro E.	Ancash	Yungay	Quillo
21	Torres Flores, Sergio Alberto	Ancash	Carhuaz	Tinco
22	Yura S.A.	Arequipa	Arequipa	Yura
23	Canelo Pozo, Pedro Alejandro	Arequipa	Caraveli	Lomas
24	Southern Perú Copper Corporation	Moquegua	Ilo	Pacocha
25	Cemento Sur S.A.	Puno	San Román	Caracoto
26	Minera Rocas Y Minerales S.A.C.	La Libertad	Trujillo	Simbal
27	Nieto Becerra, Federico Felix	Tacna	Tacna	Pachia

## 2 Descripción del Proceso

Debido a que la industria cementera es la que más utiliza la piedra caliza, en esta sección se explicara el proceso de elaboración de cemento para luego describir los requerimientos de tamaño de partícula en la etapa de trituración que es la etapa donde entrara a tallar nuestra planta móvil.

## 2.1 Proceso de Trituración en La Fabricación del Cemento

Los materiales que integran la composición del crudo que, tras su paso por el horno se convertirá en Clinker son principalmente la caliza, la arcilla y la arena. El proceso de fabricación del cemento comienza con la extracción de materias primas que se encuentran en yacimientos, estas canteras se explotan mediante voladuras controladas o por arranque directo dependiendo si son de fácil o difícil extracción debido a su naturaleza. Para que se puedan producir las reacciones químicas que formaran el Clinker dentro del horno, en primer lugar es necesario reducir el tamaño de las materias primas, con objeto de obtener una elevada homogenización en las mezclas, facilitar los procesos físico-químicos posteriores y poder manejar estos materiales adecuadamente.

En el caso de la caliza, el material de mayor tamaño pasa por un proceso de trituración y molienda hasta dejarlo con una granulometría adecuada y posteriormente se almacena en las naves de pre homogenización y de homogenización. Mediante dosificadores en una cinta se agrega arcilla triturada, arena y correctores (hierro, flúor) en la proporción fijada según el crudo que se vaya a fabricar y se apila mediante un transporte de fajas. El proceso de molienda de crudo comienza con la mezcla de materiales antes descritos en las proporciones justas y en la reducción granulométrica de dicha mezcla hasta la finura deseada para su alimentación al horno. [3]

## 2.2 Requerimientos de la Trituración

Como se describe en la sección anterior la trituración es la primera etapa de la operación de reducción de tamaño de las materias primas en el proceso de producción de cemento y tiene por objetivo obtener un producto fácilmente transportable, que se preste bien a la operación de pre homogeneización en montones y cuyo tamaño sea lo más fino posible y, en cualquier caso, cuyo tamaño superior sea aceptable como alimentación de los molinos de crudo, que, generalmente, es del orden de 25-30 mm o incluso 50 mm De este modo se mejora la eficacia de la operación de molienda. Por lo tanto para el presente trabajo se intentara reducir el tamaño de la caliza a 25 mm o menos.

## 3 Posibles Procesos para la Planta de Trituración

Para seleccionar el proceso de mejor rendimiento para la planta móvil de trituración de caliza, se ha considerado cuatro alternativas distintas, de las cuales se describirá su

proceso, ventajas y desventajas de cada alternativa para luego tomar una decisión final que decidirá los equipos y la posición que estos tomarán en la planta móvil.

### 3.1 Proceso A

El proceso A es el proceso más sencillo y de menos eficacia de las alternativas propuestas para la planta de trituración. Su esquema se puede apreciar en la Figura 1.3.

#### a) Descripción del Proceso

El proceso empieza con la alimentación de la caliza explotada de las canteras hacia una tolva de alimentación que luego alimentará una trituradora donde se realiza la reducción del tamaño hasta el tamaño indicado en una sola etapa, es decir que la trituradora debe ser capaz de reducir el tamaño hasta un máximo de 25mm. Por último una faja de salida deposita el material en un lugar indicado.

#### b) Ventajas

Entre las ventajas tenemos: uso de pocos equipos, como consecuencia reducción en los costos de mantenimiento e inversión inicial. Reducción de área de ocupación del chasis del camión, mejor manejo para hacer el montaje de los equipos. Disminución del tiempo de trituración debido al uso de pocos equipos y la carencia de realimentación. Uso de menos potencia del camión que soporta la planta al tener pocos equipos y por ende menos carga. Posibilidad de usar un chasis de un camión y existente como las serie D.

#### c) Desventajas

Entre las desventajas tenemos: la principal desventaja de este proceso es la falta de clasificación después de la trituración, por ende posibilidad de pasar trozos más grandes que lo requerido y que no puedan ser transportados. También carece de una realimentación para asegurar que el tamaño del producto sea el tamaño requerido.

### 3.2 Proceso B

El proceso B a diferencia del proceso A cuenta con una clasificación de tamaño requerida para la planta de trituración y una realimentación de material en caso la trituración no sea efectiva. Su esquema se puede apreciar en la Figura 1.4.

## Diagrama de Flujo del Proceso A

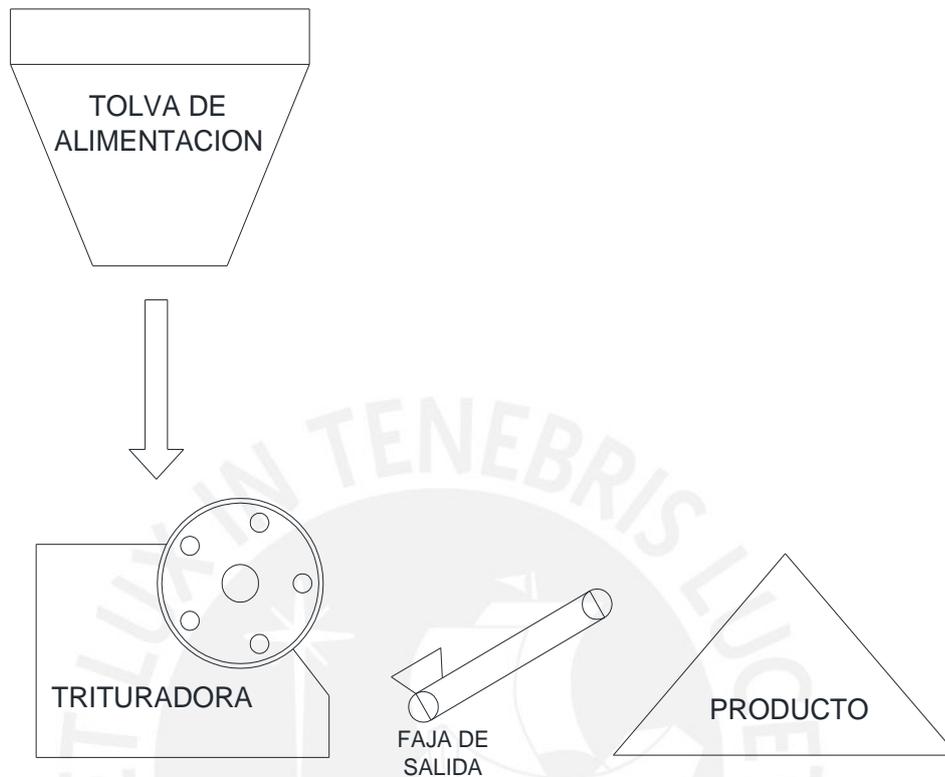


Figura 1.3: Diagrama de Flujo del Proceso A

### a) Descripción del proceso

El proceso empieza con la alimentación de la caliza explotada de las canteras hacia una tolva de alimentación que luego alimentará una trituradora que realizará la reducción de tamaño, luego el material pasará a una zaranda vibratoria para su respectiva clasificación en caso la trituradora no proporcione siempre la medida deseada, posterior a esto el material clasificado con la medida correcta saldrá del proceso mientras que el material que no pasa la clasificación, es decir no tiene la medida correcta, será realimentado hacia la trituradora para pasar otra vez por el proceso de trituración hasta que tenga el tamaño adecuado. Esta realimentación se hará por medio de un elevador. Por último una faja de salida deposita el material en un lugar indicado.

### b) Ventajas

Entre las ventajas tenemos: con la zaranda vibratoria se asegura la clasificación y el tamaño deseado para que continúe con el proceso, que es un tamaño menor de 25

mm o 1 pulgada. La planta de trituración se hace más versátil con la zaranda vibratoria debido a que puede procesar caliza a diferentes tamaños según requerimientos especiales, solamente con el cambio de malla de clasificación.

### c) Desventajas

Entre las desventajas tenemos: Existe un mayor número de componentes en la planta móvil de trituración, ello implica incremento en costos y mayor uso de energía para operar y mover estos elementos. Este incremento en el número de los componentes implica además un mayor requerimiento de espacio en el chasis para el montaje. Aumento en el tiempo del ciclo de trituración debido al uso de más componentes.

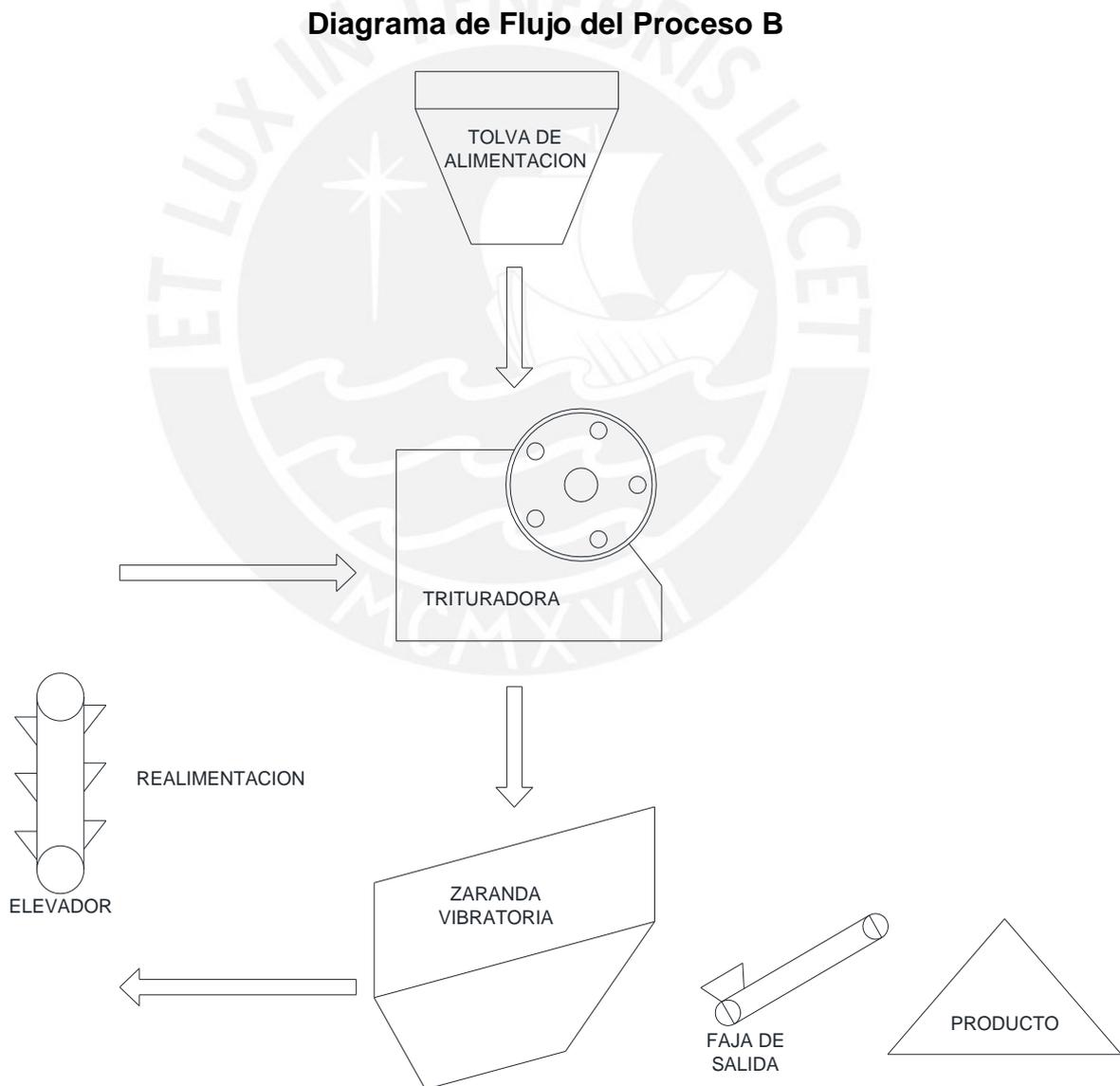


Figura 1.4: Diagrama de Flujo del Proceso B

### 3.3 Proceso C

El proceso C a diferencia de los 2 procesos anteriores presenta la novedad de realizar la trituración en 2 etapas, es decir utilizando 2 trituradoras debido al reducido tamaño que se tiene como requerimiento. Además posee una clasificación de material entre las trituradoras. Su esquema se puede apreciar en la Figura 1.5.

#### a) Descripción del Proceso

El proceso empieza con la alimentación de la caliza explotada de las canteras hacia una tolva de alimentación que luego alimentara una trituradora que realizara la primera etapa de reducción de tamaño. Esta alimentación está protegida por una malla de protección que evitará que las rocas muy grandes puedan ingresar a la trituradora y puedan atorarla. Luego el material pasará a una zaranda vibratoria para su respectiva clasificación. El material clasificado con la medida correcta pasará a otra trituradora que realizara la segunda etapa de reducción de tamaño, mientras que el material que no pasa la clasificación, es decir no tiene la medida correcta, será realimentado hacia la primera etapa de reducción de tamaño hasta que tenga el tamaño adecuado. Esta realimentación se hará por medio de un elevador. A la salida de la segunda etapa una faja de salida depositara el material en un lugar indicado.

#### b) Ventajas

Entre las ventajas tenemos: Con la zaranda vibratoria y la segunda etapa de trituración se asegura la clasificación y el tamaño deseado para que continúe con el proceso, que es un tamaño menor de 25 mm o 1 pulgada. La planta de trituración se hace más versátil con la zaranda vibratoria y la segunda etapa de trituración debido a que puede procesar caliza a tamaños menores de los requeridos según requerimientos especiales, depende de la selección de la segunda trituradora y del cambio de malla de clasificación. Al tener una clasificación intermedia se evita el paso de piedras muy grandes que puedan atorar la segunda trituradora. Al tener una clasificación intermedia se asegura la entrada de la segunda trituradora un material ya clasificado con ello mejora la eficiencia de la segunda trituradora.

#### c) Desventajas

Entre las desventajas tenemos: Existe un mayor número de componentes en la planta móvil de trituración, ello implica incremento en costos y mayor uso de energía para operar y mover estos elementos. Este incremento en el número de los componentes

implica además un mayor requerimiento de espacio en el chasis para el montaje.  
Aumento en el tiempo del ciclo de trituración debido al uso de más componentes.

### Diagrama de Flujo del Proceso C

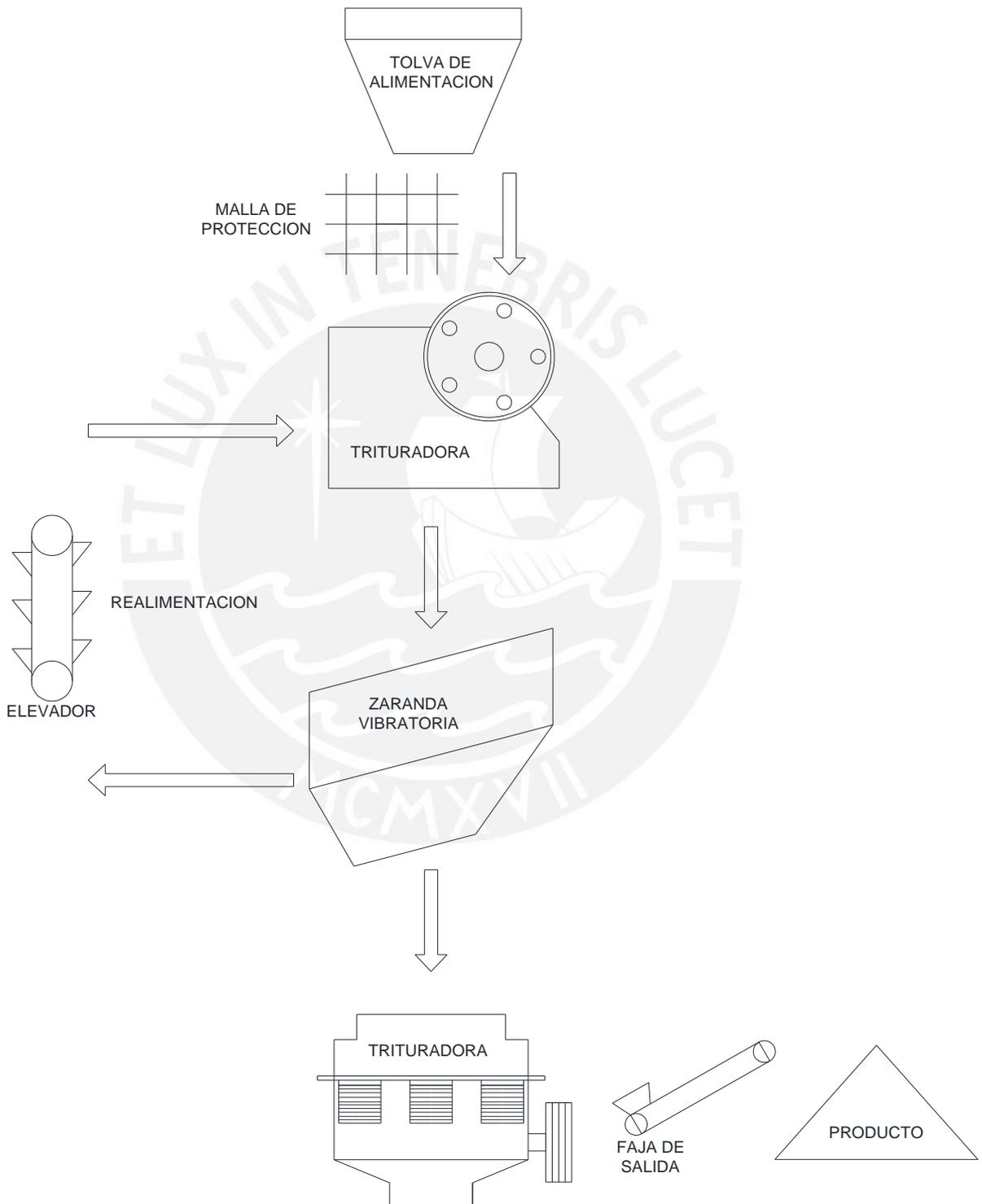


Figura 1.5: Diagrama de Flujo del Proceso C

### 3.4 Proceso D

El proceso D es similar al proceso C con la diferencia de tener la zaranda vibratoria y por ende la clasificación de material a la salida de la segunda etapa de trituración. Su esquema se puede apreciar en la Figura 1.5.

#### a) Descripción

El proceso empieza con la alimentación de la caliza explotada de las canteras hacia una tolva de alimentación que luego alimentara una trituradora que realizara la primera etapa de reducción de tamaño, luego el material pasa directamente a la otra trituradora que realizara la segunda etapa de trituración, luego el material pasará a una zaranda vibratoria para su respectiva clasificación. El material clasificado con la medida correcta pasará a la faja de salida para ser depositado en un lugar indicado; mientras que el material que no pasa la clasificación, es decir no tiene la medida correcta, será realimentado hacia la segunda etapa de reducción de tamaño hasta que tenga el tamaño adecuado. Esta realimentación se hará por medio de un elevador.

#### b) Ventajas

Entre las ventajas tenemos: Con la zaranda vibratoria y la segunda etapa de trituración se asegura la clasificación y el tamaño deseado para que continúe con el proceso, que es un tamaño menor de 25 mm o 1 pulgada. La planta de trituración se hace más versátil con la zaranda vibratoria y la segunda etapa de trituración debido a que puede procesar caliza a tamaños menores de los requeridos según requerimientos especiales, depende de la selección de la segunda trituradora y del cambio de malla de clasificación.

#### c) Desventajas

Entre las desventajas tenemos: Al no tener una clasificación intermedia no se evita el paso de piedras muy grandes y se puede atorar la segunda trituradora. Al no tener una clasificación intermedia no se asegura a la entrada de la segunda trituradora un material ya clasificado con ello la segunda etapa hace un proceso poco regular al igual que la primera etapa con eficiencias bajas. Existe un mayor número de componentes en la planta móvil de trituración, ello implica incremento en costos y mayor uso de energía para operar y mover estos elementos. Este incremento en el número de los componentes implica además un mayor requerimiento de espacio en el chasis para el

montaje. Aumento en el tiempo del ciclo de trituración debido al uso de más componentes.

**Diagrama de Flujo del Proceso D**

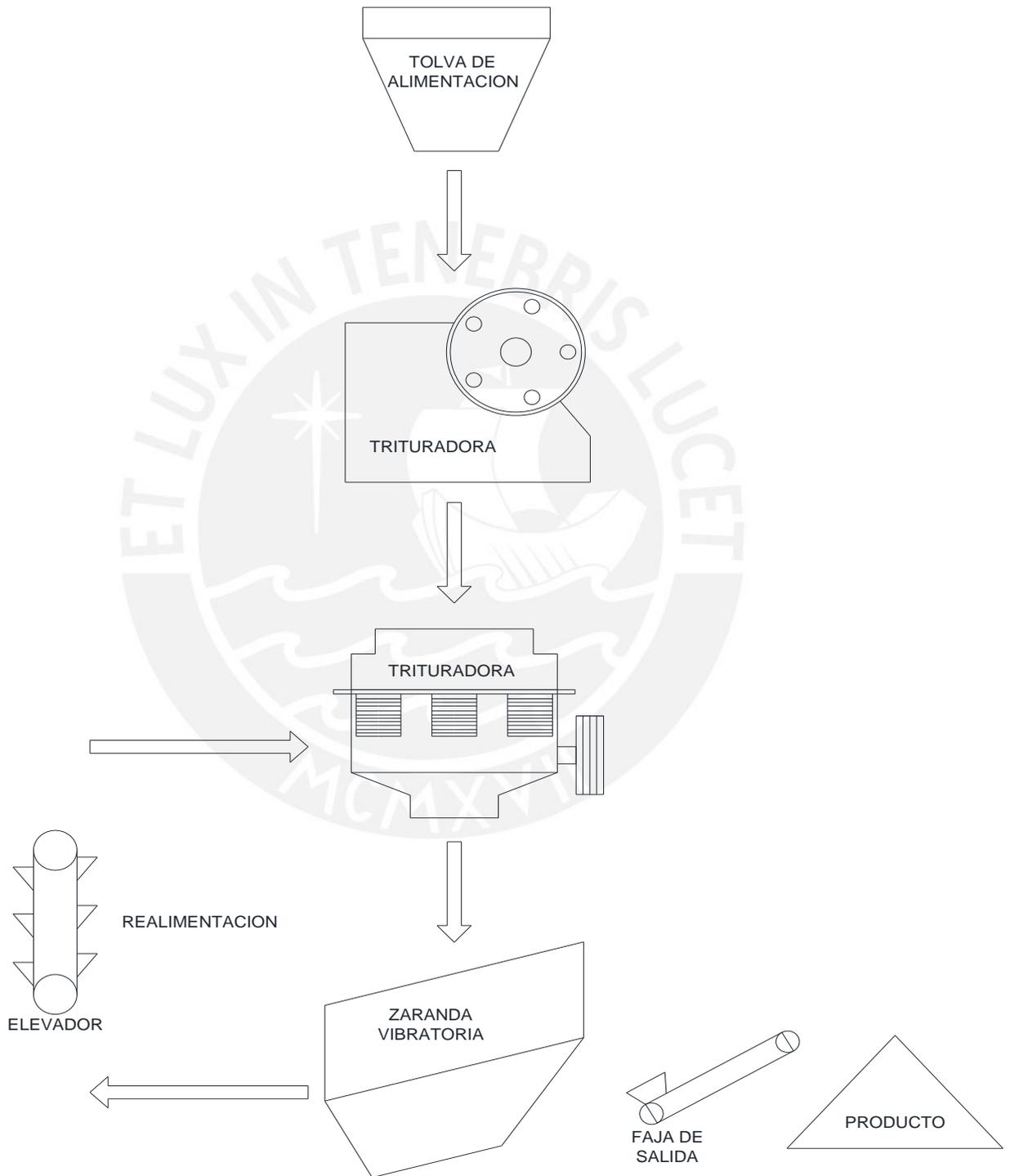


Figura 1.6: Diagrama de Flujo del Proceso D

#### 4 Selección del Proceso Óptimo

La selección del proceso óptimo de la planta de trituración de la presente tesis se realiza evaluando dos aspectos fundamentales: el aspecto técnico y el aspecto económico. Para determinar la valorización de las cuatro alternativas propuestas para encontrar el proceso óptimo se toma como base la Norma VDI 2225.

Tabla 1.2: Escalas de Valores VDI 2225

Escala de Valores							
Valoración de Competencia		Encuestas		VDI 2225		Análisis de valor	
Pto.	Significado	Simb.	Significado	Pto.	Significado	Pto	Significado
0	Mala	--	Insuficiente	0	Insuficiente	0	Absolutamente Inutilizable
						1	Muy defectuosa
		-	Todavía aceptable	1	Apenas aceptable	2	Mala
						3	Aceptable
1	Buena	0	Satisfactoria	2	Suficiente	4	Suficiente
						5	Regular
		+	Buena	3	Buena	6	Buena con pocos defectos
						7	Buena
						8	Muy buena
		++	Muy buena	4	Muy buena (ideal)	9	Que sobrepasa lo aspirado
				10	Ideal		

Sobre la base de la tabla anterior se evalúan los cuatro procesos en las siguientes descritos anteriormente en las tablas 1.3 y 1.4.

Tabla 1.3: Evaluación Técnica VDI 2225

PROPIEDAD TECNICA	ALTERNATIVAS				
	A	B	C	D	IDEAL
Uso	1	2	4	3	4
Diseño	2	3	3	3	4

Fabricación	3	3	3	3	4
Montaje	3	2	3	3	4
Diversidad de Producción	1	2	4	3	4
Polifuncionalidad	1	2	4	3	4
Total	11	14	21	18	24

$$X_a=11/24=0.46; X_b=14/24=0.58; X_c=21/24=0.88; X_d=18/24=0.75$$

Tabla 1.4: Evaluación Económica VDI 2225

PROPIEDAD ECONOMICA	ALTERNATIVAS				
	A	B	C	D	IDEAL
Costo de Material	4	3	2	2	4
Costo de Fabricación	4	3	3	2	4
Costo de Mano de Obra	2	2	3	3	4
Total	10	8	8	7	12

$$Y_a=10/12=0.83; Y_b=8/12=0.67; Y_c=8/12=0.67; Y_d=7/12=0.58$$

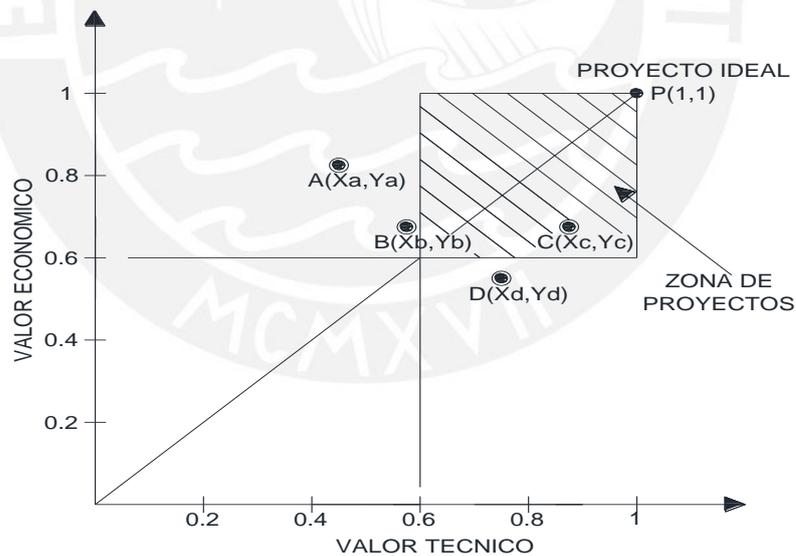


Figura 1.7: Grafico de Evaluación de Alternativas VDI 2225

De acuerdo al grafico anterior (Figura 1.7), la alternativa ubica cada dentro de la zona de proyectos y que más se acerca al punto de proyecto ideal es la alternativa del PROCESO C, por lo tanto es proceso óptimo para la planta de trituración de caliza. [4]

## Referencias Bibliográficas

- [1] DUDA H., Walter  
2003 "Introducción de la caliza". *Manual Tecnológico del Cemento*. Editorial Reverté. España, pp.1-13.
- [2] VALDIVIEZO DIAS, Alejandra y RAMIREZ CARRION, José  
2009 "Rocas Cálizas". *Compendio de Rocas y Minerales Industriales en el Perú*. Ingemmet, Geología Económica, pp. 217
- [3] GARCIA CANTOS, María José  
2012 "Proceso Industrial". *Diseño de una Planta de Trituración y Cribado de Caliza para Cemento*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas, pp. 2
- [4] BARRIGA GAMARRA, Benjamín  
1995 *Métodos de Diseño en Ingeniería, Guía para la Exposición en Aula*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.

## CAPITULO 2

### SELECCIÓN DE EQUIPOS Y SU TRANSMISIÓN PARA 50 TN/H

En esta sección se seleccionarán los diferentes equipos que serán utilizados en la planta móvil de trituración de caliza, teniendo en cuenta los siguientes parámetros: el diagrama de flujo del proceso que obtuvo el mejor puntaje en la evaluación, en este caso el diagrama de flujo del proceso C; las capacidades que requiere cada máquina para cumplir con la capacidad total de la planta considerando eficiencias y pérdidas de cada equipo; y los distintos tamaños de partícula que presenta la caliza en cada equipo y en determinada etapa del proceso.

En la selección de los diferentes equipos también se detallará la transmisión de los equipos: motores eléctricos, número de fajas, número de cadenas, engranajes, etc. Información importante para poder realizar el montaje de los equipos y para tener en cuenta en el diseño de la estructura de la planta móvil que no solo soportara los equipos sino también los accesorios que éste tenga así como su transmisión. También se detallara el anclaje de los diferentes equipos, es decir cómo se soporta cada equipo en una estructura; información valiosa e importante para poder realizar el diseño de la estructura de la planta móvil.

La información que se muestra a continuación está basada en catálogos de diferentes fabricantes de equipos, estos equipos son comercializados o utilizados en el mercado peruano y se pueden encontrar fácilmente.

## 1 Trituradora de Mandíbulas

Las trituradoras de mandíbulas son uno de los equipos de trituración más utilizados en la producción minera, es adecuada para triturar piedras y minerales de alta dureza, dureza media y suave, tales como escoria, mármol, etc. Cuya fuerza de resistencia a la presión es menor a 320 MPa. Se utiliza ampliamente en industrias de minería, metalurgia, construcción, hidráulica y química, etc. Este tipo de trituradoras son muy susceptibles la humedad, así cuando se las alimenta con materiales húmedos o con cierta plasticidad (pegajosos) pueden formarse atascos, especialmente si la alimentación tiene una elevada proporción de finos, por ello no son apropiadas para ese tipo de materiales. En nuestro caso no tendremos problema por ser la caliza un material de dureza media y no ser pegajoso.

### 1.1 Parámetros de Selección

Para la selección de la trituradora de mandíbula debemos considerar los siguientes parámetros:

- La capacidad debe ser mayor a 50 toneladas por hora debido a que es el primer equipo y en el transcurso de la operación de la planta móvil habrán pérdidas y debemos cumplir con la capacidad.
- La restricción del tamaño de entrada de la caliza a la trituradora de mandíbulas la pone el fabricante, normalmente es un porcentaje del tamaño de la boca de entrada, se mostrará en la selección.
- El tamaño de salida de la caliza debe ser el más pequeño posible que estos equipos puedan proporcionar, dato que previamente se revisó para poder afirmar que la reducción de tamaño al tamaño requerido necesita de dos etapas de reducción.

### 1.2 Selección

En la selección de la trituradora de mandíbula se utilizó un catálogo de la empresa ATHEGSUR PERU E.I.R.L. empresa comercializadora de productos de trituración, alimentación y cribado. Esta empresa importa trituradoras de mandíbulas de la serie PE y PEX de la marca SANME de procedencia china y que se utilizan bastante en el sector minero y de construcción del Perú.

Teniendo en cuenta los parámetros de selección se entra a la tabla 2.1 y se selecciona la trituradora de mandíbulas PE1624.

Tabla 2.1: Especificaciones Técnicas de las Trituradoras de Mandíbula

MODELO	APERTURA (mm)	TAMAÑO MAX. DE ENTRADA (mm)	TAMAÑO MAX. DE SALIDA (mm)	CAPACIDAD (Tn/Hr)	POTENCIA MOTOR (HP)	PESO (Tn)
PE0610	150x250	125	10 - 40	1 - 3	7	0,8
PE0812	200x300	180	15 - 50	2 - 6	10	1,2
PE0814	200x350	180	18 - 70	3 - 10	15	1,5
PE0816	200x400	180	20 - 60	3 - 10	15	1,8
PE1016	250x400	210	20 - 60	5 - 20	20	2,8
PE1020	250x500	210	20 - 80	12 - 60	25	3,4
PE1624	400x600	340	35 - 100	15 - 65	40	6,5
PE2030	500x750	425	50 - 100	40 - 110	70	12
PE2430	600x750	500	150 - 200	80 - 240	73	15
PE2436	600x900	500	65 - 160	50 - 180	70	17
PEX0630	150x750	120	18 - 50	8 - 25	20	3,4
PEX0839	200x1000	160	15 - 50	15 - 50	40	5,6
PEX1030	250x750	210	25 - 60	10 - 40	30	5,5

Como se observa en la tabla 2.1 el tamaño de entrada es de 340 milímetros, recomendación que se puede asegurar teniendo cuidado a la hora de la alimentación poniendo como restricción ese tamaño; además se utilizará una especie de malla en la apertura para evitar que entren trozos más grandes y se produzcan atascos en la trituradora de mandíbulas. El tamaño de salida es información importante para la selección de la zaranda vibratoria y de la trituradora secundaria.[5]



Figura 2.1: Trituradora de Mandíbula

### 1.3 Dimensiones de la Trituradora de Mandíbula

Las dimensiones de la trituradora de mandíbula también se encuentran en el catálogo que mencionamos anteriormente, esta información es importante para la ubicación del equipo en la planta móvil. Las dimensiones se muestran en la figura 2.2 y en la tabla 2.2.

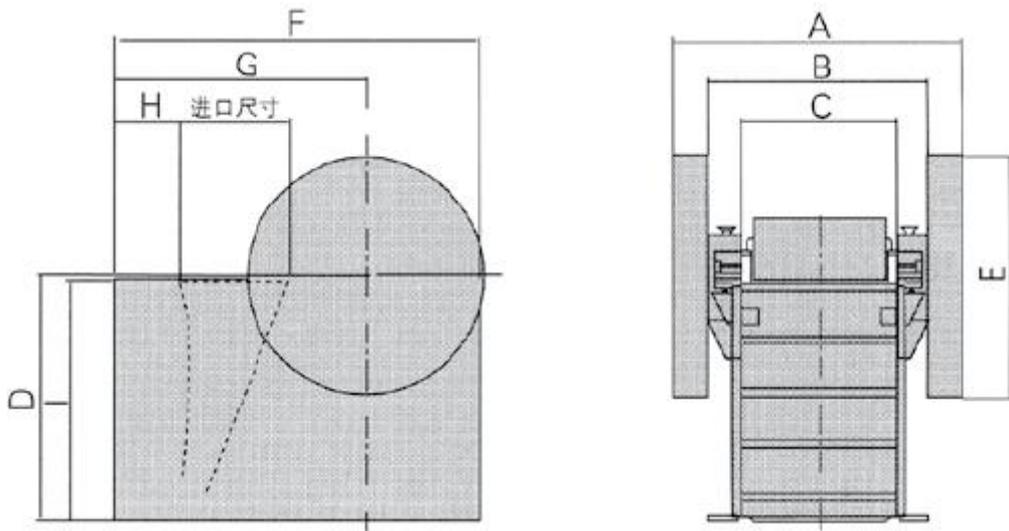


Figura 2.2: Dimensiones de la Trituradora de Mandíbula

Tabla 2.2: Especificaciones de Tamaño de las Trituradoras de Mandíbula

modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I
PE-400×600	1732	1110	636	1105	962	1565	955	255	990
PE-500×750	1916	1256	820	1270	1200	1890	1370	435	1185
PE-600×900	1840	1400	960	1540	1515	2305	1590	390	1505
PE-750×1060	2472	1820	1060	2010	1660	2450	1850	530	1980
PE-800×1060	2556	1780	1060	1970	1660	2610	2010	585	1840
PE-870×1060	2556	1780	1060	1970	1660	2660	2060	585	1840
PE-900×1200	3182	1976	1200	2125	1800	3335	2155	830	2530
PE-1000×1200	3182	1976	1200	2125	1800	3435	2255	830	2530
PE-1200×1500	3732	1780	1620	2700	2285	4200	2940	970	3480

Las dimensiones de la tabla 2.2 se encuentran en milímetros. Estas dimensiones servirán para poder hacer el esquema representativo de la trituradora para estimar el espacio total que ubicara en la estructura de la planta móvil. Además servirá para diseñar su estructura soporte.

#### 1.4 Accionamiento y Transmisión

La transmisión de las trituradoras de mandíbulas se hace mediante fajas trapezoidales de varias correas con accionamiento de un motor eléctrico. La potencia del motor eléctrico recomendado por el fabricante se muestra en la Tabla 2.1. La velocidad recomendada por el fabricante en la volante de la trituradora es de 275 rpm. La transmisión y el accionamiento se muestran en la figura 2.3.



Figura 2.3: Accionamiento y Transmisión de la Trituradora de Mandíbula

#### 1.5 Anclaje

El anclaje de la trituradora de mandíbulas se hace por medio de uniones atornilladas a una estructura como se puede observar en la figura 2.3, en este caso la trituradora posee 2 tornillos. Nuestra trituradora de mandíbula PE1624 presenta 3 agujeros a cada lado para los tornillos por lo que se necesitarán 6 tornillos en total para anclarla.



Figura 2.4: Anclaje de la Trituradora de Mandíbula

## 2 Trituradora Cónica

Las trituradoras de cónicas son muy utilizadas por su amplio rango de aplicación en industrias de metalurgia, construcción, transporte, hidroelectricidad, química y materiales de construcción. Es adecuada para triturar materiales duros y semiduros; poseen una reducción de tamaño más fina que las trituradoras de mandíbulas, lo cual las hace muy versátiles para cumplir el papel de trituradoras primarias, secundarias y hasta terciarias. El tamaño del grano de producto es relativamente uniforme, de forma cubica, en comparación con las trituradoras de mandíbula; casi nunca aparecen trozos planos y alargados.

### 2.1 Parámetros de Selección

Para la selección de la trituradora cónica debemos considerar los siguientes parámetros:

- La capacidad debe ser mayor a 50 toneladas por hora debido a que es el segundo equipo y en el transcurso de la operación de la planta móvil pueden haber pérdidas como por ejemplo en transporte.
- La restricción del tamaño de entrada de la caliza a la trituradora cónica la pone el fabricante y se mostrara en la selección. Este parámetro es importante debido a que de esto dependerá el uso o no de una zaranda de clasificación antes de la boca de entrada.
- El tamaño de salida de la caliza debe ser menor a 25 milímetros, granulometría que se explicó en el capítulo anterior como requerimiento del presente proyecto; para el posible uso de la planta móvil en la industria cementera.

### 2.2 Selección

En la selección de la trituradora de mandíbula se utilizó un catálogo de la empresa TELSMITH empresa fabricante de productos de trituración, alimentación, cribado y otros. Esta empresa fabrica trituradoras cónicas de la serie S y FC. Es de procedencia americana y sus productos se utilizan bastante en el sector minero y de construcción del Perú. Esta empresa comercializa dos tipos de trituradoras cónicas: trituradora de cono S similar al tipo symons estándar y trituradoras de cono FC similar al tipo symons de cabeza corta, cuya diferencia radica en que las de cabeza corta posee menores caudales y menores granulometrías. Es decir tienen una trituración más fina.

Teniendo en cuenta los parámetros de selección entramos a la tabla 2.3 y con ayuda de la figura 2.5 se selecciona la trituradora cónica 245 S (2 ft).

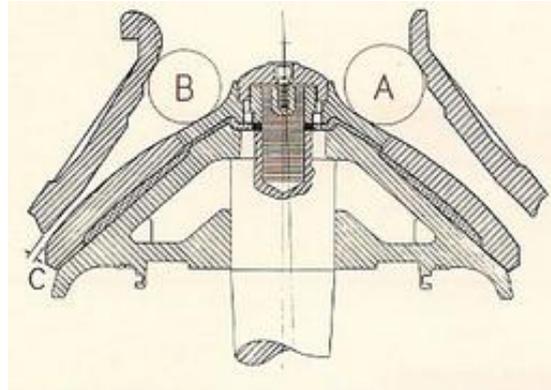


Figura 2.3: Diagrama de Alimentación y Descarga de las Trituradoras Cónicas Telsmith S

Tabla 2.3: Especificaciones Técnicas de las Trituradoras Cónicas Telsmith S

Size	Type of Bowl	Feed Opening		Recommended Minimum Discharge Opening "C" (†)	Capacities in Tons Per Hour at Indicated Discharge Opening "C." Tons of 2000 Lbs. Material Weighing 100 Lbs. Cu. Ft. (★)											
		"A" Open Side	"B" Closed Side		¼"	⅜"	½"	⅝"	¾"	⅞"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	
24 S (2 Ft.)	Coarse Medium	3½" 2½"	3" 1⅞"	⅜" ¼"	17	22	27	32	37	42	47	53		(†)		
245 S (2 Ft.)	Coarse	4⅝"	4⅞"	½"			27	32	37	42	47	53				
36 S (3 Ft.)	Ex. Coarse	7⅞"	6¼"	¾"												
	Coarse Medium	5¼" 4½"	4⅝" 3¾"	½" ⅜"	36	41	56	71	77	83	89	105	110			
367 S (3 Ft.)	Coarse	7¾"	6½"	¾"					71	77	83	89	105	110		

En la figura 2.3 se observa las principales aberturas que posee una trituradora cónica: las aberturas de alimentación, del lado abierto A y del lado cerrado B; y la abertura de descarga C. Las aberturas de alimentación (A y B) decidirán el tamaño de grano que es posible que esta trituradora reciba y por ende la utilización o no de una clasificación previa. Debido a que ya hemos seleccionado la trituradora previa que sería la trituradora de mandíbula cuyo tamaño máximo de salida es de 100 milímetros podemos entrar a la tabla 2.3 observando la parte de las aberturas de alimentación (Feed Opening). Observamos que hay una trituradora cónica que recibe tamaños más grandes que 100 milímetros, es decir que recibe el total de la descargar de la trituradora de mandíbulas en su lado cerrado, en este caso desde la trituradora 245 S

(2 Ft) hacia adelante. Luego procedemos a evaluar si el tamaño de descarga y el caudal coinciden con lo requerido; en la parte derecha de la tabla 2.3 se encuentran las relaciones entre caudal con su respectivo tamaño máximo de descarga en la vertical. Debido a que necesitamos un caudal mayor a 50 toneladas por hora buscamos en la trituradora que nos cumple con la alimentación mencionada anteriormente y observamos que existe una de 53 toneladas por hora. Luego verificamos si el tamaño de salida es el adecuado y observamos que el tamaño de salida es mayor a 25 milímetros, es decir no cumple. Entonces procedemos a buscar una trituradora que nos cumple los 2 parámetros simultáneamente, el caudal y el tamaño de salida. Seleccionamos la trituradora cónica marca TELSMITH 36 S (3 Ft) la cual posee los parámetros mostrados en la tabla 2.4 en unidades del SI.

Tabla 2.3: Especificaciones Técnicas TELSMITH 36 S (3 Ft) en unidades del SI.

Parámetro	Valor
Capacidad	63.9 Toneladas por hora
Abertura de alimentación lado abierto	133.35 Milímetros
Abertura de alimentación lado cerrado	117.5 Milímetros
Abertura de descarga mínima	12.7 Milímetros
Abertura de descarga indicada	19.05 Milímetros



Figura 2.4: Trituradora Cónica

### 2.3 Dimensiones de la Trituradora Cónica

Las dimensiones de la trituradora cónica TELSMITH 36 S (3 Ft) también se encuentran en el catálogo que mencionamos anteriormente, esta información es importante para la ubicación del equipo en la planta móvil. Las dimensiones se muestran en la figura 2.5 y en la tabla 2.4.

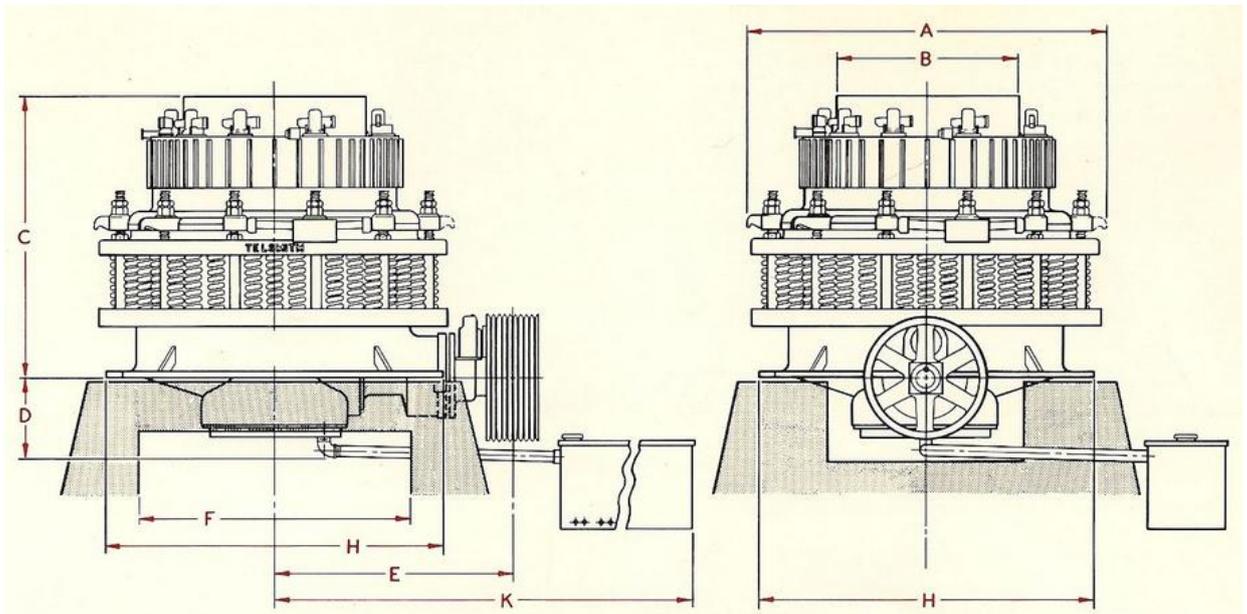


Figura 2.5: Dimensiones de la Trituradoras Cónicas

Tabla 2.4: Especificaciones de Tamaño de las Trituradoras Cónicas

Size	A	B	C	D	E	F	H	K
24 S	4'-2½"	2'- 2¾"	4'- 1½"	11"	3'-6"	2'-11"	3'-11"	6'-5"
36 S	6'-9½"	2'-11½"	5'- 8"	1'- 3⅞"	4'-4¾"	4'- 0"	5'- 2½"	10'-4"
367 S	6'-9½"	2'-11½"	5'- 8"	1'- 3⅞"	4'-4¾"	4'- 0"	5'- 2½"	10'-4"
48 S	8'-0½"	3'-10"	6'- 7¼"	1'- 6¾"	5'-3¼"	5'- 2"	6'- 9"	13'-3"
489 S	8'-0½"	3'-10"	6'- 7¼"	1'- 6¾"	5'-3¼"	5'- 2"	6'- 9"	13'-3"
66 S	10'-2"	4'-11⅜"	7'-10½"	1'-10½"	6'-3¾"	7'- 1¼"	9'- 1¼"	14'-5"
6614 S	10'-2"	4'-11⅜"	7'-10½"	1'-10½"	6'-3¾"	7'- 1¼"	9'- 1¼"	14'-5"

### 2.4 Accionamiento y Transmisión

La transmisión de las trituradoras cónicas se hace mediante fajas trapezoidales de varias correas con accionamiento de un motor eléctrico. La potencia del motor eléctrico recomendado por el fabricante se muestra en la tabla 2.5 y es de 60 a 75 HP.

La velocidad recomendada por el fabricante en la volante de la trituradora es de 775 rpm.

Tabla 2.5: Especificaciones Adicionales de las Trituradoras Cónicas

Size	H.P. Required (★)	Crusher Pulley R.P.M.	Pulley Size Dia. x Face Inches	Shipping Weight Lbs.	Weight Boxed for Export	Cu. Contents Export Boxed Cu. Ft.
24 S	25-30	725	24 x 10	9800	10000	160
245 S	25-30	725	24 x 10	10000	10200	160
36 S	60-75	600	28 x 12	24250	25000	340
367 S	60-75	600	28 x 12	25000	25750	340
48 S	125-150	525	34 x 14	43500	44600	650
489 S	125-150	525	34 x 15	44000	45100	650
66 S	200-250	500	40 x 15	91000	92600	1330
6614 S	200-300	500	40 x 15	93000	94600	1330

## 2.5 Anclaje

El anclaje de la trituradora cónica se hace por medio de uniones atornilladas a una estructura. Como se observa en la figura 2.6 la parte inferior de la trituradora tiene un especie de base cuadrada que en cada vértice posee un tornillo de anclaje, es decir en total las trituradoras cónicas poseen 4 tornillos de anclaje hacia la estructura que los soporta. [6]



Figura 2.6: Anclaje de la Trituradora de Mandíbula

### 3 Alimentador Vibratorio

El alimentador vibratorio es un equipo que se utiliza para transferir materiales, los cuales pueden ser de gran tamaño o granulares, desde una tolva de alimentación hacia algún equipo receptor de manera uniforme, regular y continua. No solo es adecuada para enviar materiales de forma continua y uniformemente, también tiene la función de cribar los finos para aumentar la capacidad de trituración. Se utilizan ampliamente en la industria minera, metalúrgica, química, materiales de construcción y en las plantas de trituración y cribado.

#### 3.1 Parámetros de Selección

Para la selección del alimentador vibratorio debemos considerar los siguientes parámetros:

- La capacidad debe ser mayor a 50 toneladas por hora debido a que es el equipo que alimenta la trituradora de mandíbulas, es decir uno de los primeros y en el transcurso de la operación de la planta móvil habrán pérdidas y es necesario cumplir con la capacidad.
- La restricción del tamaño de entrada de la caliza al alimentador vibratorio hasta ahora es 340 milímetros, restricción de tamaño de alimentación que exige la trituradora de mandíbulas. Pero el alimentador vibratorio tiene su propia restricción de tamaño, en caso de ser menor a 340 milímetros ésta será la nueva restricción total de entrada para la planta móvil; en caso de ser mayor a 340 milímetros, la restricción total de la planta móvil se mantiene.

#### 3.2 Selección

En la selección del alimentador vibratorio se utilizó un catálogo de la empresa ATHEGSUR PERU E.I.R.L. empresa comercializadora de productos de trituración, alimentación y cribado. Esta empresa importa alimentadores vibratorios de la serie GZD y ZSW de la marca SANME de procedencia china y que se utilizan bastante en las plantas de trituración y cribado del Perú.

Teniendo en cuenta los parámetros de selección se entra a la tabla 2.6 y se selecciona el alimentador vibratorio GZD-180x80.

Tabla 2.6: Especificaciones Técnicas de los Alimentadores Vibratorios

Model	Max input size(mm)	capacity (t/h)	motor power (kw)	Installation Slope	weight (kg)	Size of Funnel (mm)
GZD-180×80	300	30-80	2×1.5	0-10	0.8	1800×800
GZD-300×90	500	40-100	2×2.2	0-10	1.5	3000×900
ZSW-380×96	500	90-100	11	0°	3.98	3800×960
ZSW-490×96	500	120-240	15	0°	5.5	4900×960
ZSW-490×110	580	120-280	15	0°	5.72	4900×1100
ZSW-590×110	600	280-500	22	0°	6.13	5900×1100
ZSW-600×130	750	400-560	22	0°	7.8	6000×1300

Como se observa en la tabla 2.6 el tamaño máximo de entrada al alimentador vibratorio es de 300 milímetros, esto quiere decir que el requerimiento de tamaño total de entrada a la planta móvil se ha visto reducido a 300 milímetros como máximo. La tabla 2.6 también nos recomienda que para asegurar un buen funcionamiento del alimentador vibratorio debemos inclinarlo de 0 a 10 grados. También se observa que el rango de la capacidad en toneladas por hora está dentro del rango deseado para la planta móvil. El alimentador vibratorio se muestra en la figura 2.7.



Figura 2.7: Alimentador Vibratorio

### 3.3 Dimensiones del Alimentador Vibratorio

Las dimensiones del alimentador vibratorio GZD-180x80 también se encuentran en el catálogo que mencionamos anteriormente, esta información es importante para la

ubicación del equipo en la planta móvil. Las dimensiones se muestran en la figura 2.8 y en la tabla 2.7.

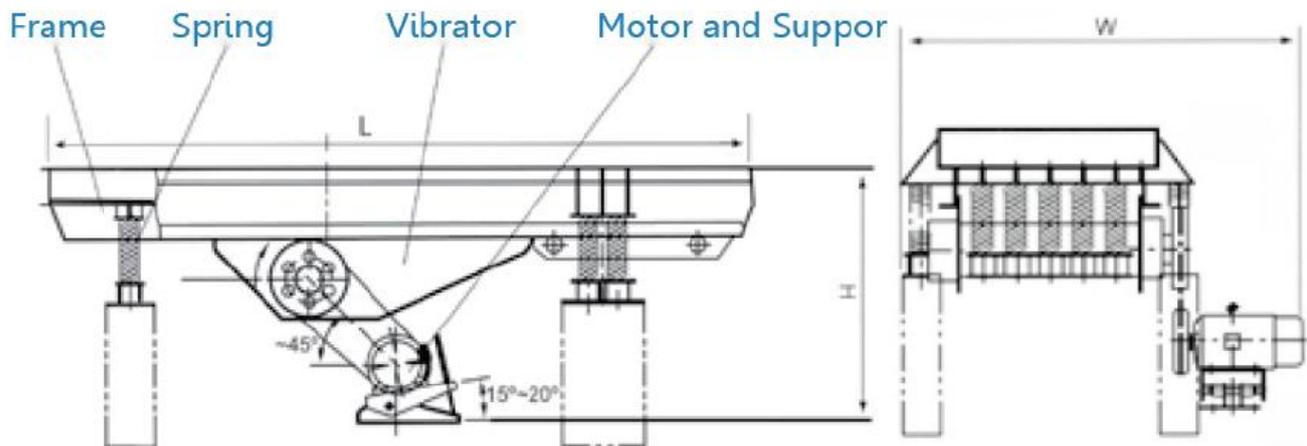


Figura 2.8: Dimensiones de los Alimentadores Vibratorios

Tabla 2.7: Especificaciones de Tamaño los Alimentadores Vibratorios

Model	Max Feeding Size (mm)	Capacity (t/h)	Motor Power Pole	Power (kw)	Installation Angle	Dimensions (L×W×H) (mm)	Weight (t)	Size of Funnel (mm)
GZD-180×80	300	30-80	4	1.5	0-10	1907×964×890	0.8	1800×800
GZD-300×90	400	40-100	4	2×2.2	0-10	3400×1020×900	1.5	3000×900
ZSW-380×96	500	120-210	6	11	0	3880×1724×1070	4.2	3800×960
ZSW-420×110	650	180-400	6	15	0	4200×1804×1180	4.8	4200×1100
ZSW-490×110	650	250-480	6	15	0	4976×1864×1208	5.3	4900×1100
ZSW-490×130	800	300-550	6	22	0	4976×2064×1208	6.7	4900×1300
ZSW-600×130	800	400-800	6	30	0	6100×2004×1250	7.8	6000×1300

### 3.4 Accionamiento y Transmisión

La transmisión de los alimentadores vibratorios se hace mediante fajas trapecoidales de varias correas con accionamiento de un motor eléctrico. La potencia del motor eléctrico recomendado se muestra en la tabla 2.7 y es de 1.5 Kilowatts y de 4 polos. En la figura 2.9 se muestra un alimentador vibratorio accionado por un motor eléctrico mediante faja trapecoidal. La velocidad recomendada por el fabricante en la volante del alimentadora vibratorio es de 500 rpm.



Figura 2.9: Transmisión del Alimentador Vibratorio

### 3.5 Anclaje

El anclaje de los alimentadores vibratorios se realiza apoyando todas las partes de este que presente resortes para que la vibración se pueda hacer libremente como se muestra en la figura 2.10. [7]



Figura 2.10: Anclaje del Alimentador Vibratorio

## 4 Selección Faja Transportadora

Para la selección de la faja transportadora se consideran los siguientes parámetros como punto de partida para la selección:

- Transportar 50 Tn/h de piedra caliza.
- Material sin clasificar, el cual debe descargarse a una distancia de 7.5 metros del punto de carga a una altura de 3 metros.

Con la información anterior se procede a seguir el proceso de selección aprendido en las clases.

#### 4.1 Sistematización de Datos e Inclinación Permisible

Las características del material se pueden observar en la tabla 1 del anexo 01:

- Peso específico promedio  $\gamma = 88 \text{ lbs/pie}^3$
- Angulo de sobrecarga  $\alpha_{\text{sobrecarga}} = 25^\circ$
- Inclinación recomendada  $\alpha_{\text{inclinación recomendada}} = 22^\circ$

Otras características del material se pueden observar en la tabla 2 del anexo 01:

- Peso específico  $\gamma = 85-90 \text{ lbs/pie}^3$
- Clase D27
- D: grumoso, contiene fragmentos sobre 1/2 pulgada
- 2: Flujo libre,  $\alpha_{\text{reposo}} = 30 - 45^\circ$
- 7: Medianamente abrasivo

Con los datos de la inclinación recomendada y los parámetros de selección se procede a dimensionar la faja transportadora como se muestra en la figura 2.11. [8]

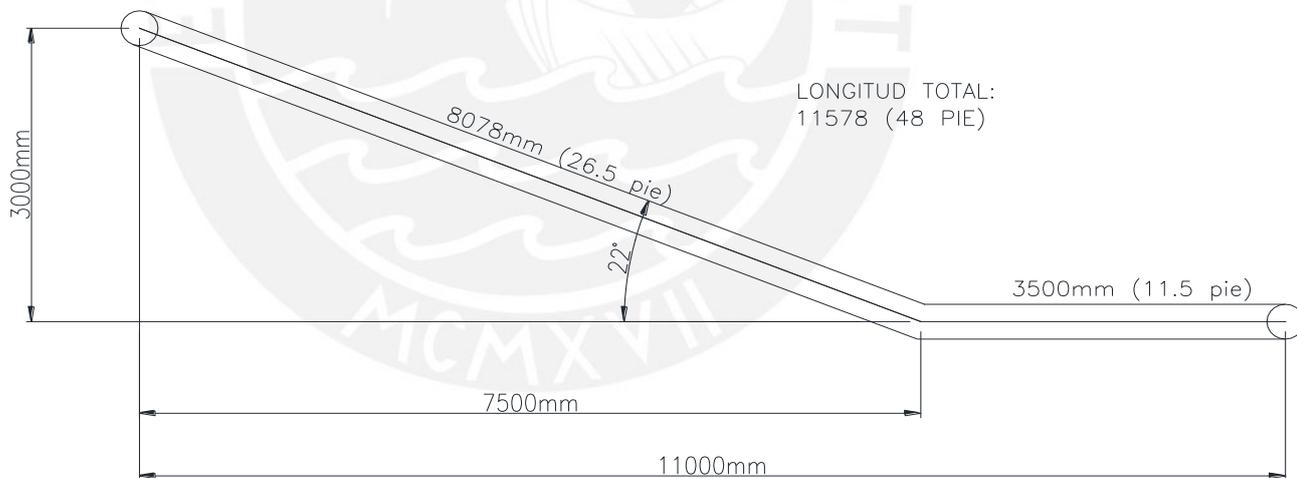


Figura 2.11: Dimensiones faja transportadora

#### 4.2 Ancho de Faja

El ancho de faja depende de los siguientes parámetros: la velocidad de faja, capacidad de la faja, clase de carga y peso específico del material. Para la selección del ancho de faja utilizaremos las recomendaciones del catálogo 1050 de LINK-BELT. [8]

Según la Tabla 2 del anexo 01 se obtiene la máxima velocidad recomendada para la caliza (sin clasificar y medianamente abrasiva) se tiene los anchos de faja “B” comerciales:

$$B=14'' \rightarrow V_{\max} = 300 \text{ pie/min}$$

$$B=16'' \rightarrow V_{\max} = 300 \text{ pie/min}$$

$$B=18'' \rightarrow V_{\max} = 400 \text{ pie/min}$$

Según la Tabla 3 del anexo 01 para determinar la clase de carga se asume que se utilizara necesariamente una faja plana con un ángulo de sobrecarga de 20°. Por lo tanto la clase de carga seria “B”. [8]

Según la Tabla 4 del anexo 01 la capacidad de la faja depende del peso específico del material Y, del ancho de faja B y de la velocidad de la faja V. Como el peso específico del material es Y=88 lbs/pie<sup>3</sup> en la tabla se asume el más cercano, el cual es 100 lbs/pie<sup>3</sup> y con una clase de carga B para una faja de ancho B estándar se tiene:

$$B=14'' \rightarrow \text{Capacidad} = 64 \text{ Tn/h} \rightarrow V = 200 \text{ pie/min} \rightarrow \text{Asección} = 0.11 \text{ pie}^2$$

$$B=16'' \rightarrow \text{Capacidad} = 84 \text{ Tn/h} \rightarrow V = 200 \text{ pie/min} \rightarrow \text{Asección} = 0.14 \text{ pie}^2$$

$$B=18'' \rightarrow \text{Capacidad} = 54 \text{ Tn/h} \rightarrow V = 100 \text{ pie/min} \rightarrow \text{Asección} = 0.18 \text{ pie}^2$$

Ejemplo de cálculo del Área de la sección transversal para B = 14”:

$$\frac{64 \text{ Tn}}{h} \times \frac{\text{pie}^3}{100 \text{ lb}} \times \frac{\text{min}}{200 \text{ pie}} \times \frac{h}{60 \text{ min}} \times \frac{2000 \text{ h}}{\text{Tn}} = 0.11 \text{ pie}^2$$

Evaluando las velocidades se observa que ningún ancho se descarta por velocidad en comparación con las velocidades máximas. Ahora se procede a calcular la velocidad con la capacidad requerida y el peso específico real y el área de la sección:

Para B = 14”

$$V = \frac{Q}{\text{Asección}} = \frac{50 \times 2000}{60 \times 85 \times 0.11} = 178.3 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

$$V = 178.3 \frac{\text{pie}}{\text{min}} < 300 \frac{\text{pie}}{\text{min}} \text{ OK}$$

Para B = 16"

$$V = \frac{Q}{Aseccion} = \frac{50 \times 2000}{60 \times 85 \times 0.14} = 140.06 \frac{pie}{min}$$

$$V = 140.06 \frac{pie}{min} < 300 \frac{pie}{min} OK$$

Para B = 18"

$$V = \frac{Q}{Aseccion} = \frac{50 \times 2000}{60 \times 85 \times 0.18} = 108.9 \frac{pie}{min}$$

$$V = 108.9 \frac{pie}{min} < 400 \frac{pie}{min} OK$$

Se observa que para los tres anchos estándar cumplen con los requerimientos de velocidad, por ello se procede a elegir el mayor por un tema de configuración de la faja en la planta móvil y de posibles aumentos de producción. Se procede a calcular el peso de la faja por unidad de longitud:

$$\omega_c = \frac{Q}{V} = \frac{50 \times 2000}{60 \times 108.9} = 15.3 \frac{lb}{pie}$$

Tabla 2.8: Cuadro resumen de selección de faja.

Parámetro	Símbolo	Valor
Ancho de Faja	B	18"
Velocidad	V	108.9 pie/min
Capacidad	C	50 Tn/h
Peso Especifico	Y	85 lb/pie <sup>3</sup>
Otros	Faja plana	20° sobrecarga

#### 4.3 Selección de Rodillos / Espaciamientos

La tabla 6 del anexo 01 nos proporciona los valores máximos de terrones recomendados que podría soportar nuestra faja transportadora. Para un material de Clase B, sin clasificar, B = 18", entonces el máximo tamaño que podría soportar sería de 4". Lo que es suficiente debido a que la salida de nuestra trituradora cónica nos da material menor a 1 pulgada. [8]

La tabla 7 del anexo 01 nos proporciona los valores máximos de terrones recomendados que podría soportar nuestra faja transportadora según la serie de la

faja. Para una faja plana de 20° de sobrecarga,  $Y = 100 \text{ lb/pie}^3$ ,  $B = 18''$  se escoge la serie 5000 debido a que la faja no trabaja en condiciones muy desfavorables y son más económicas. Esta serie nos da un tamaño máximo de terrón recomendado de 4'. Lo que es suficiente debido a que la salida de nuestra trituradora cónica nos da material menor a 1 pulgada.

La tabla 8 del anexo 01 nos proporciona la distancia recomendada entre rodillos tensores. Para una faja plana con 20° de sobrecarga,  $B = 18''$ ,  $Y = 100 \text{ lb/pie}^3$ , serie 5000, se tiene un espaciamiento entre rodillos tensores de 4 1/2 pies o 1.371 metros.

La tabla 9 del anexo 01 nos muestra distintos tipos de polines tanto de carga como de retorno para la serie 5000. También se observa que el diámetro de los polines para la serie 5000 de polines de carga y de retorno es de 4 pulgadas. La distancia recomendada para los polines de retorno de serie 5000 es de 10' o 3.048 metros. [8]

La tabla 10 del anexo 01 nos proporciona el peso de los polines estándar para las distintas series. Para una serie 5000 y un ancho de 18 pulgadas se tiene:

Serie 5000 (carga)  $\rightarrow B = 18'' \rightarrow 16 \text{ libras}$

Serie 5000 (retorno)  $\rightarrow B = 18'' \rightarrow 14 \text{ libras}$

Antes de esquematizar la solución y encontrar las cargas específicas de los polines de carga y de retorno se procede a definir la distancia máxima entre rodillos o polines y poleas terminales según la siguiente recomendación:

Tabla 2.9: Distancia mínima entre poleas terminales y polines.

$\alpha$ rodillo	Distancia mínima entre polea y polín
Faja plana 0°	26"
Abarquillado 20°	1.0 x B" Faja
Abarquillado 35°	1.5 x B" Faja
Abarquillado 45°	2.0 x B" Faja

Para nuestra faja plana tenemos:

$$\text{Distancia mínima} = 26''$$

Esquemmatizando se tiene:

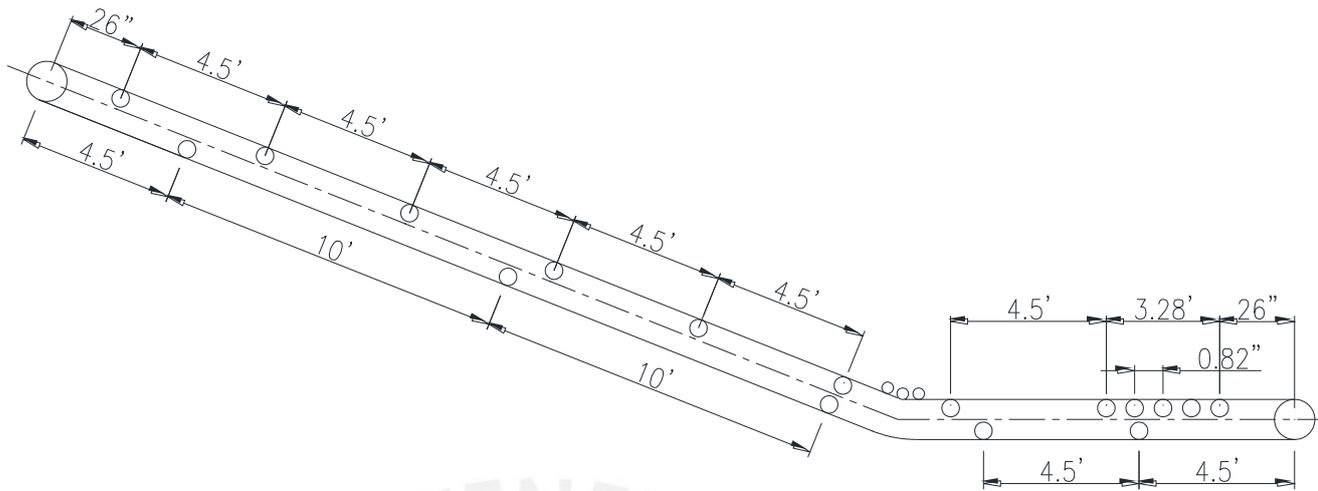


Figura 2.12: Esquematización de la ubicación de los polines en la faja transportadora.

Contando el número total de polines:

Tabla 2.10: Numero de polines totales.

Numero de Polines	
5 polines de carga de impacto	5 polines de retorno
7 polines de carga	
12 polines planos serie 5000	5 polines de retorno de la serie 5000
Peso 16 libras	Peso 13 libras

Calculamos los pesos específicos de los polines:

$$\text{Para polin de carga} \rightarrow \omega_r = \frac{16}{4.5} = 3.6 \text{ lb/pie}$$

$$\text{Para polin de retorno} \rightarrow \omega_{rr} = \frac{13}{10} = 1.3 \text{ lb/pie}$$

#### 4.4 Selección de la Faja

La forma de selección consiste en asumir un tipo de faja y luego verificarlo mediante las tensiones permisibles. De la información que la faja plana y carga sobre dos tercios de su capacidad se infiere que los rodillos son de tipo B. De la tabla 2 del anexo 01 se obtiene el número mínimo de pliegues, para lo cual se asume un grupo de fabricación con un número siendo el uno el más barato y débil, y el número siete el más caro y resistente. Para  $Y = 75 - 100 \text{ lb/pie}^3$ ,  $B = 18''$ , rodillos de tipo B, se tiene grupos de fabricación del 1 al 3 (1-2-3). Escogemos el grupo de fabricación 1 que corresponde a

un 28 HDNF que según la tabla 1 del anexo 01 sus tensiones permisibles dependen si las uniones son atornilladas o vulcanizadas. Donde se tiene:

27 lbs/pulg.ancho/#pliegues → atornilladas

35 lbs/pulg.ancho/#pliegues → vulcanizadas

Además de la tabla 2 del anexo 01 para  $Y = 75 - 100 \text{ lb/pie}^3$ ,  $B = 18''$ , rodillos de tipo B se tiene el que número mínimo de pliegues es 3. De la tabla 3 del anexo 01 para una faja plana,  $B = 18''$ , grupo de fabricación 1, se tiene que el número máximo de pliegues es 4. [9]

La tabla 5 del anexo 01 nos proporciona el tamaño de los tambores. Se tiene para 4 pliegues y una tensión máxima de hasta 40%, un diámetro de tambor ( $\emptyset t$ ) de 14 pulgadas. También se tiene para 3 pliegues y una tensión máxima de hasta 40%, un diámetro de tambor ( $\emptyset t$ ) de 10 pulgadas. Por lo tanto se asumen 4 pliegues y un diámetro de tambor  $\emptyset t = 14''$ . [9]

La tabla 7 del anexo 01 nos proporciona el peso aproximado y los espesores de las fajas según el grupo de fabricación y el material que puede ser neopreno o caucho. Para un grupo de fabricación 1 o 28 HDNF y un material neofreno se tiene un peso aproximado de 0.0204 lb/pliegue/Pulg.Ancho/pie.Long. Entonces se tiene un peso específico de:

$$\omega_{tejido} = 0.0204 \frac{\text{lb}}{\text{pliegue} \times \text{ancho.pulg} \times \text{long.pie}} \times 4 \text{ pliegues} \times 18 \text{ ancho.pulg}$$

$$\omega_{tejido} = 1.47 \frac{\text{lb}}{\text{pie}}$$

La tabla 4 del anexo 01 nos proporciona el espesor de cubierta. Asumiendo espesores iguales se evalúa el tiempo de ciclo según L que es la distancia entre centros de tambores en pies y S que es la velocidad de la faja en pies por minuto:

$$\text{tiempo de ciclo} = \frac{2 \times L}{S} = \frac{2 \times 26.5}{108.9} = 0.487$$

La calidad de cubierta se asume estilo S, abrasivo debido a que la caliza es medianamente abrasiva, de tiempo de ciclo hasta 0.5 y de tamaño hasta 1". Entonces de la tabla 4 del anexo 01 se obtiene un espesor de cubierta entre 3/32 y 7/32. Se

asume que el espesor es 5/32. Luego calculamos el peso específico de cubierta sabiendo que el peso aproximado de cubierta de estilo S es de 0.0160 lb//Pulg.Ancho/pie.Long/1/32. [9]

$$\omega_{cubierta} = 0.0160 \frac{lb \times 32}{ancho.pulg \times long.pie} \times \frac{5}{32} \times 18 ancho.pulg$$

$$\omega_{cubierta} = 1.44 \frac{lb}{pie}$$

Finalmente el peso específico de la faja es:

$$\omega_{faja} = \omega_{cubierta} + \omega_{tejido}$$

$$\omega_{faja} = 1.44 + 1.47$$

$$\omega_{faja} = 2.91 \frac{lb}{pie}$$

#### 4.5 Análisis de Tensiones

En esta sección se hará el análisis de las tensiones principalmente la tensión de avance, tensión de retorno, tensión de catenaria de avance y de retorno. Para el caso de los apoyos de la faja se asumen apoyos convencionales, es decir rodamientos rígidos de bolas y la información recopilada hasta ahora y que será usada en el cálculo de las tensiones se muestra en la tabla 2.11:

Tabla 2.11: Tabla resumen de valores que serán utilizados en el análisis de tensiones.

Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Coeficiente global de fricción	$\mu$	0.03	
Distancia a transportar	L	26.5	Pies
Angulo de inclinación	$\alpha$	22	°
Peso específico de la faja	$\omega_f$	2.91	Libra/pie
Peso específico de la carga	$\omega_c$	15.3	Libra/pie
Peso específico del rodillo de carga	$\omega_r$	3.6	Libra/pie
Peso específico del rodillo de retorno	$\omega_{r_r}$	1.3	Libra/pie
Coeficiente de sobrecarga (grafico4)	C	5	
Distancia entre rodillos de avance	e	4.5	Pies
Distancia entre rodillos de avance	$e_R$	10	pies

Con los datos de la tabla 2.11 hallamos las tensiones anteriormente mencionadas:

**a) Tensión de avance**

$$T_a = (\mu \times \cos\alpha \pm \operatorname{sen}\alpha) \times (\omega_f + \omega_c + \omega_r) \times C \times L$$

Dónde el signo más corresponde a una carga ascendente, mientras que el signo menos corresponde a una carga descendente.

$$T_a = (0.03 \times \cos 22 + \operatorname{sen} 22) \times (2.91 + 15.3 + 3.6) \times 5 \times 26.5$$

$$T_a = 1162.9 \text{ lb}$$

**b) Tensión de retorno**

$$T_R = (\mu \times \cos\alpha \pm \operatorname{sen}\alpha) \times (\omega_f + \omega_{r'}) \times C \times L$$

Dónde el signo menos corresponde a una carga ascendente, mientras que el signo más corresponde a una carga descendente.

$$T_R = (0.03 \times \cos 22 - \operatorname{sen} 22) \times (2.91 + 1.3) \times 5 \times 26.5$$

$$T_R = -193.5 \text{ lb}$$

Analizando este resultado debido a que es negativo no se considerara en el cálculo, se considerará como 0 la tensión de retorno. Luego se calculan las tensiones de catenaria que son las tensiones que se produce entre rodillos e fruto del peso propio de la faja. La tensión de catenaria es igual en toda la faja, por ello de los análisis de avance y retorno se considerará el mayor.

**c) Tensión de catenaria de avance**

$$T_C = 6.25 \times (\omega_f + \omega_c) \times e$$

$$T_C = 6.25 \times (2.91 + 15.3) \times 4.5$$

$$T_C = 484.1 \text{ lb}$$

**d) Tensión de catenaria de retorno**

$$T_{CR} = 6.25 \times \omega_f \times e_R$$

$$T_{CR} = 6.25 \times 2.91 \times 10$$

$$T_{CR} = 181.9 \text{ lb}$$

Observando los resultados, como se mencionó anteriormente tomamos en cuenta el resultado mayor, es decir la tensión de catenaria de avance. Con los valores de las tensiones anteriormente calculadas, tensión de avance, de retorno, de catenaria de avance y de retorno, se procede a calcular las tensiones mayor y menor de la faja.  $T_1$  y  $T_2$ . Como se muestran en la figura XX. [10]

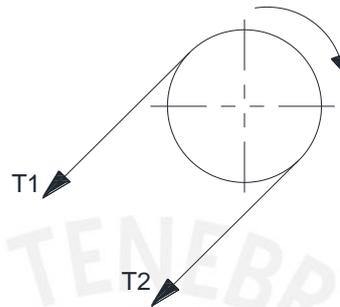


Figura 2.13: Tensión mayor y menor de la faja.

**e) Tensión mayor**

$$T_1 = T_a + T_R + T_C$$

$$T_1 = 1162.9 + 0 + 484.1$$

$$T_1 = 1647 \text{ lb}$$

**f) Tensión menor**

$$T_2 = T_C$$

$$T_2 = 484.1 \text{ lb}$$

**4.6 Verificaciones**

**a) Resistencia**

$$T_1 \leq T_{adm \text{ faja}}$$

La tensión mayor debe ser menor o igual a la tensión admisible de la faja, en caso contrario la faja fallaría. La tensión admisible de la faja que se calcula de la siguiente manera:

$$T_{adm \text{ faja}} = Y_{vulcanizado} \times B \times \# \text{pliegues}$$

$$T_{adm\ faja} = 35 \frac{lb}{pulg.\ ancho \times \#pliegues} \times 18\ pulg.\ ancho \times 4$$

$$T_{adm\ faja} = 2520\ lb$$

Se debe cumplir:

$$T_1 \leq T_{adm\ faja}$$

$$1647 \leq 2520\ lb\ OK$$

Se cumple la condición, por lo tanto la faja no falla.

### b) Resbalamiento

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\varphi \times \theta}$$

Donde  $\varphi$  es igual a 0.25 para polea sin revestimiento y 0.35 para poleas con revestimiento y  $\theta$  es igual a pi. Entonces se tiene para una polea con revestimiento la expresión de resbalamiento:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\varphi \times \theta}$$

$$\frac{1647}{484.1} \leq e^{0.35 \times \pi}$$

$$3.4 \leq 3\ NO$$

Se observa que la expresión anterior no se cumple, lo que significa que la faja resbala. Entonces el sistema de templado debe proporcionar una tensión adicional  $T_0$  para que el sistema funcione. Se tiene entonces que cumplir la siguiente expresión:

$$\frac{T_1 + T_0}{T_2 + T_0} \leq e^{\varphi \times \theta}$$

$$\frac{1647 + T_0}{484.1 + T_0} \leq 3$$

$$T_0 \geq 97.35\ lb$$

Por lo tanto se asume que  $T_0$  es igual a 97.35 libras. Luego se procede a verificar la nueva tensión con la tensión admisible de la faja.

$$T_1 + T_0 \leq T_{adm \text{ faja}}$$

$$1647 + 97.35 \leq 2240$$

$$1744.35 \leq 2240 \text{ OK}$$

Se observa que la expresión anterior cumple con el nuevo requerimiento. [10]

#### 4.7 Cálculo de la Potencia

Para el cálculo de la potencia se utilizan los siguientes parámetros que se deben convertir en unidades del SI: [10]

Tabla 2.12: Tabla de conversión de valores utilizados para calcular la potencia.

Nombre	Símbolo	Valor	Unidad	Valor	Unidad SI
Velocidad	V	108.9	Pie/min	0.553	m/s
Tensión mayor	$T_1$	1647	Libras	747.07	Kgf
Tensión menor	$T_2$	484.1	Libras	219.58	Kgf

La potencia en HP se calcula con la siguiente expresión:

$$P = \frac{(T_1 - T_2) \times V}{76}$$

$$P = \frac{(747.07 - 219.58) \times 0.712}{76}$$

$$P = 4.94 \text{ HP}$$

$$P = 3.68 \text{ KW}$$

Luego verificamos la potencia con el arranque del equipo. En el arranque debe cumplirse:

$$T_{1A} - T_{2B} = P_A$$

$$\frac{T_{1A}}{T_{2A}} \leq e^{\varphi \times \theta}$$

Donde  $T_{1A}$  y  $T_{2A}$  son las tensiones mayor y menor en el arranque. Para calcularlas se utilizan las siguientes expresiones:  $T_1 - T_2 = P$  y  $P_A = P \times X$ , X depende del tipo de motor. En este caso el motor utiliza anillos colectores con regulador de arranque por lo que  $X = 1.25$ . Además se debe verificar que:

$$T_{1A} \leq T_{adm\ faja}$$

Entonces:

$$P = T_1 - T_2$$

$$P = 1647 - 484.1$$

$$P = 1162.9\ lb$$

Y.

$$P_A = P \times X$$

$$P_A = 1162.9 \times 1.25$$

$$P_A = 1453.63\ lb$$

Entonces tenemos 2 ecuaciones con 2 incógnitas:

$$T_{1A} - T_{2B} = 1453.63$$

$$\frac{T_{1A}}{T_{2A}} \leq 3$$

Resolviendo:

$$T_{1A} = 2180.4\ lb$$

$$T_{2B} = 726.8\ lb$$

Verificando la faja:

$$T_{1A} \leq T_{adm\ faja}$$

$$2180.4 \leq 2240\ OK$$

Hallamos la potencia de arranque:

$$P = \frac{(T_{1A} - T_{2A}) \times V}{76}$$

$$P = \frac{(2180.4 - 726.8) \times 0.712}{76 \times 2}$$

$$P = 6.8 \text{ HP}$$

$$P = 5.08 \text{ KW}$$

#### 4.8 Estructura de la Faja Transportadora

Existen dos tipos de estructuras metálicas ya definidas en su forma para el soporte de fajas transportadoras, una es el de celosía de perfiles angulares (tipo galería) y la otra como largueros de canal perfilado tipo vigueta. Para nuestro caso decidimos utilizar el de tipo viguetas y utilizar los canales ya calculados en secciones anteriores por un tema de ahorro y de estandarización de perfiles utilizados en la estructura de la planta móvil. Los soportes que tendrá la estructura de la faja transportadora será cada metro y medio aproximadamente y también se utilizara el canal seleccionado anteriormente. Las viguetas de la estructura de la faja transportadora se muestran en la figura 2.14.

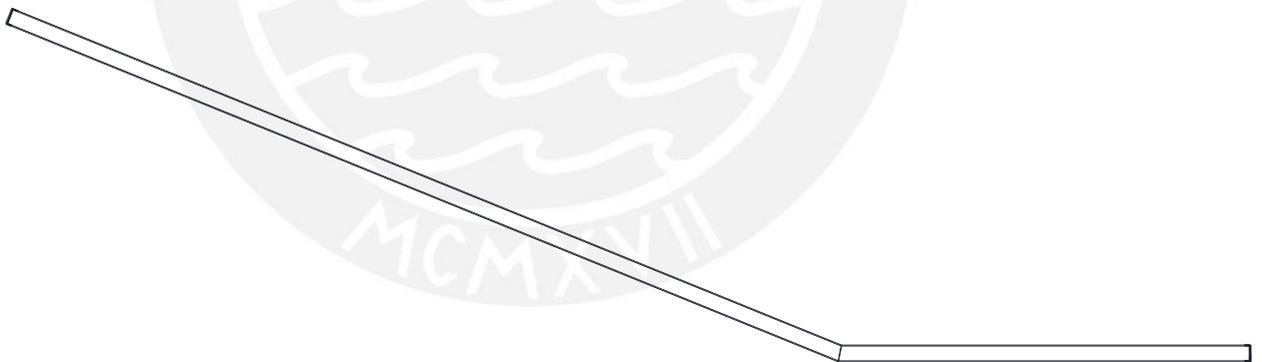


Figura 2.14: Vigueta de la Faja transportadora.

El total del largo de la faja transportadora no podría estar sobre la estructura portante de la planta móvil debido a que junto con el resto de máquinas rebasaría el límite permitido para el largo de semirremolques y de la planta móvil, el cual es de 14.68 metros. Por ello se decide hacer la estructura de vigueta de la faja transportadora plegable, es decir que cuando no esté en operación y la planta móvil este unida a la unidad tractora para ser remolcado, la estructura de vigueta pueda doblarse hacia el interior de la faja y así ocupar un menor espacio. Luego cuando la planta móvil se

encuentre en operación la estructura de vigueta de la faja transportadora volverá a su posición original. Para ello se utilizara una articulación y unos cables de acero amarrados a argollas, esta articulación se fijara con pernos cuando la planta móvil este en operación y se dejara libre con los cables de acero cuando la faja este plegada. La articulación, la posición de operación de la faja y la posición de transporte de la faja se muestran en las figuras 2.15, 2.16 y 2.17 respectivamente. [11]

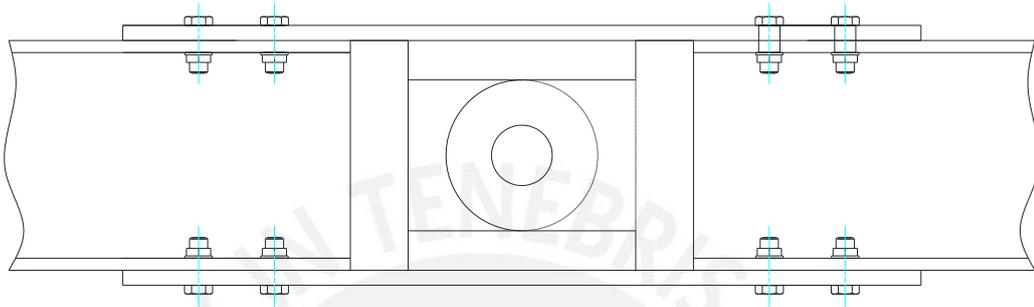


Figura 2.15: Articulación de la faja transportadora.

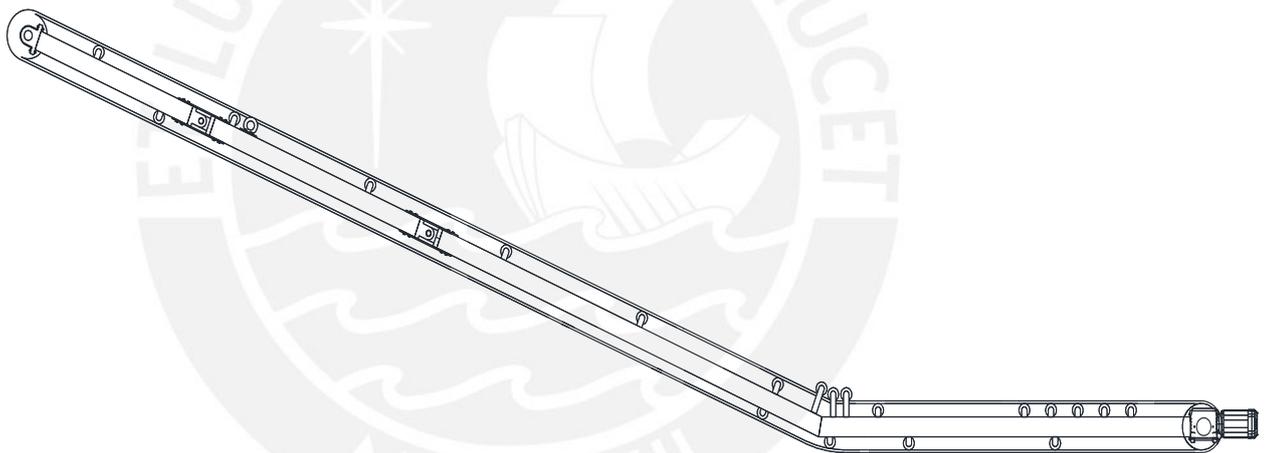


Figura 2.16: Faja transportadora en posición de operación.

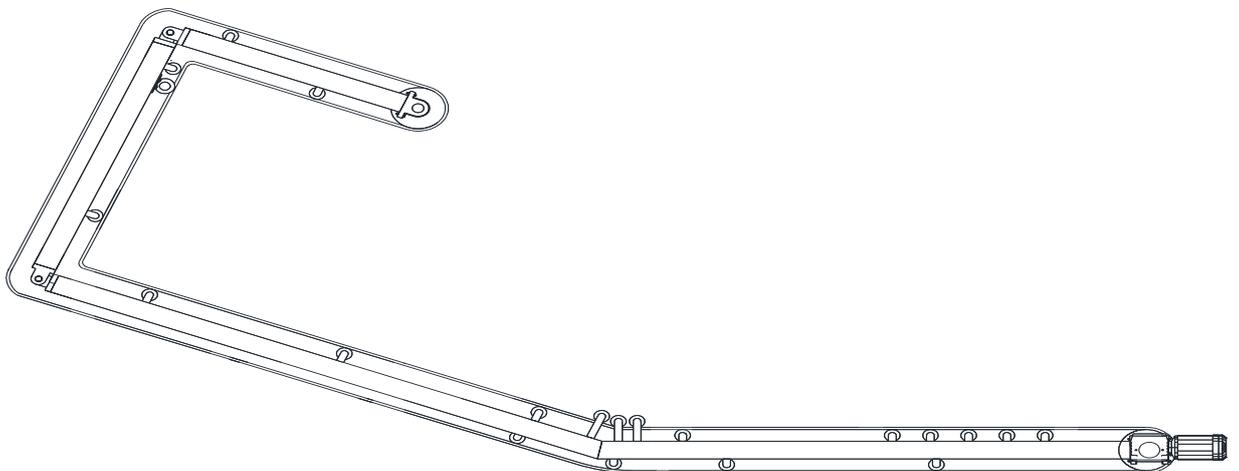


Figura 2.17: Faja transportadora en posición transporte.

## 5 Selección Elevador de Cangilones

Para la selección de la faja transportadora se consideran los siguientes parámetros como punto de partida para la selección:

- Transportar por elevación 50 Tn/h o 55.12 Tn corta/h de piedra caliza
- Material sin clasificar, cuyo tamaño máximo es 4" (10% aproximadamente) y el resto es menor.
- La altura de trabajo es 3 metros o 9.84 pies.
- Zona abierta y ambiente corrosivo.
- Determinar las características principales del transportador de faja que presente una solución viable.

Con la información anterior se procede a seguir el proceso de selección aprendido en las clases.

### 5.1 Características del material

En la tabla 2 del anexo 02 del catálogo de LINK-BELT encontramos las recomendaciones de tipo de elevador para los distintos materiales a elevar. El resumen para la caliza se muestra en la tabla 2.13.

Tabla 2.13: Cuadro de propiedades del material.

Material	Peso Especifico	Tipo de Elevador
Caliza	85-90 lb/pie <sup>3</sup>	<b>7,9,10,11</b>

El catalogo también nos recomienda si es que es posible que el elevador sea de faja o de cadena para distintos tipos de elevadores. En nuestro caso para los tipos de elevadores recomendados 7, 9, 10, 11 solo se recomienda utilizar cadena. [8]

### 5.2 Selección Tentativa

Para la selección tentativa se utiliza el catálogo de LINK-BELT en su tabla 3 mostrada en el anexo 02, que nos muestra el tamaño máximo de grano que soporta determinado tipo de elevador así como las capacidades máximas y la altura máxima según el peso específico del material.

Las características de los distintos tipos de elevadores de cangilones recomendados para la caliza se muestran la tabla 2.14. [8]

Tabla 2.14: Características de los tipos de elevadores de cangilones recomendados.

Tipo de Elevador	7	9	10	11
Tipo de Descarga	Gravedad	Gravedad	Gravedad	Gravedad
Tipo de Cangilones	Continuos MF	Con. MF	Con. MF	Con. MF
Capacidad para 100 lb/pie <sup>3</sup>	65 Tn/h	75 Tn/h	120 Tn/h	280 Tn/h
Tamaño máximo de grano	3"	3"	6"	8"
Altura máxima de trabajo	70'	80'	55'	125'

El elevador que se selecciona el elevador de tipo 7 que más se ajusta a la capacidad requerida según el peso específico del material y con el tamaño máximo de grano que ingresa. La capacidad del catálogo está en toneladas cortas.

### 5.3 Caudal y Velocidad

En la sección anterior se seleccionó el elevador de tipo 7, en esta sección hallaremos su caudal con los datos nominales del elevador tipo 7 que se muestran en la tabla XX. Tenemos una capacidad de 65 Tn/h y un peso específico de 100 lb/pie<sup>3</sup>.

$$Caudal = \frac{65 \frac{Tn}{h} \times 2000 \frac{lb}{Tn}}{50 \frac{lb}{pie^3}}$$

$$Caudal = 2600 \frac{pie^3}{h}$$

$$Caudal = 73.62 \frac{m^3}{h}$$

Como recomendación general de velocidad de elevación para elevadores de cangilones con cangilones continuos se tiene un rango entre 0.5 y 1.5 metros por segundo o entre 1.65 y 4.95 pies por segundo. También se recomienda una velocidad deseada descrita en la siguiente expresión:

$$V_{deseada} = 0.82 \times V_{critica}$$

De la recomendación anterior se asume una  $V_{deseada} = 4 \text{ pies/s}$ . [12]

#### 5.4 Tamaño del Cangilón

La capacidad del elevador está relacionada con la capacidad de cada elevador y se evalúa mediante la siguiente expresión:

$$Q = \frac{3600}{2000} \times \left(\frac{c}{p}\right) \times V \times \varphi \times \gamma$$

Dónde:

Q: Capacidad del elevador (Tn cortas/h)

C: Capacidad de cada cangilón (pie<sup>3</sup>)

P: Paso o espaciamiento entre cangilones (pie)

V: velocidad (pie/s)

$\varphi$ : Coeficiente de llenado ( $\approx 0.75$ )

$\gamma$ : Peso Específico (lb/pie<sup>3</sup>)

Reemplazando valores se tiene:

$$55.12 = \frac{3600}{2000} \times \left(\frac{c}{p}\right) \times 4 \times 0.75 \times 100$$

$$\left(\frac{c}{p}\right) = 0.102$$

Con esta relación de capacidad con profundidad del cangilón se puede entrar a la tabla de cangilones de tipo MF para estimar la capacidad y la profundidad y así seleccionar un cangilón. El cangilón se tomara como parcialmente lleno (Y-Y). Además se tiene como recomendación que el ancho o proyección mínimo del cangilón debe ser 1.5 veces el grano más grande considerado en la selección tentativa:

$$proyeccion = 1.5 \times 4"$$

$$proyeccion = 6"$$

Con el dato de la proyección se procede a buscar un cangilón en la tabla de cangilones continuos MF, que por supuesto cumpla con la condición inicial de una proyección mayor a 6 pulgadas y tenga una relación de capacidad cercana a 0.102. Las relaciones de capacidad halladas para diferentes tamaños de cangilón se muestran en la tabla 2.15. [12]

Tabla 2.15: Relaciones de capacidad de distintos tamaños de cangilones

Tamaño de Cangilón			Capacidad Y-Y (pie3)	Relación de Capacidad (C/P)
Longitud	Proyección	Paso		
9"	6"	9 ¼"	0.068	$\frac{0.068 \times 12}{9.25} = 0.088$
10"	6"	9 ¼"	0.075	$\frac{0.075 \times 12}{9.25} = 0.097$
11"	6"	9 ¼"	0.081	$\frac{0.081 \times 12}{9.25} = 0.105$
12"	6"	9 ¼"	0.091	$\frac{0.091 \times 12}{9.25} = 0.118$
10"	7"	11 5/8"	0.103	$\frac{0.103 \times 12}{11.625} = 0.106$
12"	7"	11 5/8"	0.125	$\frac{0.125 \times 12}{11.625} = 0.129$

Observando las relaciones de capacidad de la tabla 2.15 la relación que más se acerca a la relación obtenida anteriormente 0.102 es el tamaño de cangilón 11"x 6"x 9¼" con una relación de capacidad de 0.105. Entonces el tamaño de cangilón seleccionado es el que tiene una longitud de 11", una proyección de 6" y una profundidad de 9¼". Con esta nueva relación de capacidad procedo a hallar la nueva velocidad:

$$Q = \frac{3600}{2000} \times \left(\frac{c}{p}\right) \times V \times \phi \times \gamma$$

$$55.12 = \frac{3600}{2000} \times 0.105 \times V \times 0.75 \times 100$$

$$V = 3.88 \frac{pie}{s} = 232.8 \frac{pie}{min}$$

Luego en la tabla 1 del catálogo de elevadores de cangilones de GOOD-YEAR (mostrado en el anexo 02) encontramos recomendaciones para elevadores de cangilones de uso industrial y minero continuos. Recomiendan un espaciamiento físico entre ¼" y ½" y una velocidad de elevadores con faja entre 100 y 250 pies por minuto. Rango en el cual se encuentra nuestro elevador de cangilones. Ahora se evalúa tentativamente el diámetro del sprocket con las siguientes expresiones:

$$V_{critica} = 4 \times \sqrt{D}$$

Y como habíamos evaluado anteriormente:

$$V_{deseada} = 0.82 \times V_{critica}$$

Reemplazando:

$$V_{deseada} = 0.82 \times 4 \times \sqrt{D}$$

$$3.88 = 0.82 \times 4 \times \sqrt{D}$$

$$D = 1.4 \text{ pies}$$

$$D = 0.45 \text{ m}$$

Este cálculo solo es tentativo la decisión final se tomara al verificar las tensiones de la cadena. [13]

## 5.5 Longitud de la Cadena

La longitud de cadena se evalúa con la siguiente expresión:

$$L_c = 2 \times C + \frac{\pi}{2} \times (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \times C}$$

Dónde:

$$\text{Diametro spocret superior: } D_1 = D_{sup} = 1.4 \text{ pies}$$

$$\text{Diametro spocret inferior: } D_2 = D_{inf} = 0.8 \times D_1 = 1.12 \text{ pies}$$

$$\text{Altura del cangilon } C = 9.84 \text{ pies}$$

$$L_c = 2 \times + \frac{\pi}{2} \times (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \times C}$$

$$L_c = 2 \times 9.84 + \frac{\pi}{2} \times (1.4 + 1.12) + \frac{(1.12 - 1.4)^2}{4 \times 9.84}$$

$$L_c = 23.64 \text{ pie}$$

La longitud de la cadena es de 26.96 pies.

## 5.6 Numero de Cangilones

El número de cangilones continuos que llevara nuestro elevador de cangilones se evalúa con la siguiente expresión:

$$\text{Numero de Cangilones} = \frac{Lc \times 12}{P}$$

Dónde:

Lc: Longitud de cadena (pies)

P: Paso o espaciamento entre cangilones (pie)

$$\text{Numero de Cangilones} = \frac{23.64 \times 12}{9.25}$$

$$\text{Numero de Cangilones} = 31$$

## 5.7 Análisis de Tensiones

En esta sección calcularemos las diferentes tensiones del elevador de cangilones, tensión por el peso de los cangilones, por el peso del material, por el peso de la cadena, debido a la acción de cargado y la tensión debido a los apoyos. [12]

### a) Tensión por el peso de los cangilones (11"x 6"x 9¼")

Para calcular esta tensión entramos a la tabla de cangilones MF con información hacer del peso del cangilón y asumimos que se utilizara una plancha metálica de 10 Gauge. Para nuestro elevador 11"x 6"x 9¼" se tiene un peso por cangilón de 9.9 libras. El peso total de todos los cangilones es:

$$t_1 = 9.9 \times 31$$

$$t_1 = 306.9 \text{ lbs}$$

### b) Tensión al peso del material

La tensión debido al peso del material se calcula con la siguiente expresión:

$$t_2 = \frac{\#}{2} \times C_{xx} \times \gamma$$

Dónde:

#: Numero de cangilones

Cxx: Capacidad de un cangilón completamente lleno. (pie<sup>3</sup>) Tabla de cangilones MF

$\gamma$ : Peso específico del material (lb/pie<sup>3</sup>)

$$t_2 = \frac{37}{2} \times 0.145 \times 100$$

$$t_2 = 268.25 \text{ lb}$$

### c) Tensión debido al peso de la cadena

Para la selección de la cadena utilizaremos el catalogo LINK-BELT mostrado en el anexo 02. Se utilizaran cadenas de clase C por ser bastante comerciales. Su selección depende del cangilón asumido y de la relación ( $\epsilon/p$ ), donde “ $\epsilon$ ” es la profundidad del cangilón, mientras que “ $p$ ”, es el paso de la cadena. Esta relación debe ser un número entero y muy próximo a 1 o 2. El valor de  $\epsilon$  lo hemos utilizado anteriormente lo denominábamos “P” y lo encontramos en la tabla de cangilones MF mostrado en el anexo 02, su valor es 9.25. Entonces según la tabla de cadenas de clase C tenemos:

Tabla 2.16: Pasos y relaciones profundidad-paso de cadenas de clase C

Tipo de Cadena	Paso (p)	$\epsilon/p$
C77	2.308"	4.00
C102B	4.000"	2.31
C110	6.000"	1.54
C111	4.760"	1.94
C132	6.050"	1.53
C188	2.609"	3.64

De la información de la tabla asumo la cadena C110 con un paso de 6". Considero una relación  $\epsilon/p = 2$ , por lo tanto  $\epsilon = 12$ ". Además conocemos que nuestro cangilón tiene un paso de 9 1/4" por lo que existiría una luz de 69.85 mm. El peso de la cadena C110 lo obtenemos de la tabla de cadenas de clase C y es de 6 libras por pie para eslabones normal, como no se encuentra información de eslabón con aditamento aumento el peso en un 20%, por lo tanto el peso de la cadena de eslabón con aditamento es de 7.2 libras por pie. Si la relación  $\epsilon/p = 2$  se tendrán igual número de eslabones con o sin aditamento; además por cada cangilón se tiene dos eslabones con aditamento. [8]

Para 31 los cangilones se tienen 31 eslabones con aditamento, calculando el peso:

$$Peso1 = 31 \times 7.2 \frac{lb}{pie} \times 0.5 pie = 111.6 lb$$

Para 31 los cangilones se tienen 31 eslabones sin aditamento, calculando el peso:

$$Peso1 = 31 \times 6 \frac{lb}{pie} \times 0.5 pie = 93 lb$$

Peso total:

$$t_3 = \frac{Peso1 + Peso2}{2}$$

$$t_3 = \frac{111.6 + 93}{2}$$

$$t_3 = 102.3 lb$$

Con la información de la cadena podemos finalmente definir la longitud final de la cadena:

$$L_{FC} = \text{Numero de Eslabones} \times \text{Paso}$$

$$L_{FC} = 62 \times 0.5 pie$$

$$L_{FC} = 31 pie$$

#### d) Tensión debido a la acción de cargado

La tensión debido a la acción de cargado se calcula con la siguiente formula:

$$t_4 = 10 \times Di \times \omega_m$$

Dónde:

$Di$ : Diámetro de la polea inferior (pie) ( $Di = 1.12 pie$ )

$\omega_m$ : Peso del materia transportado en un cangilón/ espaciamento del cangilón (lbs/pie)

$$\omega_m = \frac{t_2}{\frac{L_{CF}}{2}}$$

$$\omega_m = \frac{268.25}{\frac{31}{2}}$$

$$\omega_m = 17.3 \text{ lbs/pie}$$

$$t_4 = 10 \times 1.12 \times 17.3$$

$$t_4 = 193.76 \text{ lbs}$$

### e) Tensión debido a los apoyos

La tensión debido a los apoyos se calcula con la siguiente formula:

$$t_5 = \mu \times (t_1 + t_2 + t_3 + t_4)$$

Dónde:

$\mu$ : 0.01-0.02

$$t_5 = 0.02 \times (306.9 + 268.25 + 102.3 + 193.76)$$

$$t_5 = 17.42 \text{ lbs}$$

### f) Tensiones totales

Finalmente hallamos las tensiones totales T1 y T2 que se muestran en la figura 2.18.

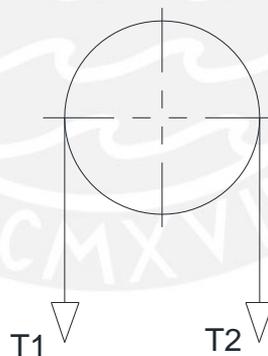


Figura 2.18: Tensión mayor y menor del elevador de cangilones.

$$T_1 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$$

$$T_1 = 306.9 + 268.25 + 102.3 + 193.76 + 17.42$$

$$T_1 = 888.63 \text{ lbs}$$

$$T_2 = t_1 + t_3$$

$$T_2 = 306.9 + 102.3$$

$$T_2 = 409.2 \text{ lbs}$$

### g) Cálculo de la Potencia

La potencia se calcula con la siguiente expresión:

$$P = \frac{T_1 \times V}{550}$$

Dónde:

P: Potencia (HP)

T1: Tensión mayor (lbs)

V: Velocidad (pie/s)

$$P = \frac{888.63 \times 3.88}{550}$$

$$P = 6.3 \text{ HP}$$

Para seleccionar el motor se debe considerar pérdidas del 15% entonces se tiene:

$$P_{seleccion} = 6.3 + \frac{15}{100} \times 6.3$$

$$P_{seleccion} = 7.25 \text{ HP}$$

$$P_{seleccion} = 5.4 \text{ KW}$$

### h) Análisis de las Ruedas

La cadena seleccionada de clase C110 tiene un paso de 6 pulgadas y un diámetro de sprocket superior de 1.4 pies. Para las ruedas se tiene el siguiente esquema en la figura 2.19.

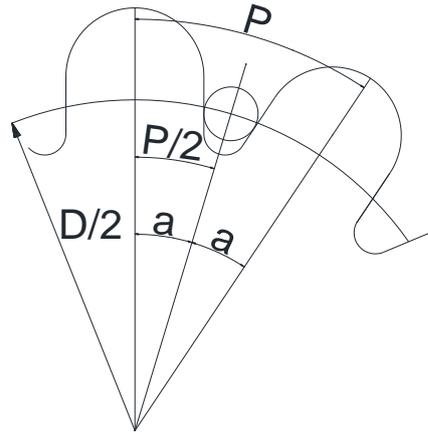


Figura 2.19: Esquema de la rueda

Del esquema se tiene:

$$\sin \alpha = \frac{\frac{P}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{P}{D} \quad \text{y} \quad 2\alpha = \frac{360}{Z} \rightarrow \alpha = \frac{180}{Z}$$

$$\sin \frac{180}{Z} = \frac{6}{12 \times 1.4} = 0.36$$

$$\frac{180}{Z} = \sin^{-1} 0.36 = 21$$

$$Z = \frac{180}{21} = 8.6$$

Asumo \$Z\_1 = 9\$ y \$Z\_2 = 8\$ con una relación cerca del recomendado de 0.88. [12]

### 5.8 Cálculo de la Caja Metálica

En esta sección se dimensiona la caja metálica según los componentes que hemos calculado, estimado y asumido previamente, cabe recordar que la longitud (\$L\_t\$) para tensado y montaje se ubica en la polea inferior, se mide desde el centro de la polea inferior con las dimensiones normales hacia la parte inferior del elevador y sus valores son:

$$L_t \approx 6" \rightarrow \text{Cadena} ; L_t \approx 16" \rightarrow \text{Faja}$$

En la figura 2.20 y 2.21 se muestran el dimensionamiento del elevador de cangilones según los componentes asumidos y seleccionados anteriormente.

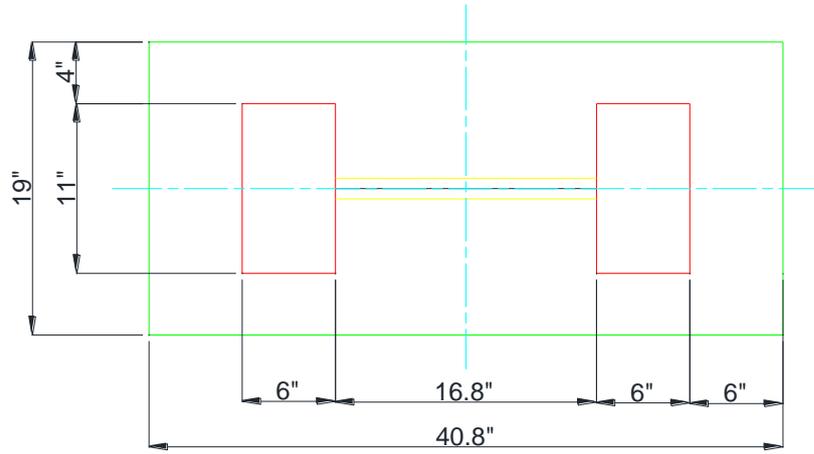


Figura 2.20: Sección A-A del elevador de cangilones

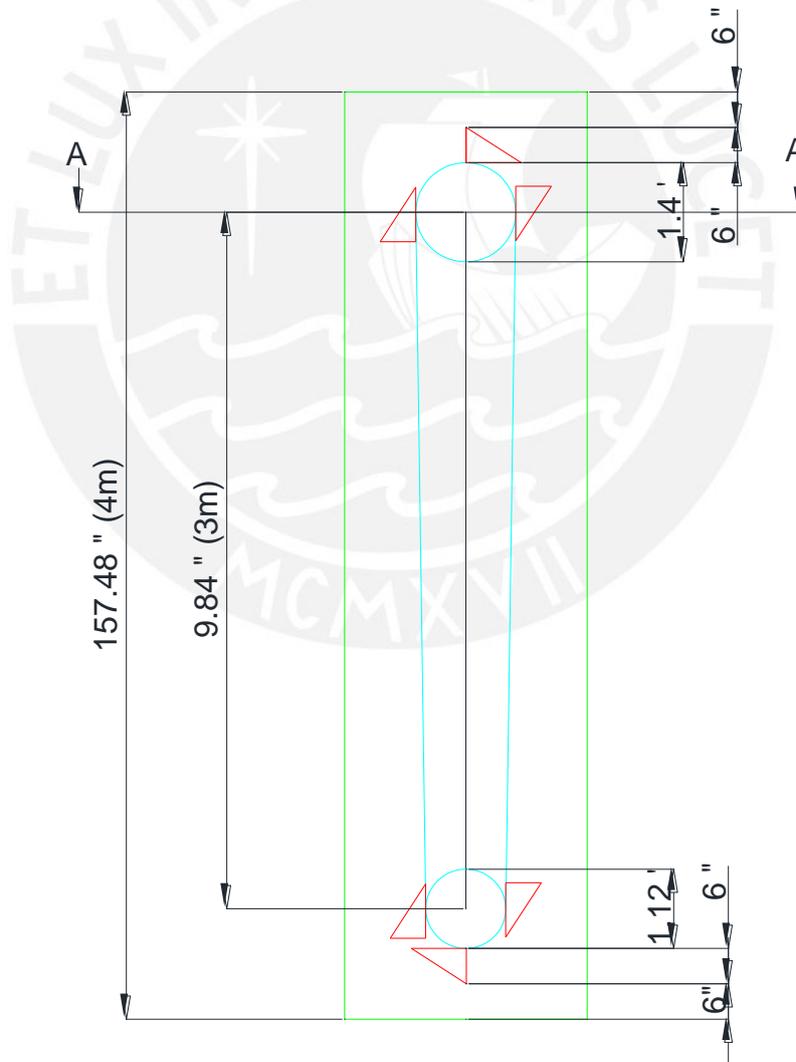


Figura 2.21: Vista elevación elevador de Cangilones

A continuación se deciden el número de cuerpos que tendrá nuestro elevador de cangilones. El punto de partida son las medidas de las planchas comerciales que son de 4 x 8 y de 5 x 10 pies, luego se selecciona el ángulo trefilado a utilizar.

*Plancha comercial* → Pl 5' × 10'

*Ángulo trefilado* →  $2 \times 2 \times \frac{1}{8}$  ; con:

*Peso:*  $1.65 \frac{lb}{pie}$  ; *Area:*  $0.484 in^2$  ; *Inercia:*  $0.190 in^4$

La configuración de los cuerpos, las zonas del cangilón y la ubicación de las bridas se muestra en la figura 2.22 y la construcción de las bridas típicas asumidas se muestra en la figura 2.23.

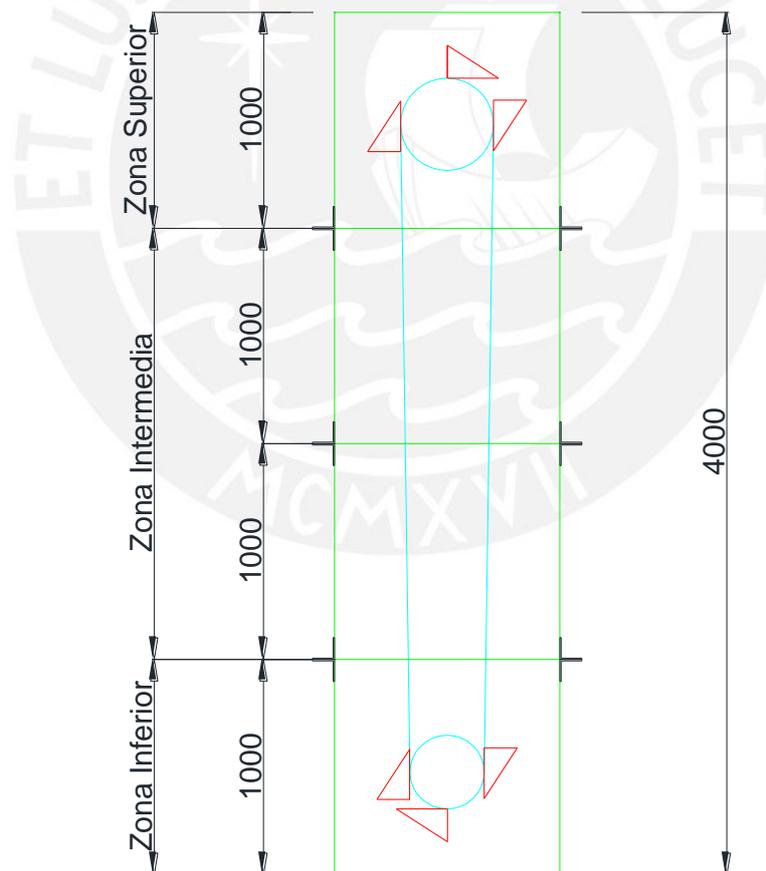


Figura 2.22: Cantidad de cuerpos del elevador de Cangilones

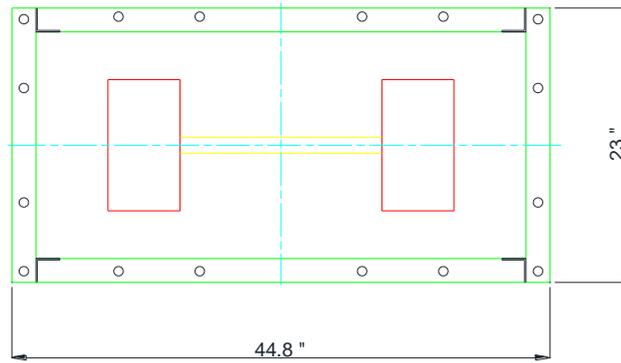


Figura 2.23: Bridas del elevador de Cangilones

**a) Cargas Actuantes**

Para el elevador de cangilones se tienen las cargas mostradas en la figura 2.24.

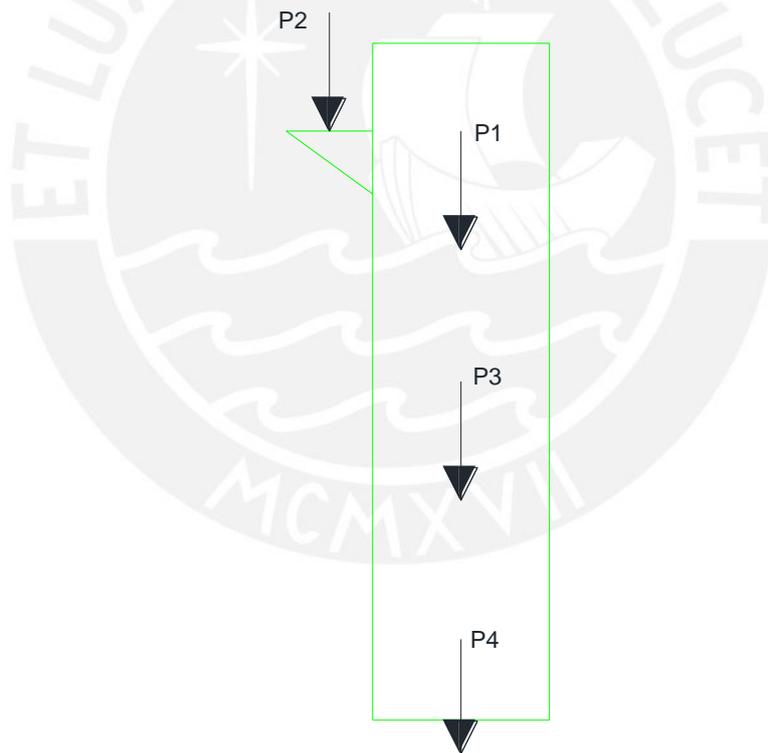


Figura 2.24: Cargas actuantes en el elevador de Cangilones

Dónde se estima lo siguiente:

$$P_1: T_1 + T_2 + \text{Peso rueda} + \text{Peso eje} + \text{Peso transmisión}$$

$$P_2: \text{Peso plataforma} + \text{Peso motor} + \text{Peso motorreductor}$$

$P_3$ : Peso de la caja

$P_4$ : Peso rueda + Peso eje + Peso apoyo templador

Reemplazando con los datos calculados anteriormente y otros datos estimados:

$$P_1 = 888.63 + 409.2 + 143 + 28.6 + 45.76$$

$$P_1 = 1515.19 \text{ lb}$$

$$P_2 = 20 + 42 + 60$$

$$P_2 = 122 \text{ lb}$$

$$P_4 = 143 + 28.6 + 50$$

$$P_4 = 221.6 \text{ lb}$$

Para las dimensiones de plancha y perfiles angulares seleccionados anteriormente y la configuración también mostrada anteriormente se tiene:

4 columnas de  $L 2 \times 2 \times \frac{1}{8}$ "  $\times$  4 metros de longitud

$\text{Peso total} = \text{Peso unitario} \times \text{Longitud} \times \text{Numero de columnas}$

$$\text{Peso total columnas} = 1.65 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \times 4 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pie}}{0.3048 \text{ m}} \times 4$$

$$\text{Peso total} = 86.6 \text{ lb}$$

6 bridas de  $L 2 \times 2 \times \frac{1}{8}$ "  $\times$  11.3' de perimetro

$\text{Peso total bridas} = \text{Numero de bridas} \times \text{Perimetro} \times \text{Peso unitario}$

$$\text{Peso total bridas} = 6 \times 11.3 \text{ pies} \times 1.65 \frac{\text{lb}}{\text{pie}}$$

$$\text{Peso total bridas} = 111.87 \text{ lb}$$

En la tabla 2 del anexo 02 del catálogo de GOOD YEAR se recomiendan materiales y espesores cajas de elevadores de cangilones para distintas condiciones de operación

y en la tabla 11 del anexo 02 se encuentran los espesores y pesos de las planchas. Se considera que el elevador de cangilones operara al aire libre y en un medio corrosivo por lo que se deciden los siguientes espesores:

$$\text{Superior: } 12 \text{ Ga} \rightarrow \text{espesor: } 0.1046" \rightarrow \text{peso: } 4.375 \text{ lbs/pie}^2$$

$$\text{Intermedio: } 10 \text{ Ga} \rightarrow \text{espesor: } 0.1345" \rightarrow \text{peso: } 5.625 \text{ lbs/pie}^2$$

$$\text{Inferior: } 3/16" \text{ Ga} \rightarrow \text{espesor: } 0.1875 \rightarrow \text{peso: } 7.6 \text{ lbs/pie}^2$$

Evaluando los pesos de las planchas de los cuerpos del elevador de cangilones se tiene:

$$\text{Area superior } 10 \text{ Ga} = 2 \times 39.37 \times 23 + 2 \times 39.37 \times 40.8 + 40.8 \times 19$$

$$\text{Area superior } 10 \text{ Ga} = 5800.1 \text{ in}^2$$

$$\text{Peso superior } 10 \text{ Ga} = 5800.1 \text{ in}^2 \times \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ in}}\right)^2 \times 4.375 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}^2}$$

$$\text{Peso superior } 10 \text{ Ga} = 176.2 \text{ lbs}$$

$$\text{Area intermedio } 10 \text{ Ga} = 4 \times 39.37 \times 23 + 4 \times 39.37 \times 40.8$$

$$\text{Area intermedio } 10 \text{ Ga} = 10047.2 \text{ in}^2$$

$$\text{Peso intermedio } 10 \text{ Ga} = 10047.2 \text{ in}^2 \times \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ in}}\right)^2 \times 5.625 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}^2}$$

$$\text{Peso intermedio } 10 \text{ Ga} = 392.5 \text{ lbs}$$

$$\text{Area inferior } 3/16" \text{ Ga} = 2 \times 39.37 \times 23 + 2 \times 39.37 \times 40.8 + 40.8 \times 19$$

$$\text{Area inferior } 3/16" \text{ Ga} = 5800.1 \text{ in}^2$$

$$\text{Peso inferior } 3/16" \text{ Ga} = 5800.1 \text{ in}^2 \times \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ in}}\right)^2 \times 7.6 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}^2}$$

$$\text{Peso inferior } 3/16" \text{ Ga} = 306.1 \text{ lbs}$$

$$2 \text{ chutes de carga y descarga de } 1/4" \text{ de peso aprox} = 180 \text{ lbs}$$

Finalmente tenemos el peso de la caja P3:

$$P_3 = 86.6 + 111.87 + 176.2 + 392.5 + 306.1 + 180$$

$$P_3 = 1253.2 \text{ lbs}$$

Luego hallamos el peso total:

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

$$P_t = 1515.19 + 122 + 1253.2 + 221.6$$

$$P_t = 3112 \text{ lbs} \approx 1414.54 \text{ Kg}$$

### b) Verificación de la caja

En esta sección se realiza una verificación de los espesores y ángulos de la caja para comprobar si soportan las cargas actuantes en la caja. En la figura 2.25 se muestra la carga total calculada anteriormente actuando sobre el elevador de cangilones, mientras que en la figura 2.26 se muestra una sección del elevador de cangilones con las áreas efectivas recomendados según el catalogo GOOD YEAR.

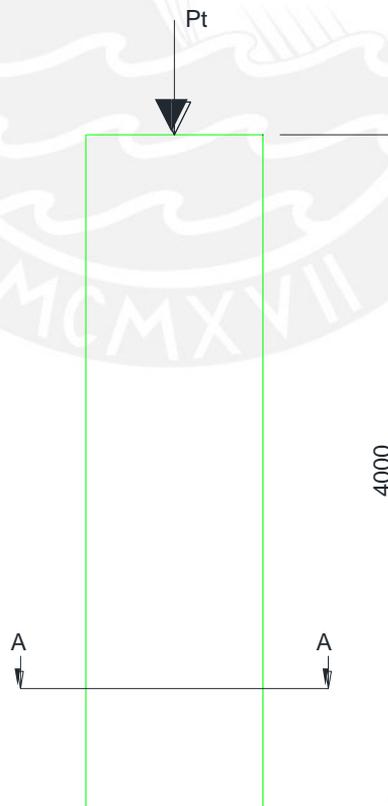


Figura 2.25: Carga total actuante en el elevador de cangilones

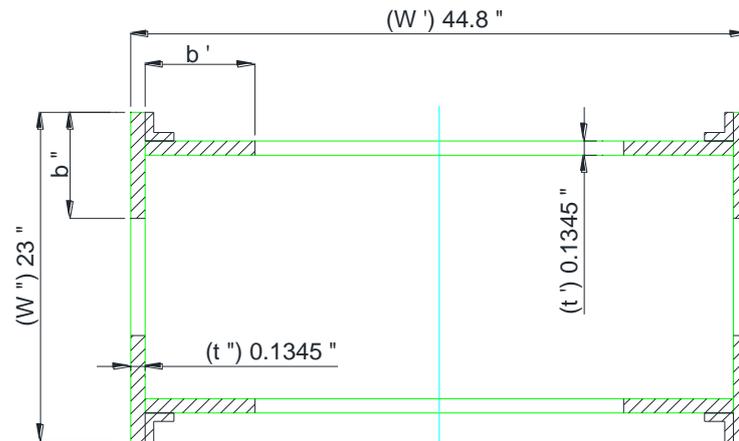


Figura 2.26: Sección A-A, área y área efectiva del elevador de cangilones

Se puede calcular el factor  $W/t$ , con este factor se entra a la tabla 11 del anexo 02 de la separata de GOOD YEAR para calcular la relación  $b/t$ . Se recomienda:

- Para cajas chicas se recomienda  $b/t = 0.5 w/t$
- Para valores  $w/t > 100$  se recomienda Área efectiva= Área total
- Para valores  $w/t > 500$  se recomienda  $b/t = \text{constante} = 55$ .

Entonces se tiene para un  $t''$  y  $t'$  de 0.1345 pulgadas:

$$\frac{w'}{t'} = \frac{44.8}{0.1345} = 327.14 \rightarrow \frac{b'}{t'} = 54.3 \therefore b' = 7.3''$$

$$\frac{w''}{t''} = \frac{23}{0.1345} = 171 \rightarrow \frac{b''}{t''} = 51.2 \therefore b'' = 6.9''$$

Entonces se evalúan el área y el área efectiva.

$$A_{total} = A_{angulos} + A_{planchas}$$

$$A_{total} = 4 \times 0.484 + (2 \times 23 \times 0.1345 + 2 \times 44.8 \times 0.1345)$$

$$A_{total} = 20.17 \text{ in}^2$$

$$A_{efectiva} = A_{angulos} + 4 \times (b'' \times t'' + b' \times t') + 4 \times (2 \times t'')$$

$$A_{efectiva} = 4 \times 0.484 + 4 \times (6.9 \times 0.1345 + 7.3 \times 0.1345) + 4 \times (2 \times 0.1345)$$

$$A_{efectiva} = 10.65 \text{ in}^2$$

Con el área y el área efectiva se calcula el factor de forma  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{A_{efectiva}}{A_{total}}$$

$$\varphi = \frac{10.65}{20.17}$$

$$\varphi = 0.53$$

Ahora se calcula la inercia de la sección resistiva para el menor radio de giro que vendría la del eje X-X mostrada en la figura 2.27.

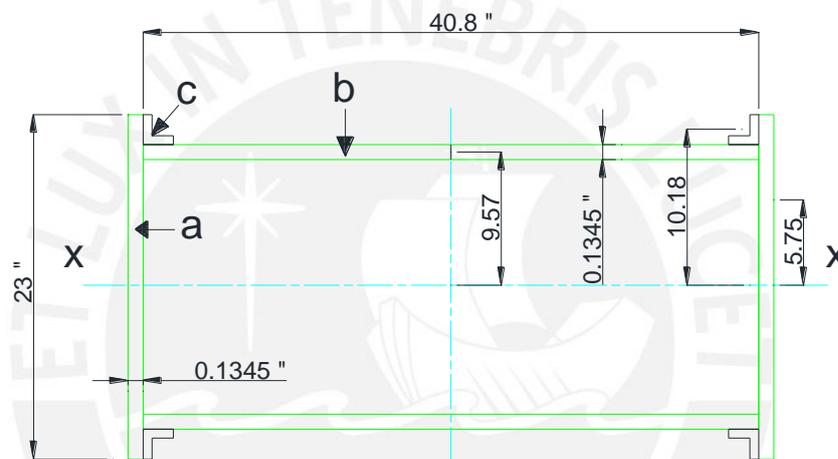


Figura 2.27: sección de menor radio de giro del elevador de cangilones

De la figura 2.27 se calcula la inercia total de la sección con respecto al eje X-X con ayuda de tablas que nos brindan información sobre los centroides e inercias de los ángulos.

$$I_{xx} = I_{xxa} + I_{xxb} + I_{xxc}$$

$$I_{xxa} = 2 \times \frac{0.1345 \times 23^3}{12}$$

$$I_{xxa} = 272.74 \text{ in}^4$$

$$I_{xxb} = 2 \times \left( \frac{40.8 \times 0.1345^3}{12} + 40.8 \times 0.1345 \times 9.57^2 \right)$$

$$I_{xxb} = 1005.2 \text{ in}^4$$

$$I_{xxc} = 4 \times (0.190 + 0.484 \times 10.18^2)$$

$$I_{xxc} = 201.4 \text{ in}^4$$

$$I_{xx} = 272.74 + 1005.2 + 201.4$$

$$I_{xx} = 1479.34 \text{ in}^4$$

Luego se evalúa el radio de giro de la sección r.

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{I_{xx}}{A_{total}}}$$

$$r_{xx} = \sqrt{\frac{1479.34 \text{ in}^4}{20.17 \text{ in}^2}}$$

$$r_{xx} = 8.56 \text{ in}$$

Luego se evalúa la esbeltez  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{L}{r}$$

$$\lambda = \frac{4000 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}}}{8.56 \text{ in}}$$

$$\lambda = 18.4$$

Se recomienda.

$$\text{Si } \lambda \leq \frac{132}{\sqrt{\varphi}} \rightarrow \frac{P_{max}}{A_t} = 1075 \times \varphi - 0.0307 \times \varphi \times \lambda^2$$

$$\text{Si } \lambda > \frac{132}{\sqrt{\varphi}} \rightarrow \frac{P_{max}}{A_t} = \frac{9.421 \times 10^6}{\lambda^2}$$

Con la presión máxima en kilogramos fuerza y el área total en centímetros cuadrados. Se evalúa cuál de las 2 ecuaciones anteriormente mencionadas se debe utilizar para calcular la presión máxima.

$$\lambda \rightarrow \frac{132}{\sqrt{\varphi}}$$

$$\lambda \rightarrow \frac{132}{\sqrt{0.53}}$$

$$18.4 < 181.3$$

Se cumple entonces.

$$\lambda \leq \frac{132}{\sqrt{\varphi}}$$

Entonces calculamos la presión máxima.

$$\frac{P_{max}}{A_t} = 1075 \times \varphi - 0.0307 \times \varphi \times \lambda^2$$

$$\frac{P_{max}}{20.17 \text{ in}^2 \times \left(\frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}}\right)^2} = 1075 \times 0.53 - 0.0307 \times 0.53 \times 18.4^2$$

$$P_{max} = 73424 \text{ kgf}$$

Se debe cumplir.

$$P_t < P_{max}$$

$$1414.54 < 73424 \text{ OK}$$

Debido a que el elevador de cangilones ira soportado en los travesaños se decide que los ángulos que se utilizan en el primer piso del elevador, desde donde se soportara el mismo sean de mayor longitud y mayor espesor para soportar la carga del elevador. Los agujeros que poseen los ángulos serán aumentados de diámetro para utilizar un perno M16 y ya no M10 como era anteriormente debido a que ahora los agujeros no solo servirán para unir los cuerpos del elevador sino que ahora unirán los cuerpos del elevador de cangilones con los travesaños que a su vez se unen a las vigas principales y a la planta móvil. El detalle de la sección del primer piso del elevador de cangilones se muestra en la figura 2.28. [12]

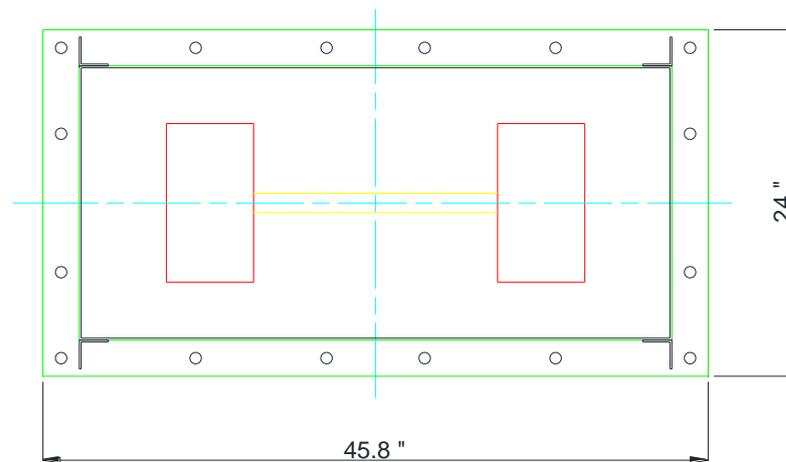


Figura 2.28: Bridas del primero piso de soporte del elevador de cangilones

## Referencias Bibliográficas

- [5] ATHEGSUR PERU E.I.R.L  
2005 *Chancadora de Quijada, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. Arequipa. [www.athegsurperu.com](http://www.athegsurperu.com)
- [6] TELSMITH CONE CRUSHER  
1995 *Cone Crusher Information, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. Arequipa. [www.telsmith.com](http://www.telsmith.com)
- [7] ATHEGSUR PERU E.I.R.L  
2005 *Alimentador Vibratorios, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. Arequipa. [www.athegsurperu.com](http://www.athegsurperu.com)
- [8] LINK-BELT COMPANY  
1965 *Link-Belt products and components for materials handling and power transmission: catalog 1050*. Catálogo de Selección empresa LINK-BELT.
- [9] GOOD YEAR COMPANY  
2005 *Tablas de Fajas Transportadoras*. Catálogo de Selección empresa GOOD YEAR.
- [10] COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2012 *Diseño de Equipos de Almacenamiento y Transporte, Guía para la Exposición en Aula de Fajas Transportadoras*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [11] COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2012 *Diseño y Calculo Estructural, Guía para la Exposición en Aula de Fajas Transportadoras*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [12] COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2012 *Diseño de Equipos de Almacenamiento y Transporte, Guía para la Exposición en Aula de Elevadores de Cangilones*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [13] GOOD YEAR COMPANY  
2005 *Tablas de Elevadores de Cangilones*. Catálogo de Selección empresa GOOD YEAR.

### CAPITULO 3

#### DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE DE LA PLANTA MÓVIL

En esta sección se realizara el diseño de la estructura portante de la planta móvil que se adaptará al proceso óptimo de trituración seleccionado en el capítulo 1 y a la selección de equipos seleccionados en el capítulo 2. Esta estructura se ajustara a las dimensiones y accesorios que los equipos puedan tener para el correcto funcionamiento de la planta móvil. Además se asegurará que la estructura portante de la planta móvil tenga un diseño óptimo para que la planta móvil pueda transportarse en las carreteras de todo el Perú y pueda funcionar adecuadamente en los lugares donde sea requerida según la reglamentación de transporte.

El procedimiento y los cálculos utilizados en esta sección son los que hemos aprendido a los largo de estos cinco años de estudios en la facultad de ingeniería mecánica de la presente casa de estudios; nuevos cálculos o metodologías de diseño que se leyeron en libros de diversos autores que presentan otros métodos de cálculo o diseño; o recomendaciones basadas en la experiencia del asesor de la presente tesis.

Esta sección empezara con la ubicación de los equipos, parte principal que determinara todo el diseño de la estructura. Luego se pasara a estimar las cargas tanto viva como muerta además de cargas como la del viento o las sísmicas que pudieran aparecer en Perú. Luego se pasara a estimar los perfiles que se utilizaran en la estructura principal y por último los perfiles que se utilizaran en las zonas secundarias soportando algunos equipos. Las estimaciones y comprobaciones se sustentaran mediante cálculos así como las uniones y otros detalles.

## 1 Ubicación de Equipos

En esta sección se procederá a presentar dos alternativas de ubicación de equipos en una estructura de las cuales se procederá a escoger la más conveniente para nuestra planta móvil, no solo se decidirá el circuito que anteriormente se seleccionó sino también posición con respecto a la unidad tractora y equipo de elevación y transporte. Esta ubicación de equipos determinará la geometría final de la estructura y será punto de partida para el diseño.

### 1.1 Alternativa 1

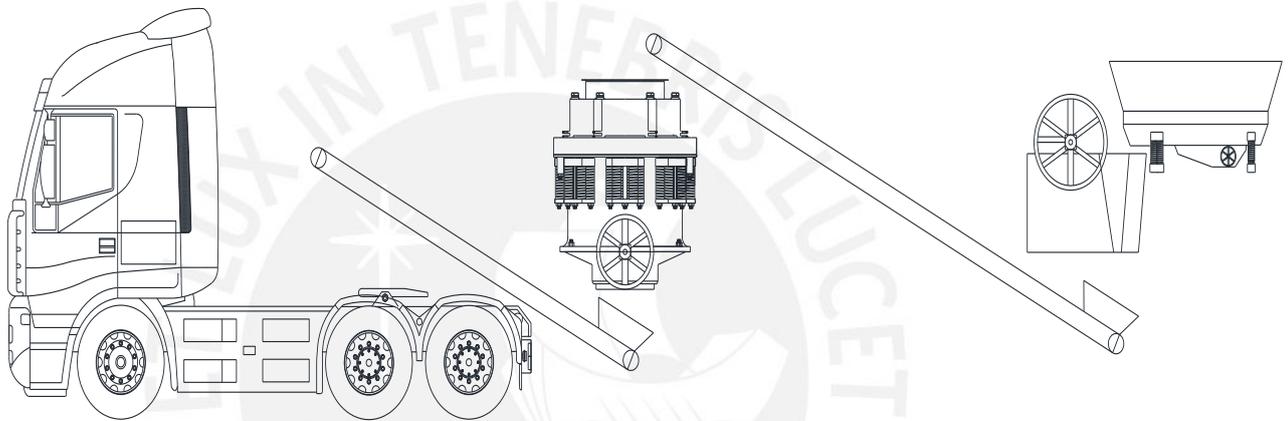


Figura 3.1: Posición de equipos alternativa 1.1

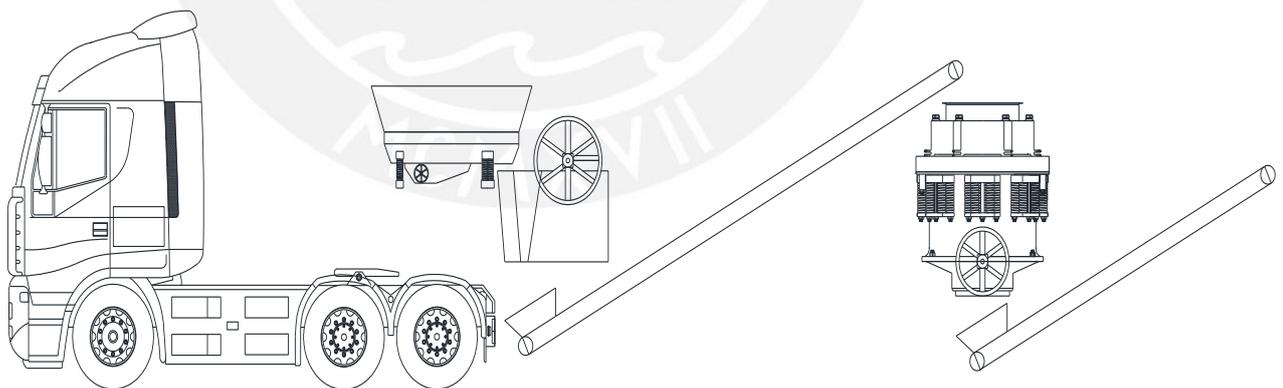


Figura 3.2: Posición de equipos alternativa 1.2

En las alternativas 1.1 y 1.2 de las figuras 3.1 y 3.2 respectivamente se puede observar una secuencia única seleccionada en capítulos anteriores pero en una posición distinta con respecto a la unidad tractora, en alternativa 1.1 la alimentación se hace por la parte posterior de la planta mientras que en la alternativa 1.2 se hace por la parte delantera. Además se muestra la utilización de fajas transportadoras como

equipos de elevación y transporte para la caliza entre los equipos y en la salida de la planta.

## 1.2 Alternativa 2

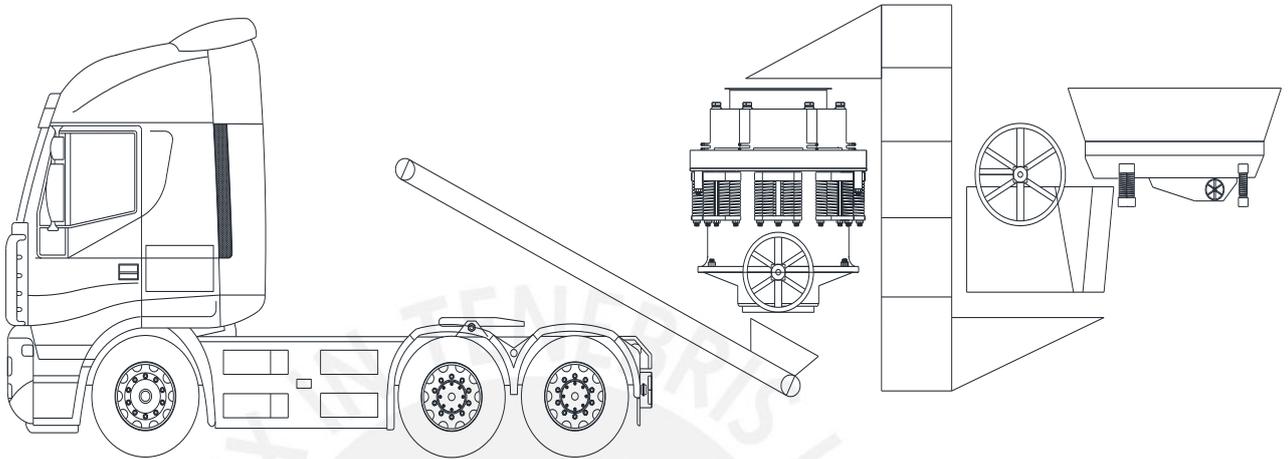


Figura 3.3: Posición de equipos alternativa 2.1

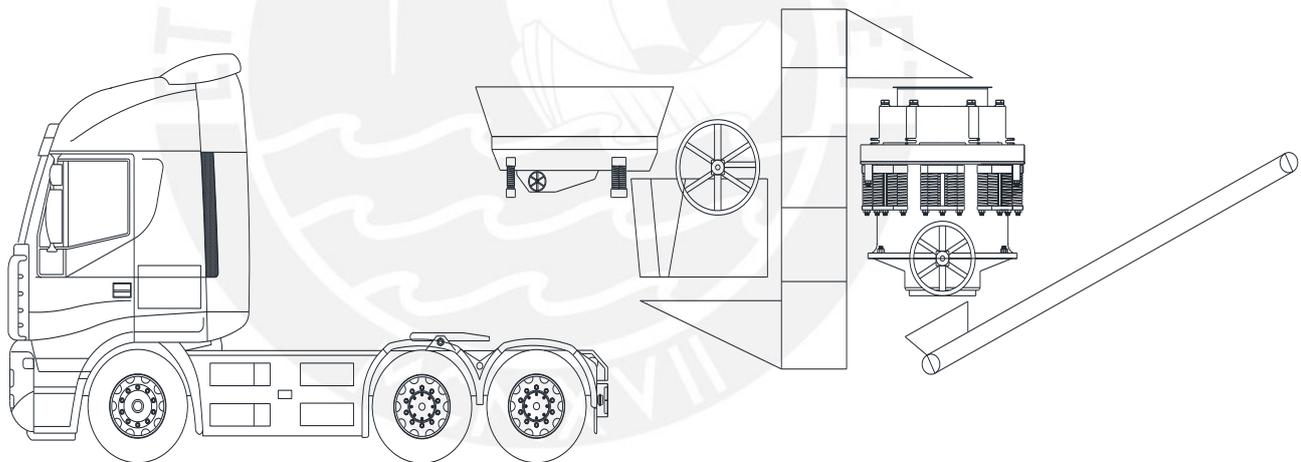


Figura 3.4: Posición de equipos alternativa 2.2

En las alternativas 2.1 y 2.2 de las figuras 3.3 y 3.4 respectivamente se puede observar una secuencia única seleccionada en capítulos anteriores pero en una posición distinta con respecto a la unidad tractora, en alternativa 2.1 la alimentación se hace por la parte posterior de la planta mientras que en la alternativa 2.2 se hace por la parte delantera. Además se muestra la utilización de un elevador de cangilones como equipo de elevación y transporte entre la trituradora de mandíbulas y la trituradora cónica, y una faja transportadora para el transporte y elevación de salida para la caliza con el tamaño requerido.

### 1.3 Selección

Debido a que la planta móvil va a trabajar sin la unidad tractora la posición de los equipos según la unidad tractora no impide que la alimentación a la tolva pueda ser tanto lateral como posterior. Por lo tanto según el trabajo de la planta sería indiferente la posición de los equipos según la unidad tractora pero debido a que la parte donde se encuentra el perno maestro, parte delantera que une la unidad tractora con la planta móvil, está en voladizo porque en esa esa parte tiene que entrar la parte trasera de la unidad tractora, por lo menos un eje; es preferible por un tema de pesos que el grueso del peso de los equipos se encuentre en la parte posterior. Por ello se prefiere seleccionar las alternativas 1.1 o 2.1 que tienen la salida por la parte delantera.

Las alternativas 1.1 (figura 3.1) y 2.1 (figura 3.3) que quedaron como posible ubicación final de equipos se diferencian en los equipos de transporte y elevación, en la alternativa 1.1 se utiliza una faja transportadora entre los equipos, mientras que en la alternativa 2.1 se utiliza un elevador de cangilones. Ambas alternativas cumplen con el objetivo de transportar y elevar la carga para alimentar la trituradora cónica, la diferencia radica en el espacio que ocupan estos equipos. Las fajas transportadoras cumplen la función de elevar pero poseen un ángulo de carga y elevación para determinado producto del cual se determina el largo de la faja dependiendo de la altura, esto hace que las fajas transportadoras tengan mucho largo; lo que no es conveniente para nuestra planta móvil debido a que esto hace que los largueros sean más grandes por tanto la planta móvil más larga y cara. En cambio los elevadores de cangilones cumplen la función de elevar y por ser verticales o poseer una pequeña inclinación son ideales para ahorrar espacio en comparación al largo de las fajas. Por ello la decisión final de la ubicación de los equipos es la alternativa 2.1.



Figura 3.4: Elevador de Cangilones

## 2 Geometría de la Estructura

Una vez seleccionada la ubicación de los equipos se puede proceder a estimar la longitud de los largueros o vigas maestras para poder seleccionar el perfil según las cargas que se calcularán más adelante. Teniendo en cuenta la alternativa 2.1 seleccionada en la sección anterior obtenemos un larguero de 9500 milímetros según muestra la figura 3.5. En la figura 3.5 además se muestra la distancia desde un extremo de la estructura hacia el perno maestro, la distancia entre los ejes, la distancia entre uno de los ejes y el perno maestro; y la altura de los largueros con respecto al piso.

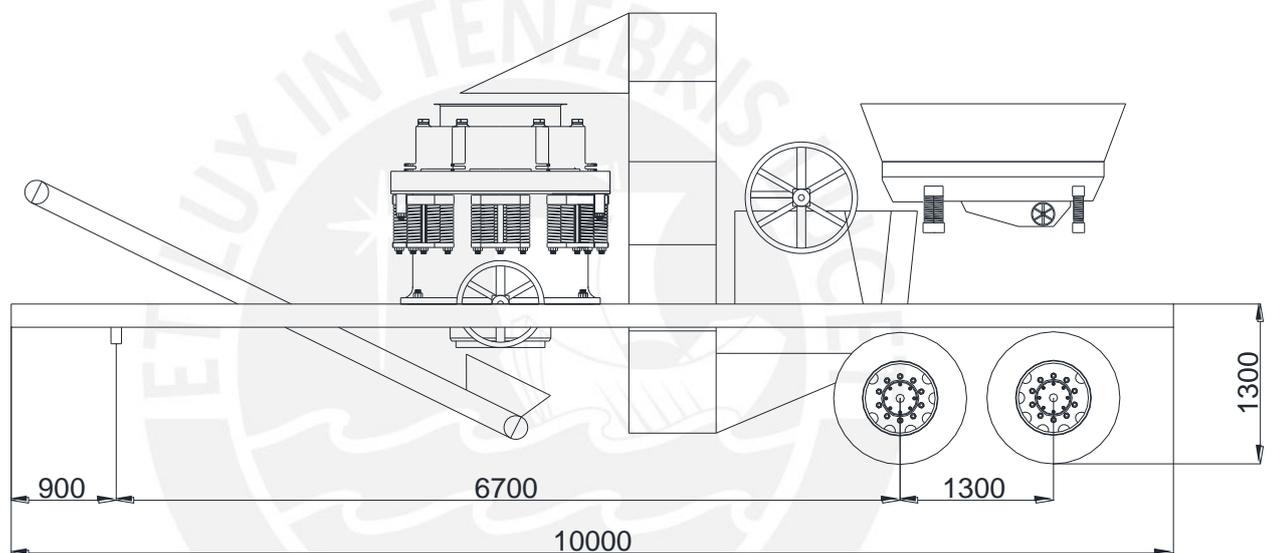


Figura 3.5: Geometría de los largueros

La distancia que se considera en la parte izquierda de la estructura se debe a que por el peso de los equipos, las distancias largas y abruptas que recorrerá la planta móvil; ésta requerirá utilizar una unidad tractora de ejes dobles o de tándem. En la figura 3.5 se muestra una unidad tractora de 2 ejes que se utilizara como remolque. [13]

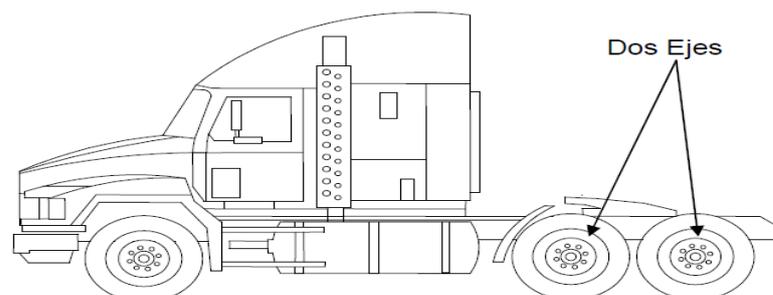


Figura 3.6: Unidad tractora de dos ejes o tándem

### 3 Determinación de Cargas

En esta sección se determinaran las cargas a las que está sometida la estructura de nuestra planta móvil. Esta parte es fundamental que se haga de manera precisa debido a que de las cargas dependerá el dimensionamiento de la estructura que deberá tener una vida útil de aproximadamente 20 años. Las cargas que se tomaran en cuenta se muestran en la tabla 3.1. [14]

Tabla 3.1: Tipos de carga

<b>Tipos de Carga</b>
Carga Muerta
Carga Viva
Cargas Accidentales
Cargas de Impacto
Cargas del Sismo
Carga del Viento

#### 3.1 Carga Muerta

Son aquellas que permanecen prácticamente constantes durante la vida útil de la estructura. La carga muerta está producida por el peso propio de toda construcción permanente, que incluye el peso propio de la estructura y todo el equipo permanente no incluido en la carga viva. Debido a que recién estamos diseñando la estructura el dato del peso propio no se tiene en esta parte del diseño por lo que para simplificar se asume un valor promedio de 4500 Kg. Valor obtenido en promedio de algunas tesis de semirremolques revisadas. Entonces tenemos:

$$C_m = 4500 \text{ kg}$$

#### 3.2 Carga Viva

Son cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento u ocupación propia de la estructura. Incluye las personas, el mobiliario, las máquinas y cualquier tipo de carga transitoria. Debido a que nuestra estructura soporta maquinas como las trituradoras, el alimentador vibratorio, la faja transportadora de salida y el elevador de cangilones, motores eléctricos; su peso será considerado como carga viva para nuestro diseño. El peso de cada equipo que porta nuestra planta así como el peso total se muestra en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Peso de los equipos

Equipo	Peso (Kg.)
Tolva de Alimentación	400
Alimentador Vibratorio	800
Trituradora de Mandíbula	6500
Trituradora Cónica	11000
Elevador de Cangilones	1500
Faja transportadora	1000
Motores Eléctricos	600
<b>Total</b>	<b>21800</b>

Para el parámetro de los pesos de los motores eléctricos se estimó el peso de los motores según su potencia del catálogo de motores Delcrosa de 4 polos. La estimación se muestra en la tabla 3.2.

Tabla 3.3: Peso de los motores de los equipos

Equipo	Potencia (HP)	Peso (Kg)
Alimentador Vibratorio	3	24
Trituradora de Mandíbula	40	211
Trituradora Cónica	75	291
Elevador de Cangilones	6.3	42
Faja transportadora	4.82	32
<b>Total</b>		<b>600</b>

Al peso de los equipos mostrado en la tabla 3.2 se le añade el peso propio de la carga que circula por la maquinaria y está reposando en la tolva de alimentación que es de aproximadamente seis toneladas.

$$C_v = 27800 \text{ kg}$$

### 3.3 Cargas Accidentales

Además de las cargas vivas y muertas que actúan sobre una estructura es necesario considerar adicionalmente las cargas accidentales que debe soportar la estructura, estas cargas accidentales son producidas por efectos climáticos, geográficos, o por las condiciones de operación misma de la estructura. Algunas de las cargas accidentales más importantes son las cargas de impacto, de viento y de sismo.

### 3.4 Cargas de Impacto

Las cargas de impacto son causadas por la vibración y la repentina detención o la caída de cargas móviles o movibles. La carga de impacto se encuentra, por lo general, multiplicando la carga en movimiento (viva) por un factor de choque. El factor de choque es distinto para cada tipo de carga dinámica. Para nuestra planta móvil la carga de impacto se produce durante el funcionamiento de los equipos soportados en ella y durante el transporte por las irregularidades de la carretera. Los factores de impacto se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3.4: Factores de Impacto

Equipo o componente	Factor de impacto
Elevadores	100%
Maquinaria impulsada por motor	20%
Maquinaria alternativa	50%
Colgantes para pisos y balcones	33%

Según la tabla 3.4 el factor de impacto para nuestra planta móvil sería del 20% debido a que nuestra planta soporta maquinaria impulsada por motor. Entonces tenemos nueva carga viva a la que se añadirá la carga de impacto:

$$Carga\ de\ Impacto = \frac{20}{100} \times Carga\ Viva$$

$$C_i = \frac{20}{100} \times 27800$$

$$C_i = 5560\ kg$$

Por lo tanto la carga viva total será:

$$Carga\ Viva\ Nueva = Carga\ Viva + Carga\ de\ Impacto$$

$$C_{vn} = 27800 + 5560$$

$$C_{vn} = 33360\ kg$$

### 3.5 Cargas de Sismo

Los sismos producen cargas sobre una estructura por medio de la interacción del movimiento del suelo y la característica de respuesta de la estructura. El terreno es desplazado, y como las estructuras están conectados a este, ellas también se desplazan y vibran; en consecuencia, se generan deformaciones y esfuerzos en toda la estructura. Según la norma técnica de edificación E.030 de diseño sismo resistente existen distintas categorías para edificaciones y estructuras, dentro de las cuales nuestra estructura se encuentra en la categoría B de edificaciones importantes debido a que hay personas cercanas en operación y realizando otras actividades, por ello posee un factor de uso o importancia de 1.3; este factor está por debajo del factor 1.5 de edificaciones esenciales. Este valor de 1.3 nos indica que en estas edificaciones, a criterio del proyectista, se aumentara la carga en un 30% para evitar cargas que aparecen durante el sismo.

$$Carga\ de\ Sismo = \frac{30}{100} \times Carga\ Viva$$

$$C_s = \frac{30}{100} \times 27800$$

$$C_s = 8340\ kg$$

Por lo tanto la carga viva total será:

$$Carga\ Viva\ Total = Carga\ Viva\ Nueva + Carga\ de\ Sismo$$

$$C_{vt} = 33360 + 8340$$

$$C_{vt} = 41700\ kg$$

### 3.6 Cargas del Viento

Cuando las estructuras impiden el flujo del viento, la energía cinética de este se convierte en energía potencial de presión, lo cual causa la carga del viento. El efecto del viento sobre una estructura depende de la densidad y velocidad del aire, del ángulo de incidencia del viento, de la forma y rigidez de la estructura y de la rugosidad de la superficie. Por lo general se asume que las presiones del viento se aplican uniformemente a las superficies. Para determinar la carga del viento primero se debe calcular la presión por velocidad de la siguiente manera: [15]

$$q_z = 0.613 \times K_z \times K_{zt} \times K_d \times V^2$$

Dónde:

$q_z$ : Presión por velocidad (N/m<sup>2</sup>)

$K_z$ : Factor de exposición

$K_{zt}$ : Factor topográfico

$K_d$ : Factor de direccionalidad del viento

$V^2$ : Velocidad básica del viento (m/s)

Para determinar el factor de exposición  $K_z$  se debe establecer primero una categoría de exposición que refleje adecuadamente las características de la superficie del lugar en el cual se va a construir el edificio o la estructura, entre ellas:

- **Exposición B:** Áreas urbanas y suburbanas, áreas boscosas, o terrenos con numerosas obstrucciones próximas entre sí, del tamaño de unifamiliares o mayores.
- **Exposición C:** Terrenos abiertos con obstrucciones dispersas, con alturas generalmente menores de diez metros. Esta categoría incluye campo abierto plano y terrenos agrícolas.
- **Exposición D:** Áreas costeras planas sin obstrucciones, expuestas al viento soplando desde aguas abiertas a una distancia de al menos 1660 m. Esta exposición se debe aplicar solamente a aquellos edificios y otras estructuras expuestas al viento soplando desde el agua.

Comparando las diferentes exposiciones establecemos que la exposición C, al incluir campo abierto plano y terrenos agrícolas, es la que más se asemeja o acerca a la situación donde nuestra planta móvil entrara en operación por lo cual entrando a la tabla 29.3-1 del anexo 03 con una altura menor a 4 metros obtenemos un factor de posición de 0.85.

El factor topográfico  $K_{zt}$  considera la topografía del sector en donde se encuentra la edificación o estructura, ya que existe un aumento de la velocidad del viento sobre lomas, colinas, etc. Debido a que las características topográficas de la zona de operación de la planta móvil son desconocidas el factor topográfico se asume como 1.

El factor de direccionalidad del viento  $K_d$  toma en cuenta la forma geométrica de la estructura. Según las características de la estructura y de los equipos montados

considero a todo como una pared y por ello el factor de direccionalidad según la tabla 26.6-1 del anexo 03 el factor de direccionalidad del viento es de 0.85. [15]

La velocidad del viento se determina según el mapa del viento del anexo 03. Éste nos muestra que en la zona de Cuzco, una de las zonas con mayor viento, encontramos vientos de hasta 110 kilómetros por hora. Luego observando la tabla 1.1 que nos muestra la ubicación de los principales productores de caliza en el Perú nos damos cuenta que Cuzco es uno de los lugares con yacimiento de caliza, por ende posible lugar de operación de la planta móvil; por ello asumimos la velocidad del viento como 110 Km/h o 30.6 m/s. Entonces reemplazando valores tenemos:

$$q_z = 0.613 \times K_z \times K_{zt} \times K_d \times V^2$$

$$q_z = 0.613 \times 0.85 \times 1 \times 0.85 \times 30.6^2$$

$$q_z = 414.7 \frac{N}{m^2}$$

Luego determinamos la carga del viento con la siguiente expresión:

$$F_w = q_z \times G \times C_f \times A_s$$

Dónde:

$F_w$ : Carga del viento (N)

$q_z$ : Presión por velocidad (N/m<sup>2</sup>)

$G$ : Factor de Efecto de ráfaga

$C_f$ : Coeficiente de fuerza neta

$A_s$ : Área neta de la pared (m<sup>2</sup>)

El factor de efecto de ráfaga  $G$  para estructuras rígidas y otros puede tomar el valor de 0.85. El coeficiente de fuerza neta  $C_f$  está en función de las dimensiones de la superficie vertical en contacto con el aire, separación con respecto al suelo y la dirección con la que el viento choca con la superficie. Donde tenemos según la tabla 29.4-1 del anexo 03:

$$h = 4m, B = 10m, s = 3m$$

$$\frac{B}{s} = \frac{10}{3} \approx 4; \frac{s}{h} = \frac{3}{4} \approx 0.75$$

Según la tabla según los factores dados el coeficiente de fuerza neta es 1.45.

El área  $A_s$  es la superficie que impedirá el flujo normal del aire y exagerando aproximadamente el área es la que muestra la figura 3.7.

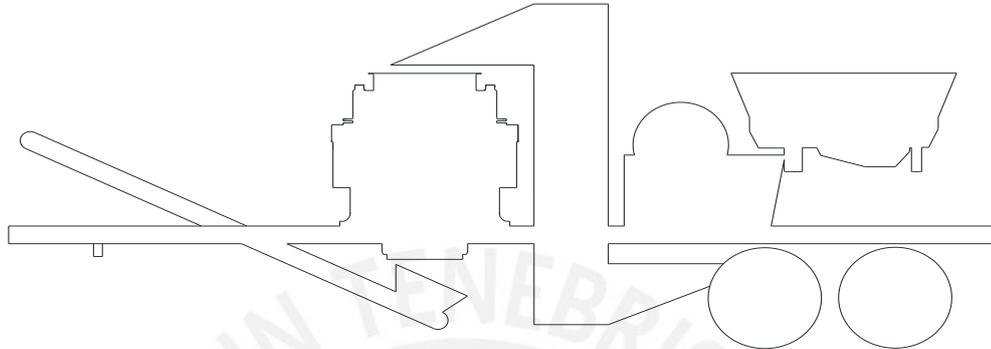


Figura 3.7: Área de la superficie de la planta móvil

El área de la superficie exagerada en el gráfico anterior es de 19.25 m<sup>2</sup>. Por lo tanto la de la fórmula de la carga del viento se tiene:

$$F_w = q_z \times G \times C_f \times A_s$$

$$F_w = 414.7 \times 0.85 \times 1.45 \times 19.25$$

$$F_w = 9839.02 \text{ N}$$

$$F_w = 984 \text{ kg}$$

#### 4 Material de la Estructura

El material que se utilizará principalmente para la elaboración de la estructura de nuestra planta móvil será el acero estructural ASTM – A36. Este acero estructural presenta propiedades óptimas para las condiciones de servicio a las cuales estará sometida la estructura de la planta móvil; además es un acero comúnmente utilizado en la industria de construcción por lo que es de fácil adquisición y se puede encontrar en diferentes presentaciones como en láminas, planchas, tubos, barras, platinas y perfiles estructurales a costos relativamente bajos en el mercado peruano. En la tabla 3.5 se presentan las distintas propiedades típicas del acero estructural ASTM – A36, esta información será utilizada para los cálculos de diseño de resistencia del material a las cargas anteriormente descritas. [16]

Tabla 3.5: Propiedades típicas del acero ASTM – A36

Propiedades del Acero Estructural ASTM – A36				
Propiedades Mecánicas		Símbolo	Valor	Unidades
Densidad		$\rho$	7860	Kg/m <sup>3</sup>
Resistencia última	Tensión	$\sigma_B$	400	MPa
Fluencia	Tensión	$\sigma_F$	250	MPa
	Cortante	$\tau_F$	145	MPa
Módulo de Elasticidad		$E$	200	GPa
Módulo de Rigidez		$G$	77.2	GPa
Coeficiente de Expansión Térmica		$\alpha$	11.7	10 <sup>-6</sup> /°C
Ductilidad (% 50mm)			21	%

## 5 Aplicación de las Cargas a la Estructura

En esta sección se describirá como se aplican las diferentes cargas calculadas anteriormente en la estructura de la planta móvil para luego poder dimensionar sus componentes y definir su sección; primero se empezará con las vigas principales que soportan toda la planta móvil y luego se definirán los travesaños, arriostres u otros elementos que soportaran específicamente cada equipo para finalizar con los cálculos de uniones entre vigas principales y los demás elementos.

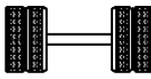
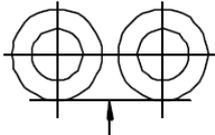
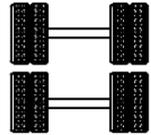
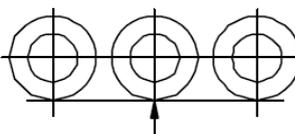
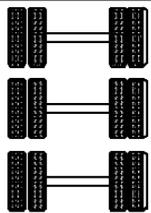
Para el dimensionamiento se utilizara la teoría de resistencia de materiales aprendidas en los diferentes cursos de diseño, se dibujaran los diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y se determinara el momento flector y la fuerza cortante máximas actuantes en la estructura para cada caso; luego se hará un análisis de momento resistente para seleccionar el perfil y por ultimo un análisis de deformación.

### 5.1 Diseño de las Vigas Principales

En esta sección se realizará el diseño de las vigas principales que son las que soportan toda la estructura de la planta móvil y a su vez transmiten la carga de toda la planta a los ejes, estos ejes vendrían a ser los apoyos de las vigas principales por lo que en primer lugar se procederá a definir el número de ejes que llevara la planta móvil. El número de ejes depende de la carga viva que soporta la planta móvil, la que calculamos anteriormente y es de aproximadamente 42 toneladas; con esta información definimos el número de ejes con la ayuda del reglamento nacional de vehículos del MTC. [17]

Para las diferentes configuraciones de ejes tenemos un peso máximo que pueden soportar, como se muestra en la tabla 3.6.

Tabla 3.6: Pesos máximos por configuración de eje

Conjunto de eje(s)	Nomenclatura	Simbología	Nº de Neumáticos	GRAFICO	Peso máximo por eje(s) ( t )
Simple	1RS		02		7
Simple	1RD		04		11
Doble	2RD		08		18
Triple	3RD		12		25

Con la información de la tabla 3.6 se procede a calcular el peso máximo que tendría nuestra planta móvil si es que utilizamos una tracción simple como se muestra en la figura 3.8, siendo este el caso crítico debido a que anteriormente se recomendó utilizar uno de tracción doble.

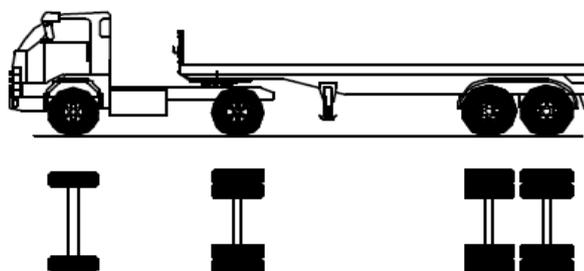


Figura 3.8: Descripción grafica de un vehículo

El vehículo de la figura 3.8 se muestra una unidad tractora de 1 eje simple y 1 eje doble mientras que la parte que vendría a ser la planta móvil presenta 2 ejes dobles.

La asignación de los pesos según la tabla 3.6 es de 7 toneladas por el eje simple, 11 toneladas por el eje doble y 18 toneladas por los 2 ejes dobles, entonces se debe cumplir:

$$\text{Peso bruto máximo} > \text{Carga viva total}$$

$$P_{bm} = 7 + 11 + 18$$

$$P_{bm} = 36 \text{ Toneladas}$$

$$36 > 41$$

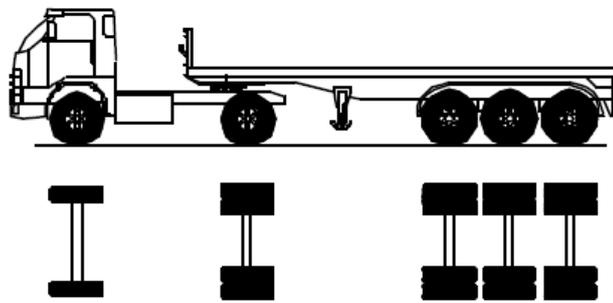


Figura 3.9: Descripción grafica de un vehículo

Como la primera opción no cumple, entonces se prueba otra opción como la del vehículo de la figura 3.9, el cual muestra una unidad tractora de 1 eje simple y 1 eje doble mientras que la parte que vendría a ser la planta móvil presenta 3 ejes dobles. La asignación de los pesos según la tabla 3.6 es de 7 toneladas por el eje simple, 11 toneladas por el eje doble y 25 toneladas por los 2 ejes dobles, entonces se debe cumplir:

$$\text{Peso bruto máximo} > \text{Carga viva total}$$

$$P_{bm} = 7 + 11 + 25$$

$$P_{bm} = 43 \text{ Toneladas}$$

$$43 > 41$$

Por consiguiente la configuración la planta móvil será la misma que la figura 3.9, es decir 3 ejes dobles en la parte de la planta y en la parte de tracción puede ser remolcada por una unidad tractora de 1 eje simple en la parte delantera y 1 eje doble o de 2 ejes dobles en la parte posterior.

Conocido el número de ejes para la planta móvil, estos serán considerados como apoyos móviles de las vigas principales y el apoyo rígido será la unión del perno maestro al enganche de la unidad tractora. La figura 3.10 muestra la distribución de los apoyos sobre la viga principal.

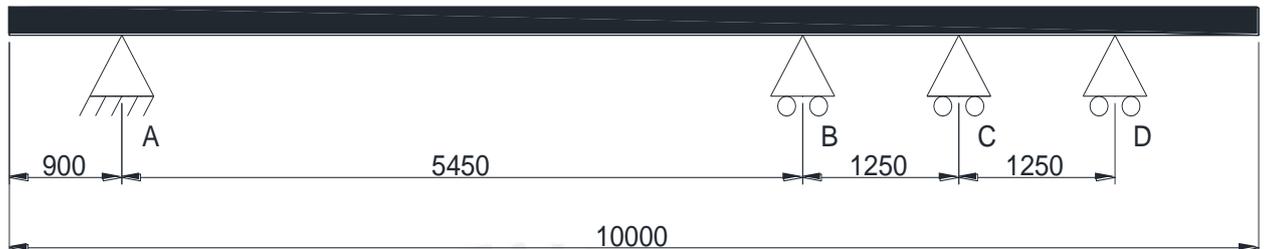


Figura 3.10: Distribución de los apoyos en la viga principal

La carga viva tota y la carga muerta son las que condicionan el dimensionamiento de las vigas principales, estas cargas se consideran para efectos de cálculo como una carga uniformemente distribuida repartida a lo largo de la viga principal y situada simétricamente respecto del eje longitudinal de la viga principal. La carga viva total y la carga muerta distribuidas en la viga principal se muestran a continuación:

$$C_m = 4500 \text{ kg} = 45000 \text{ N}$$

$$C_{vt} = 41700 \text{ kg} = 417000 \text{ N}$$

Debido a que vamos a utilizar 2 vigas principales la carga viva total y la carga muerta serán reducidas a la mitad y luego distribuidas a lo largo de los 10 metros de longitud que tienen las vigas principales. Entonces tenemos las cargas muerta y viva total por viga ( $C_{m/v}$  y  $C_{vt/v}$ ) y las cargas distribuidas de la carga muerta, viva total y total general ( $W_m$ ,  $W_{vt}$ ,  $W_t$ ).

$$C_{m/v} = \frac{45000}{2} \quad ; \quad C_{vt/v} = \frac{417000}{2}$$

$$C_{m/v} = 22500 \text{ N} \quad ; \quad C_{vt/v} = 208500 \text{ N}$$

$$W_m = \frac{22500}{10000} \quad ; \quad W_{vt} = \frac{208500}{10000}$$

$$W_m = 2.25 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad ; \quad W_{vt} = 20.85 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$W_t = 23.1 \frac{N}{mm}$$

Entonces tenemos en la figura 3.11 la representación de la carga distribuida en una de las vigas principales.

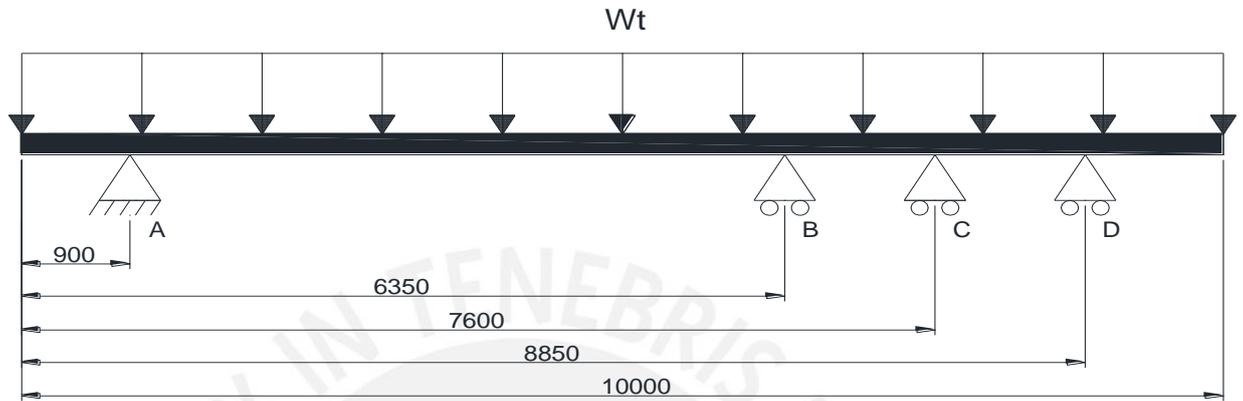


Figura 3.11: Distribución de la carga distribuida en la viga principal

Como se observa tenemos 3 apoyos en la viga principal 1 rígido y 2 libres (A, B, C); por lo tanto tenemos 4 reacciones, es decir 4 incógnitas y solo tenemos 3 ecuaciones para resolver el sistema: la sumatoria de fuerzas perpendiculares y paralelas a la viga y la sumatoria de momentos. Esto nos indica que es un sistema hiperestático, es decir no se pueden determinar las reacciones solo utilizando las 3 ecuaciones de la estática. Es necesario utilizar otros métodos como los de la deflexión de vigas o el teorema de superposición, en nuestro caso utilizaremos el autodesk inventor para calcular las reacciones en los apoyos. El DCL de la viga principal se muestra en la figura 3.12.

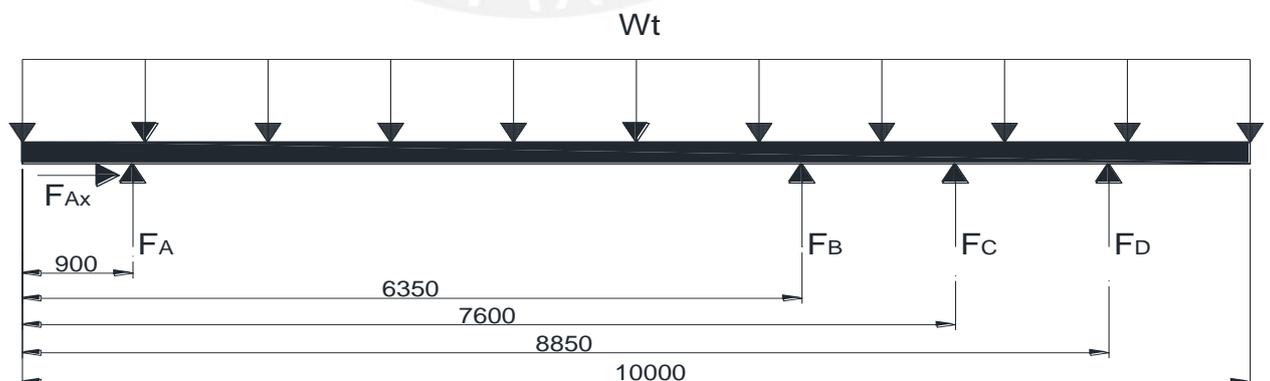


Figura 3.12: DCL de la viga principal

Las reacciones de la viga principal calculadas por el programa autodesk inventor se muestran en la tabla 3.7 y en la figura 3.13. El signo negativo nos indica que la dirección de la fuerza es contraria a la asumida en el DCL de la figura 3.12.

Tabla 3.7: Reacciones de la viga

Reacción	Valor	Unidades
$F_{AX}$	0	N
$F_A$	72916	N
$F_B$	155983	N
$F_C$	-64235	N
$F_D$	66335	N

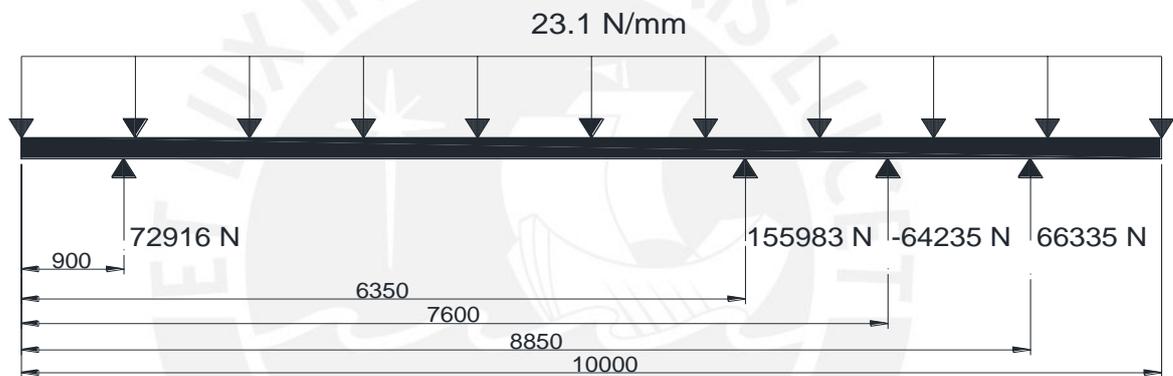


Figura 3.13: Reacciones en los apoyos de la viga principal

Con la ayuda también del autodesk inventor se dibujan los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la viga principal en las figuras 3.14 y 3.15 respectivamente.

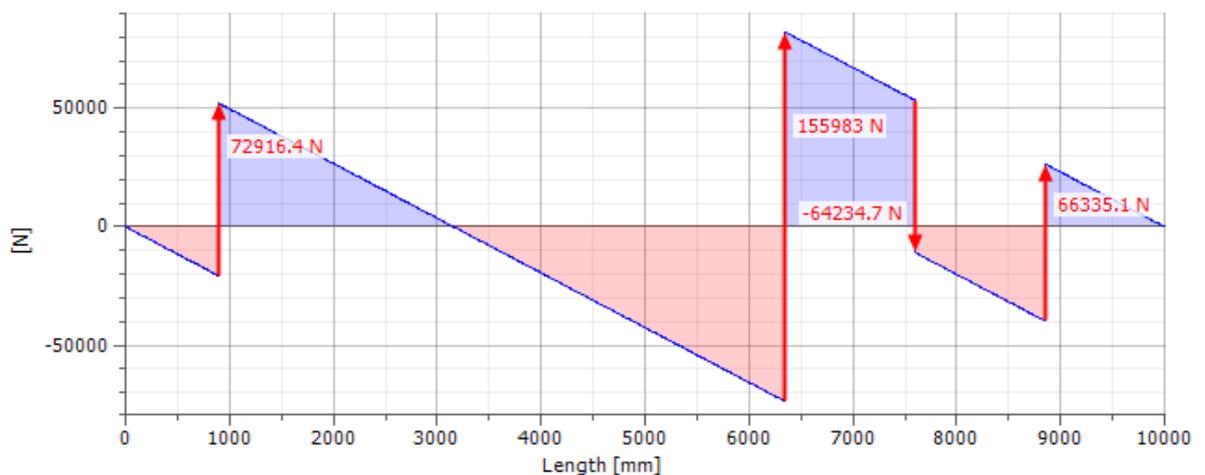


Figura 3.14: Diagrama de fuerza cortante

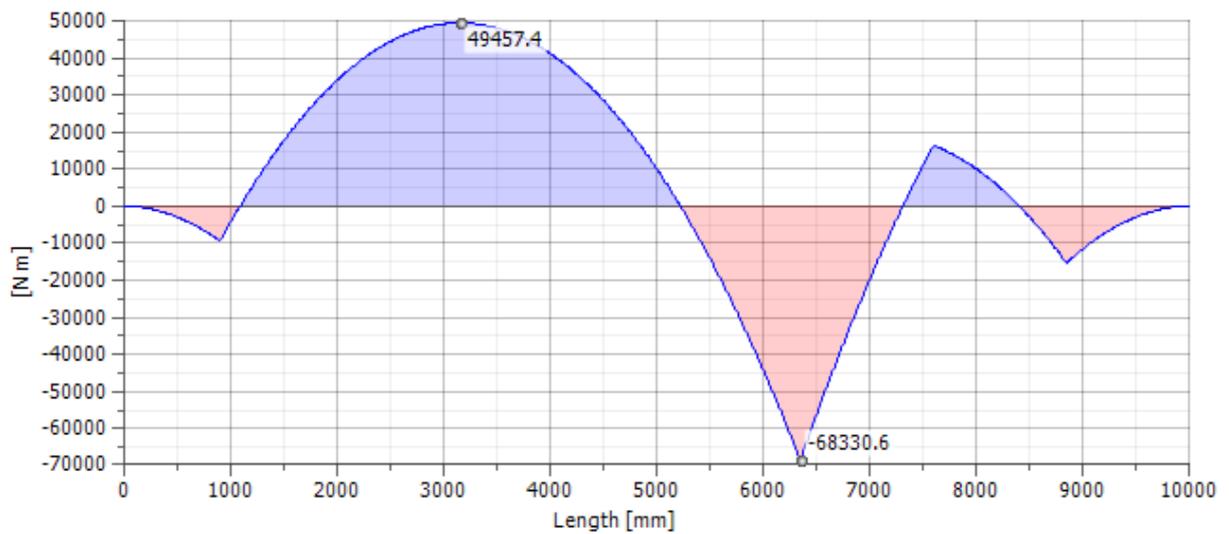


Figura 3.15: Diagrama de momento flector

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector nos muestran como varían ambas cargas a lo largo de los diez metros de viga, los datos relevantes para la selección y cálculos de resistencia de la viga son el momento máximo y la fuerza cortante máxima que actúan sobre la viga. Utilizando los diagramas de fuerza cortante y momento flector con la ayuda del autodesk inventor tenemos:

$$|M_{max}| = 68331 \text{ N.m}$$

$$|V_{max}| = 82215 \text{ N}$$

Los esfuerzos admisibles son aquellas relaciones entre la resistencia a la fluencia de un material y un factor de seguridad para evitar que este falle. En la tabla 3.5 se muestran la resistencia a la fluencia del material a utilizar y para nuestro estudio asumimos un factor de seguridad de 1.5; entonces a continuación calculamos los esfuerzos admisibles. [16]

$$\text{Esfuerzo Admisible} = \frac{\text{Resistencia a la fluencia}}{\text{Factor de seguridad}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{1.5} ; \tau_{adm} = \frac{\tau_F}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250}{1.5} ; \tau_{adm} = \frac{145}{1.5}$$

$$\sigma_{adm} = 167 \text{ Mpa} ; \tau_{adm} = 97 \text{ Mpa}$$

Con la información que tenemos procedemos a calcular el momento resistente mínimo que debería tener la sección de la viga para poder resistir las cargas aplicadas:

$$S_{min} = \frac{|M_{max}|}{\sigma_{adm}}$$

$$S_{min} = \frac{68331 \text{ N.m} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$S_{min} = 409167.7 \text{ mm}^3 \times \left(\frac{1 \text{ in}}{25.4}\right)^3$$

$$S_{min} = 24.96 \text{ in}^3$$

El resultado anterior nos indica que la sección de la viga que seleccionemos debe tener un momento resistente mayor a 24.96 pulgadas cúbicas, con este dato procedemos a buscar en las tablas de vigas americanas. La designación que se les da a las vigas americanas de ala ancha es la letra W seguida de la altura en pulgadas y el peso en libras por pie. Las posibles secciones de viga que cumplen con el requerimiento anterior se muestran en la tabla 3.8. [18]

Tabla 3.8: Reacciones de la viga

Forma	Momento Resistente $S_x$ ( $\text{in}^3$ )	Momento de Inercia $I_x$ ( $\text{in}^4$ )
W 8 x 35	31.2	127
W 8 x 40	35.5	146
W 10 x 30	32.4	170
W 10 x 33	35.0	171
W 12 x 26	33.4	204
W 12 x 30	38.6	238
W 14 x 26	35.3	245
W 14 x 30	42	291
W 16 x 26	38.4	301

La ventaja de la denominación de las vigas americanas es que nos da la altura de la viga y luego el peso por distancia de viga; esta denominación es ventajosa debido a que para determinado momento resistente tenemos diferentes alturas de perfiles de vigas que nos dirán que tan grande son los perfiles; diferentes pesos por distancia que nos indicaran que tan caro es comprar determinado perfil debido a que se paga por

peso de acero; diferentes momentos resistentes que nos aseguran si la viga resiste a las cargas aplicadas y diferentes momentos de inercia que influirán en la deformación de la viga.

Como se observa en la tabla todas las vigas que se encuentran en ella cumplen con el requerimiento del momento resistente mayor a 30.84, entonces la decisión es por economía o menor peso por longitud, entre ellas la menor es la de 26 libras por pie entre ellas una de las de altura intermedia es la de 12 por ello se selecciona el perfil W 12 x 26. El perfil seleccionado tiene las dimensiones que se muestran en la figura 3.16.

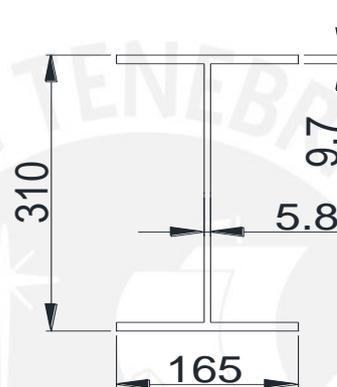


Figura 3.16: Perfil W 12 x 26

A continuación se procede a verificar el perfil seleccionado por resistencia hallando el esfuerzo normal: [16]

$$\sigma_n = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma_n = \frac{68331 \text{ N} \cdot \text{m} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{33.4 \text{ in}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 124.84 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_n < \sigma_{adm}$$

$$124.84 \text{ Mpa} < 167 \text{ Mpa}$$

A continuación se procede a verificar el perfil seleccionado por resistencia hallando el esfuerzo cortante:

$$\tau_c = \frac{V_{max} \times Q}{I \times t}$$

Dónde:

Q: Primer momento del ala con respecto al eje neutro ( $m^3$ )

I: Momento de inercia de perfil ( $m^4$ )

t: Ancho del alma (m)

$$Q = A_{ala} \times c$$

$$Q = (0.165 \text{ m} \times 0.0097 \text{ m}) \times 0.150 \text{ m}$$

$$Q = 2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\tau_c = \frac{82215 \text{ N} \times 2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{204 \text{ in}^4 \times \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ in}}\right)^4 \times 0.0058 \text{ m}}$$

$$\tau_c = 40 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\tau_c < \tau_{adm}$$

$$40 \text{ Mpa} < 97 \text{ Mpa}$$

Como se observa en los cálculos anteriores el perfil seleccionado W 12 x 26 cumple con los cálculos de resistencia. A continuación se procede a calcular la máxima deflexión. El diagrama de deflexión se muestra en la figura 3.17. [18]

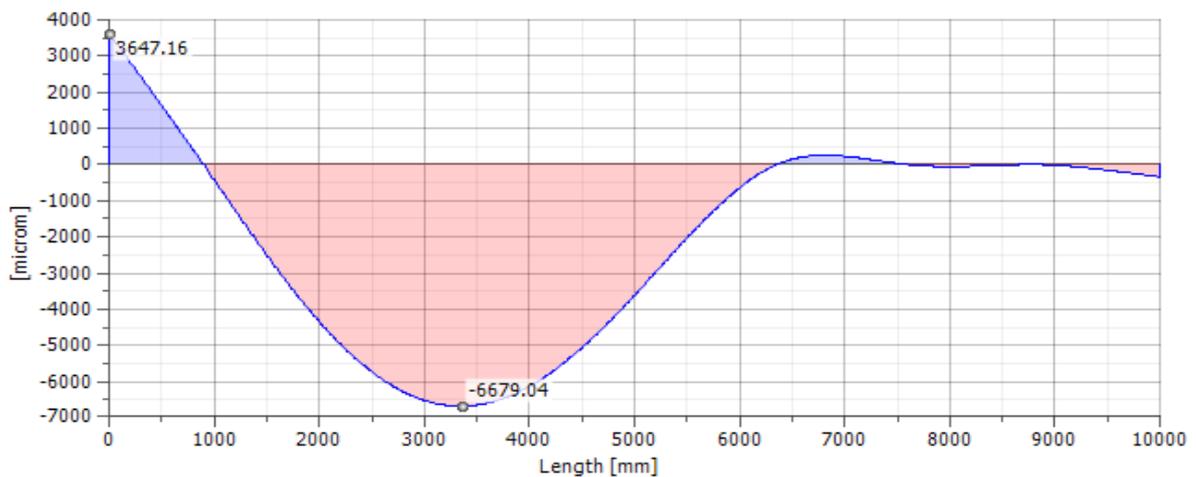


Figura 3.17: Diagrama de deflexión de la viga

Como se observa en el gráfico la deflexión máxima de la viga ocurre a los 3890 milímetros de viga y su valor es de:

$$|\delta_{max}| = 6679 \text{ Micrones}$$

$$|\delta_{max}| = 0.006679 \text{ m}$$

Para evitar que la flecha o deflexión máxima sea excesiva, existen unas recomendaciones que dan la máxima flecha admisible según el tipo de viga. La recomendación para nuestro caso es que la flecha máxima admisible debe ser 500 veces la longitud entre apoyos en metros.

$$\delta_{adm} = \frac{l}{500}$$

$$\delta_{adm} = \frac{6.7}{500}$$

$$\delta_{adm} = 0.0134 \text{ m}$$

Se debe cumplir:

$$\delta_{max} < \delta_{adm}$$

$$0.006679 < 0.0134$$

Como se observa la viga seleccionada esta verificada por resistencia y por deformación, por lo tanto la viga seleccionada tiene un perfil W 12 x 26.

## 5.2 Cálculo de Vuelco

Uno de los principales problemas causados por la carga lateral del viento calculada anteriormente y que soporta nuestra planta móvil es que esta carga se convierta en una fuerza de vuelco y que produzca la volcadura total de la planta móvil; este es un problema recurrente en vehículos que no son de fábrica o que su diseño de fábrica ha sido modificado como por ejemplo en los llamados bus camiones, los cuales al haber sido modificados tienen tendencia a la volcadura. La fuerza de vuelco es aquella fuerza aplicada en el centro de gravedad de la sección transversal de la planta móvil que provocará la volcadura de esta, considerando como pivote el punto de contacto exterior del neumático con la superficie de rodadura, como se muestra en la figura 3.18. [19]

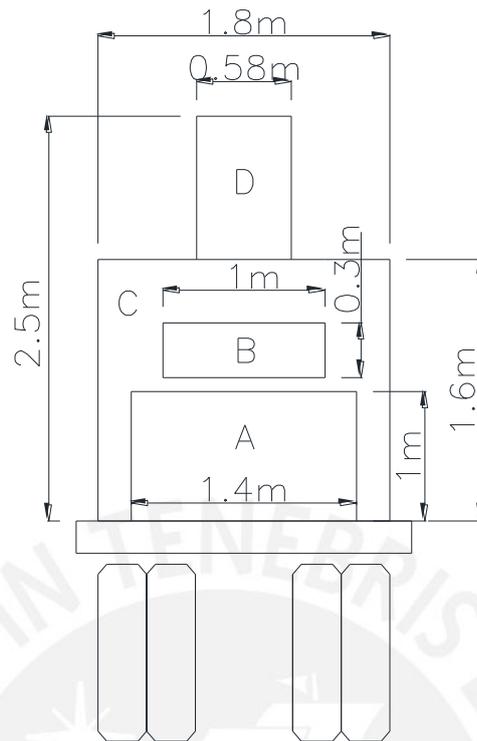


Figura 3.18: Vista posterior de la planta móvil

Para analizar la fuerza de volcadura primero se debe calcular el centro de gravedad; en la figura 3.18 se muestra la vista posterior de la planta con las maquinas ubicadas e idealizadas como secciones rectangulares para facilitar el cálculo del centro de gravedad total de la planta, la correspondencia de las letras de la figura 3.18 con las maquinas en la planta móvil se muestran en la tabla 3.9.

Tabla 3.9: Correspondencia de letras con máquinas, área y peso.

Letra	Maquina	Área (m <sup>2</sup> )	Peso (Kg)
A	Trituradora de mandíbulas	1.4	6500
B	Alimentador vibratorio	0.3	800
C	Trituradora cónica	2.88	11000
D	Elevador de cangilones	1.45	1500

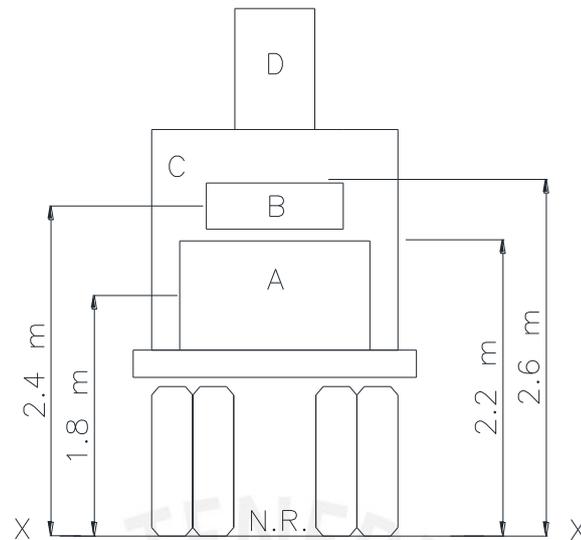


Figura 3.19: Vista posterior de la planta móvil

En la figura 3.19 se muestra la distancia desde el nivel de referencia, tomado como el contacto entre las llantas y al sueño representado por el eje X-X; y el centro de gravedad de cada equipo idealizado con una forma geométrica rectangular. Con esta información se puede calcular el centro de gravedad de la planta  $\bar{x}$ . No es necesario calcular el centro de gravedad respecto a un eje vertical debido a la simetría de la planta, el centro de gravedad siempre estará en el medio.

$$\bar{x} = \frac{\sum \tilde{x} \times A}{\sum A}$$

Donde:

$\bar{x}$ : Centro de gravedad de la planta móvil

$\tilde{x}$ : Centro de gravedad de cada maquina

A: Área de cada maquina

Reemplazando se tiene:

$$\bar{x} = \frac{1.8 \times 1.4 + 2.4 \times 0.3 + 2.2 \times 2.88 + 2.6 \times 1.45}{1.4 + 0.3 + 2.88 + 1.45}$$

$$\bar{x} = 2.21 \text{ m}$$

Por lo tanto el centro de gravedad de la planta móvil se encuentra a 2.21 metros sobre el nivel de referencia, es decir del piso como se muestra en le figura 3.20.

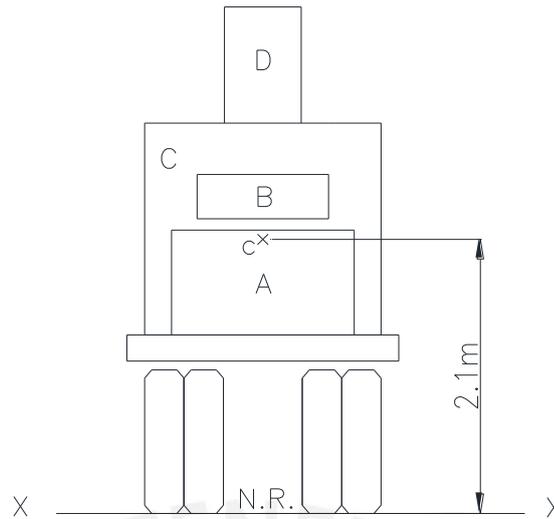


Figura 3.20: Centro de gravedad de la planta móvil

Una vez calculado el centro de gravedad de la planta móvil ya tenemos donde aplicar la carga del viento calculada anteriormente y la carga viva más la carga muerta de la planta. Se procede a analizar cuando la planta móvil transita en una superficie plana, en este caso supondremos que la carga del viento viene de derecha a izquierda, lo que podría producir un vuelco; entonces hacemos fija la llanta de la izquierda y aplicamos la hipótesis de vuelco.

La hipótesis de vuelco nos dice que el vuelco en un vehículo tendrá lugar si el momento producido por las fuerzas desestabilizadoras o de volcadura, en nuestro caso la fuerza del viento, supera el momento generado por las fuerzas estabilizadoras que sobre él inciden. El DCL se muestra en la figura 3.21.

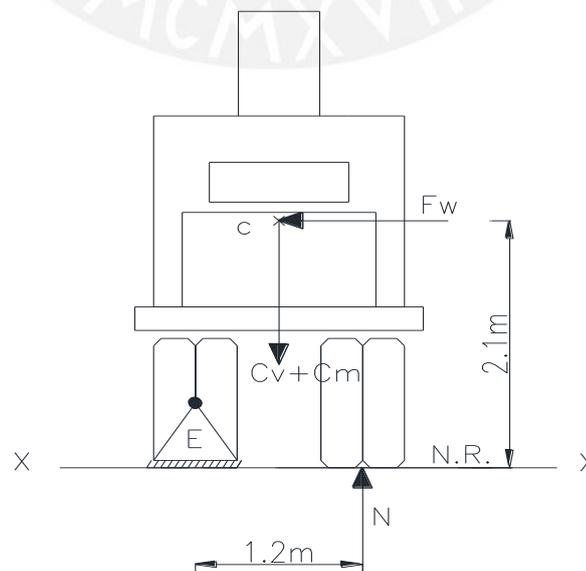


Figura 3.21: DCL de la planta móvil sobre superficie plana

En la figura 3.19 se observa que la fuerza desestabilizadora del vuelco es la fuerza del viento  $F_w = 984 \text{ kg}$ , la fuerza estabilizadora del vuelco es la carga muerta más la carga viva  $C_m + C_v = 21800 \text{ kg}$  y la normal se hace anula para una situación de volcadura inminente. Entonces realizamos la sumatoria de momentos desde E.

$$M_{\text{estabilizador}} = 0.6 \times 21800 \text{ kg}$$

$$M_{\text{estabilizador}} = 13080 \text{ kg.m}$$

$$M_{\text{desestabilizador}} = 2.1 \times 984 \text{ kg}$$

$$M_{\text{desestabilizador}} = 2066.4 \text{ kg.m}$$

Se debe cumplir:

$$M_{\text{estabilizador}} > M_{\text{desestabilizador}}$$

$$13080 \text{ kg.m} > 2066.4 \text{ kg.m}$$

Por lo tanto en una superficie plana por acción de la carga del viento la planta móvil no volcara.

Ahora analizamos la situación en la que la planta móvil circula en una curva donde existiría un ángulo de inclinación o peralte que favorecería el vuelco, las dimensiones del peralte máximo en el Perú lo podemos observar en la tabla 3.10. El DCL del caso del plano inclinado se muestra en la figura 3.20. [20]

Tabla 3.10: Valores de peralte máximo en carreteras del Perú.

	Peralte Máximo (p)		Ver Figura
	Absoluto	Normal	
Cruce de Areas Urbanas	6,0 %	4,0 %	<a href="#">304.03</a>
Zona rural (Tipo 1, 2 ó 3)*	8,0 %	6,0 %	<a href="#">304.04</a>
Zona rural (Tipo 3 ó 4)	12,0 %	8,0 %	<a href="#">304.05</a>
Zona rural con peligro de hielo	8,0 %	6,0 %	<a href="#">304.06</a>

Entonces el peralte máximo que utilizaremos en nuestro DCL de la planta móvil es de 12% debido a que nuestra planta ira también por zonas rurales y terrenos muy complicados. A continuación calculamos el ángulo de peralte:

$$p = \tan \alpha = \frac{12}{100}$$

$$\alpha = \tan^{-1} 0.12$$

$$\alpha = 6.84^\circ$$

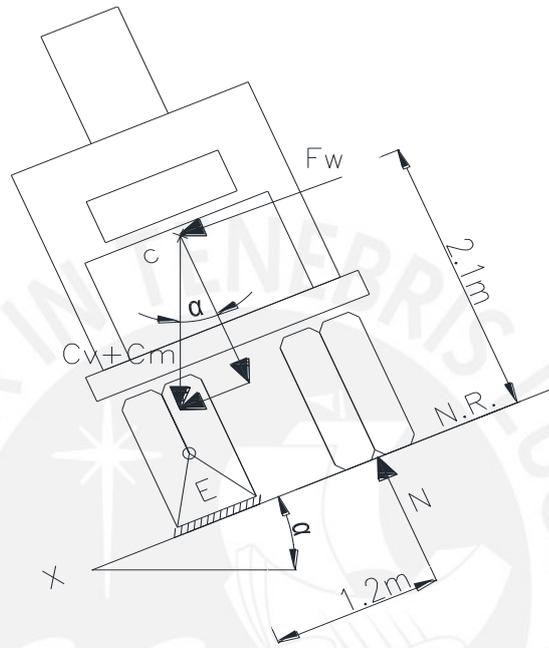


Figura 3.22: DCL de la planta móvil sobre superficie plana

En la figura 3.22 se observa que la fuerza desestabilizadora del vuelco es la fuerza del viento  $F_w = 984 \text{ kg}$  y una de las componentes de la carga viva más la carga muerta  $(C_m + C_v)\sin(\alpha)$ ; la fuerza estabilizadora del vuelco es la otra componente de la carga muerta más la carga viva  $(C_m + C_v)\cos(\alpha)$  y la normal se hace anula para una situación de volcadura inminente. Entonces realizamos la sumatoria de momentos desde E.

$$M_{\text{estabilizador}} = (C_m + C_v)\cos(\alpha) \times 0.6 \text{ m}$$

$$M_{\text{estabilizador}} = 21800 \times \cos 6.84 \times 0.6 \text{ m}$$

$$M_{\text{estabilizador}} = 12986 \text{ kg.m}$$

$$M_{\text{desestabilizador}} = (F_w + (C_m + C_v)\sin(\alpha)) \times 2.1 \text{ m}$$

$$M_{\text{desestabilizador}} = (984 + 21800 \times \sin 6.84) \times 2.1 \text{ m}$$

$$M_{desestabilizador} = 7518 \text{ kg.m}$$

Se debe cumplir:

$$M_{estabilizador} > M_{desestabilizador}$$

$$12986 \text{ kg.m} > 7518 \text{ kg.m}$$

Se concluye que la planta móvil operando en una superficie inclinada con el peralte máximo en el Perú por acción de la carga del viento no volcara. [19]

### 5.3 Diseño de los travesaños y columnas

En esta sección se diseñarán los soportes auxiliares o travesaños que irán unidos a las vigas principales para soportar los diferentes equipos que no están soportados directamente por las vigas principales, estos soportes tendrán un perfil de un canal o perfil en C; además como los soportes estarán soldados a ambas vigas principales se considerarán como doblemente empotrados. Debido a que en el mercado se comercializan estos perfiles en longitudes mínimas de 20 pies o 6 metros no podemos utilizar un perfil diferente para soportar cada equipo; por lo que para el diseño de estos soportes se utilizará el equipo más pesado que estos soportarán y se realizará un análisis de flexión y deformación cuando el canal este entre las dos vigas principales como en el soporte de las trituradora de mandíbulas y un análisis de pandeo cuando el canal este sobre una de las vigas principales, este sometido a compresión y sea utilizado como una columna como en el soporte de la tolva de alimentación y el alimentador vibratorio.

Como se observa en la tabla 3.2 de los pesos de los equipos el más pesado de los que se soportaran con un canal es la trituradora de mandíbula (6500 kg) y por ello para el diseño del perfil del canal se tomara este equipo como referencia. Como el canal esta soldado en ambos lados a la viga principal se considera como doblemente empotrado y la carga de la trituradora de mandíbula se divide entre tres debido a que serán tres los canales utilizados para soportarlo ( $C_{tm/v}$ ) y se considera que la carga distribuye uniformemente a lo largo del canal de una longitud de 1685 milímetros ( $W_{tm}$ ). El esquema se muestra en la figura 3.21.

$$C_{tm/v} = \frac{65000}{3} \text{ N}$$

$$C_{tm/v} = 21667 \text{ N}$$

$$W_{tm} = \frac{21667}{1685} \text{ N}$$

$$W_{tm} = 12.86 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

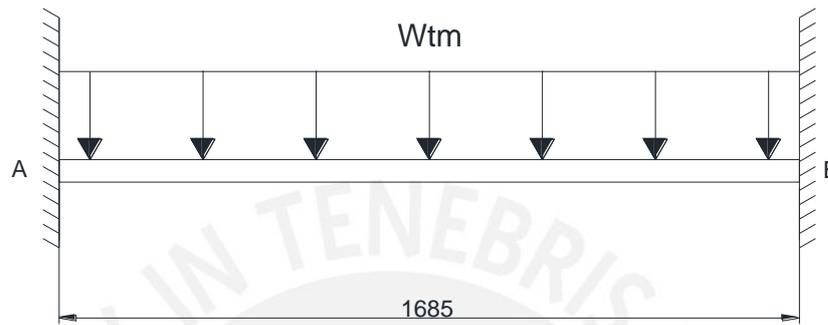


Figura 3.23: DCL de la planta móvil sobre superficie plana

Como se observa en la figura 3.23 tenemos 2 empotramientos en A y en B; por lo tanto tenemos 6 reacciones, es decir 6 incógnitas y solo tenemos 3 ecuaciones para resolver el sistema: la sumatoria de fuerzas perpendiculares y paralelas a la viga y la sumatoria de momentos. Esto nos indica que es un sistema hiperestático, es decir no se pueden determinar las reacciones solo utilizando las 3 ecuaciones de la estática. Es necesario utilizar otros métodos como los de la deflexión de vigas o el teorema de superposición, en nuestro caso utilizaremos tablas de flechas máximas y reacciones para calcular las reacciones, y el autodesk inventor para calcular dibujar los diagramas. El DCL del canal se muestra en la figura 3.24.

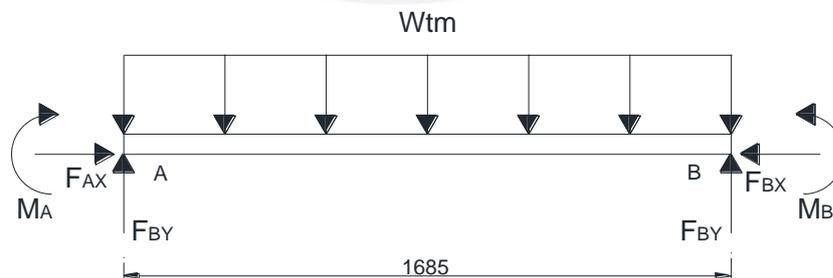


Figura 3.24: DCL de la planta móvil sobre superficie plana

Las reacciones del canal son calculadas con las tablas del anexo 04 y se muestran en la tabla 3.11 y en la figura 3.25.

Tabla 3.11: Reacciones de la viga

Reacción	Valor	Unidades
$F_{AX}$	0	N
$F_{AY}$	10835	N
$F_{BX}$	0	N
$F_{BY}$	10835	N
$M_A$	3043	N.m
$M_B$	3043	N.m

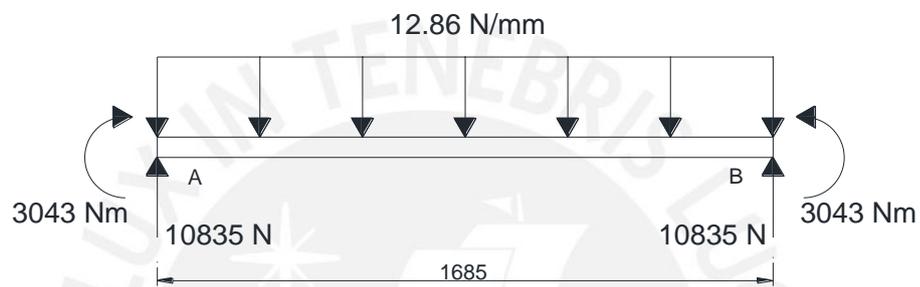


Figura 3.25: Reacciones de los empotramientos del canal

Con la ayuda también del autodesk inventor se dibujan los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la viga principal en las figuras 3.26 y 3.27 respectivamente.

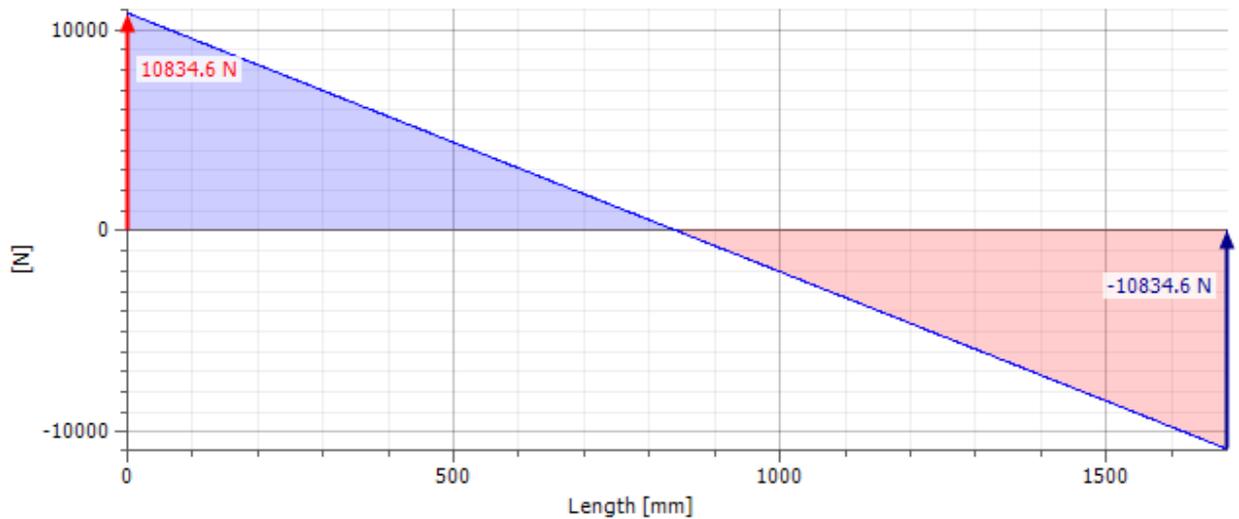


Figura 3.26: Diagrama de fuerza cortante

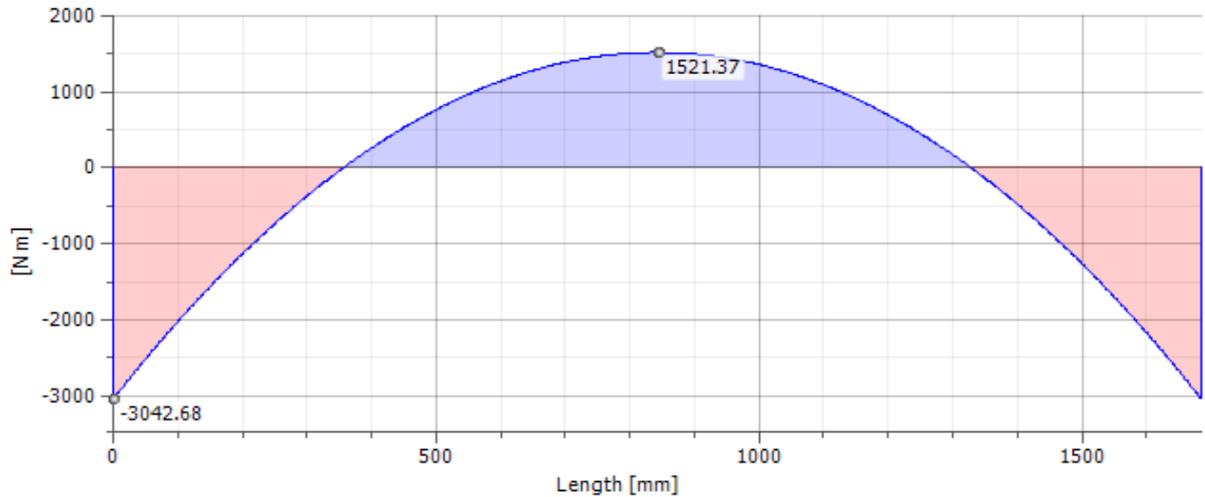


Figura 3.27: Diagrama de momento flector

De los diagramas de fuerza cortante y de momento flector de la figura 3.26 y 3.27 respectivamente se pueden sacar los datos relevantes para el diseño como son la fuerza cortante máxima y el momento flector máximo.

$$|M_{max}| = 3043 \text{ N.m}$$

$$|V_{max}| = 10835 \text{ N}$$

Con la información anterior procedemos a calcular el momento resistente mínimo que debería tener la sección de la viga para poder resistir las cargas aplicadas con  $\sigma_{adm} = 167 \text{ Mpa}$  y  $\tau_{adm} = 97 \text{ Mpa}$ . [18]

$$S_{min} = \frac{|M_{max}|}{\sigma_{adm}}$$

$$S_{min} = \frac{3043 \text{ N.m} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$S_{min} = 18221.6 \text{ mm}^3 \times \left(\frac{1 \text{ in}}{25.4}\right)^3$$

$$S_{min} = 1.1 \text{ in}^3$$

El resultado anterior nos indica que el perfil del canal que seleccionemos debería tener como mínimo un momento resistente de 1.1 pulgadas al cubo, pero este canal en otro equipo será utilizado como una columna y será sometido a compresión y por ello

podría fallar por pandeo; por lo que antes de seleccionar el perfil del canal es necesario analizar la otra carga a la que está sometido para así seleccionar un perfil que no falle a los dos usos que tiene el canal. Se sabe que se utilizará como una columna para soportar el alimentador vibratorio y la tolva de alimentación con un peso aproximado en total de dos toneladas y una longitud de dos metros y considerando que tiene un extremo empotrado y el otro libre por ser el más crítico, como se muestra en la figura 3.28. [21]

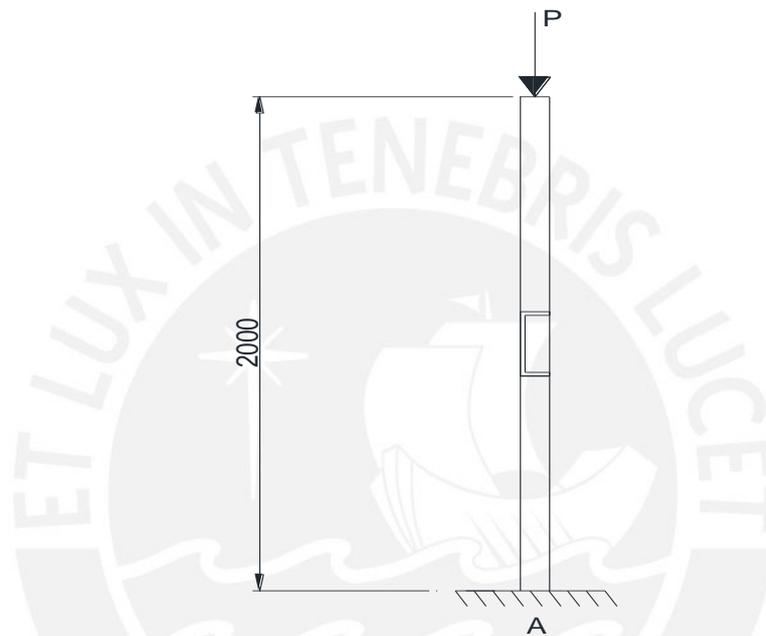


Figura 3.28: Diagrama de momento flector

Para la selección del perfil se utilizara el método omega, método iterativo para la selección d perfiles. Los resultados se presentaran en la tabla 3.12.

Tabla 3.11: Tabla del cálculo iterativo del método omega de falla por pandeo

CALCULO FALLA POR PANDEO METODO OMEGA NORMA DIN										
PERFIL	F	L	A	in	$\lambda$	$\omega$	$\sigma$	$\omega\sigma$	$<\sigma_{Fadm}$	$\sigma_{Fadm}$ (St 37)
	(kgf)	(cm)	(cm <sup>2</sup> )	(cm)			(kgf/cm <sup>2</sup> )	(kgf/cm <sup>2</sup> )	(ok/no)	(kgf/cm <sup>2</sup> )
C6 x 13	2000.00	400.00	24.50	1.31	305.34	10.55	81.63	861.22	✓	1400
C6 x 10.5	2000.00	400.00	19.80	1.32	303.03	10.55	101.01	1065.66	✓	
C6 x 8.2	2000.00	400.00	15.40	1.34	298.51	10.55	129.87	1370.13	✓	
C5 x 9	2000.00	400.00	17.10	1.24	322.58	10.55	116.96	1233.92	✓	
C4 x 7.25	2000.00	400.00	13.70	1.12	357.14	10.55	145.99	1540.15	✗	
C3 x 6	2000.00	400.00	11.30	1.04	384.62	10.55	176.99	1867.26	✗	
C3 x 4.1	2000.00	400.00	7.65	1.00	400.00	10.55	261.44	2758.17	✗	

A continuación se muestra el procedimiento de cálculo de la tabla para el perfil seleccionado, primero se calcula la esbeltez con la longitud multiplicada por dos por considerar un extremo libre.

$$\lambda = \frac{L}{i_x}$$

$$\lambda = \frac{400}{1.32}$$

$$\lambda = 303.03$$

Para determinada esbeltez existe un factor omega de pandeo según DIN 4114 hoja 1.

$$\omega = 10.55$$

Este factor se multiplica al esfuerzo normal y se compara con el esfuerzo admisible dado con un factor de seguridad de 1.71 recomendado para este método  $\sigma_{adm} = 1400 \text{ kgf/cm}^2$ .

$$\sigma_n = 101.01 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\omega\sigma_n = 101.01 \times 10.55$$

$$\omega\sigma_n = 1065.7 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\omega\sigma_n < \sigma_{adm}$$

$$1065.7 < 1400$$

El perfil seleccionado para el canal es C6 x 10.5 ya que cumple con los requerimientos del método omega, es una de las menos pesadas y cumple con el momento resistente mínimo calculado anteriormente  $S_{canal} = 5.06 \text{ in}^3$ . El perfil se muestra en la figura 3.29.

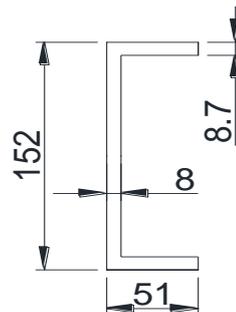


Figura 3.29: Perfil canal C6 x 10.5

A continuación se procede a verificar el perfil seleccionado por resistencia hallando el esfuerzo normal cuando se somete al canal a flexión:

$$\sigma_n = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma_n = \frac{3043 \text{ N.m} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}}{5.06 \text{ in}^3 \times \left(\frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}}\right)^3}$$

$$\sigma_n = 36.7 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_n < \sigma_{adm}$$

$$36.7 \text{ Mpa} < 167 \text{ Mpa}$$

A continuación se procede a verificar el perfil seleccionado por resistencia hallando el esfuerzo cortante:

$$\tau_c = \frac{V_{max} \times Q}{I \times t}$$

Dónde:

Q: Primer momento del ala con respecto al eje neutro ( $m^3$ )

I: Momento de inercia de perfil ( $m^4$ )

t: Ancho del alma (m)

$$Q = A_{ala} \times c$$

$$Q = (0.051 \text{ m} \times 0.0087 \text{ m}) \times 0.07165 \text{ m}$$

$$Q = 3.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\tau_c = \frac{10835 \text{ N} \times 3.18 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{15.2 \text{ in}^4 \times \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ in}}\right)^4 \times 0.008 \text{ m}}$$

$$\tau_c = 6.8 \text{ Mpa}$$

Se debe cumplir:

$$\tau_c < \tau_{adm}$$

$$6.8 \text{ Mpa} < 97 \text{ Mpa}$$

Como se observa en los cálculos anteriores el perfil seleccionado C6 x 10.5 cumple con los cálculos de resistencia. A continuación se procede a calcular la máxima deflexión que sufre el canal para poder verificar si cumple con los requerimientos de deformación. La deflexión máxima de la viga se calcula utilizando el autodesk inventor, el diagrama de deflexión se muestra en la figura 3.30.

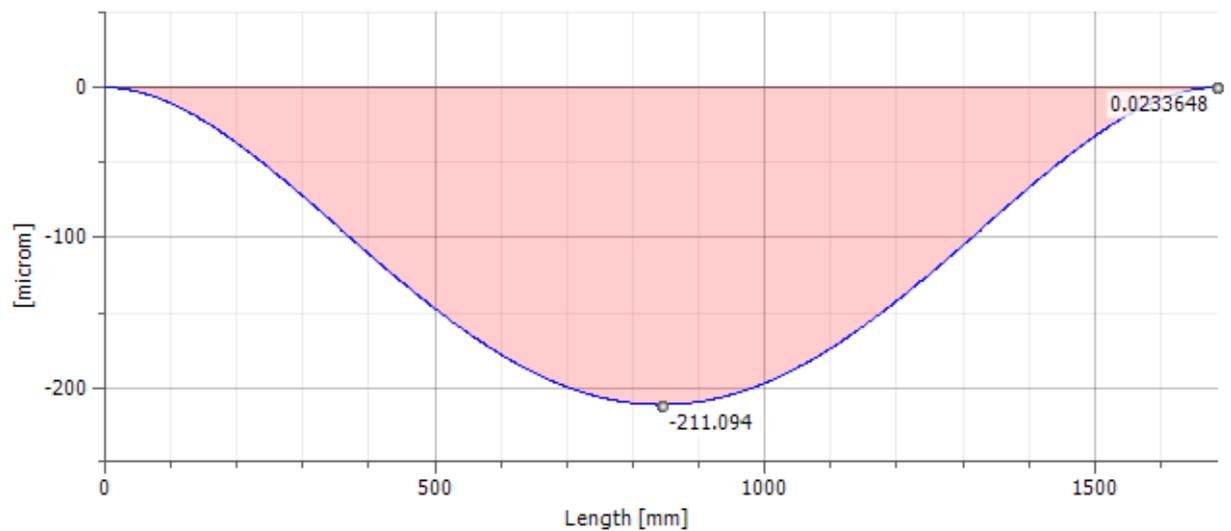


Figura 3.30: Diagrama de deflexión del canal

Como se observa en el gráfico la deflexión máxima de la viga ocurre a la mitad del canal exactamente a los 842.5 milímetros y su valor es de:

$$|\delta_{max}| = 212 \text{ Micrones}$$

$$|\delta_{max}| = 0.000212 \text{ m}$$

Para evitar que la flecha o deflexión máxima sea excesiva, existen unas recomendaciones que dan la máxima flecha admisible según el tipo de canal. La recomendación para nuestro caso es que la flecha máxima admisible debe ser 500 veces la longitud entre apoyos en metros.

$$\delta_{adm} = \frac{l}{500}$$

$$\delta_{adm} = \frac{1.685}{500}$$

$$\delta_{adm} = 0.00337 \text{ m}$$

Se debe cumplir:

$$\delta_{max} < \delta_{adm}$$

$$0.000212 < 0.00337$$

Como se observa el canal seleccionado esta verificado por resistencia, por deformación y por pandeo; por lo tanto el canal seleccionado tiene un perfil C 6 x 10.5.

En algunos casos los canales serán utilizados como soportes de equipos anclados por uniones empernadas, para estas uniones es necesario que exista paralelismo entre las caras interiores de los perfiles, lo cual no nos lo brinda los canales C estándar americanos, pero si nos lo brindan su similar europeo de la norma DIN. Por lo tanto para estos casos se utilizara los canales de alas paralelas UPE 160.

#### 5.4 Diseño de la soldadura

En esta sección se procederá a realizar el cálculo de las uniones soldadas tanto de los travesaños como de las columnas con las cargas críticas, es decir las que soportan mayor carga; estas cargas a las que están sometidos los travesaños fueron referencia para su diseño en la sección anterior.

Todas las uniones soldadas que presentan los travesaños y las columnas a las vigas principales son de tipo angular o también llamada a solape, en donde los elementos están unidos por intermedio del cordón pero no hay continuidad entre los elementos a unir. Como se muestra en la figura 3.31. [22]

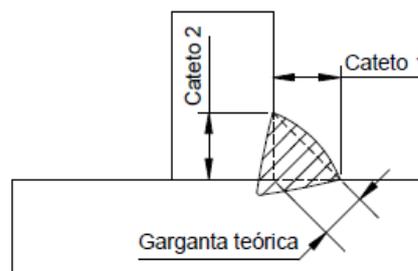


Figura 3.31: Unión soldada angular o a solape

La distribución de los esfuerzos reales en las uniones soldadas es compleja y difícil de determinar analíticamente mediante métodos convencionales de la resistencia de materiales. Por ello se calculan esfuerzos nominales se calculan los esfuerzos nominales y se les aplica factores de corrección. El análisis se hace en la sección transversal nominal del cordón. Esta sección transversal se asume que está descrita por el cateto del triángulo pero considerando el espesor de garganta “a” en lugar del tamaño del cateto “b”. En la figura 3.32 se muestra el espesor de la garganta rebatido sobre uno de los catetos.

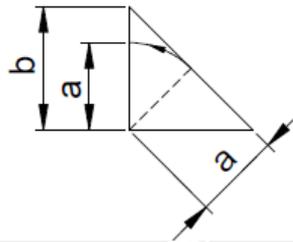


Figura 3.32: Espesor de garganta rebatido sobre uno de los catetos

Los esfuerzos nominales que generan las cargas se calculan haciendo uso de las expresiones clásicas de resistencia de materiales. De acuerdo con el eurocódigo 3 para el cálculo de uniones soldadas de elementos estructurales necesitamos los esfuerzos nominales en el plano de la garganta, los cuales son: esfuerzo normal a la garganta ( $\sigma_n$ ), esfuerzo paralelo a la garganta ( $\tau_n$ ), esfuerzo longitudinal a la garganta ( $\tau_a$ ). Estos esfuerzos en el plano de la garganta se calculan en función a los esfuerzos en el cateto, los cuales son: esfuerzo normal al cateto ( $n$ ), esfuerzo paralelo al cateto y transversal al cordón ( $t_n$ ), y paralelo al cateto y longitudinal al cordón ( $t_a$ ). La distribución de esfuerzos en la garganta en y el cateto se muestra con detalle en la figura 3.33.

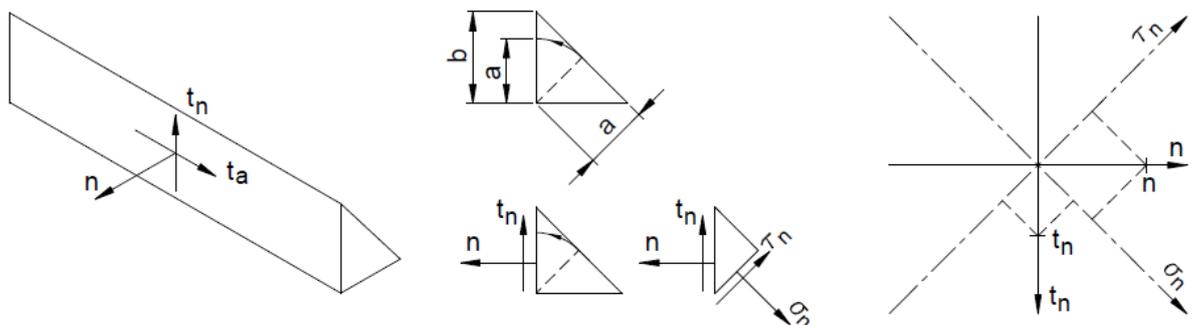


Figura 3.33: Esfuerzos del cordón angular

Antes de proceder a calcular la unión soldada más crítica que posee nuestra planta móvil, que sería la unión entre los travesaños con las vigas principales existen unas recomendaciones sobre las dimensiones de los cordones dependiendo el espesor máximo de las planchas a unir.

El espesor máximo del cordón  $a_{max} = 0.7 \times t$  ; donde t es el menor de los espesores de las planchas a unir. El espesor mínimo del cordón  $a_{min} \geq 3$  está en función del espesor de planchas a unir y su valor se encuentra en la tabla 3.34.[22]

Tabla 3.12: Espesor mínimo del cordón en función del espesor a soldar

t (mm)	$a_{min}$ (mm)
4,0 a 7,0	2,5
7,1 a 8,4	3,0
8,5 a 9,9	3,5
10,0 a 12,0	4,0
12,1 a 13,4	4,5
13,5 a 15,5	5,0
15,6 a 18,3	5,5
18,4 a 21,2	6,0
21,3 a 24,0	6,5
24,1 a 26,8	7,0
26,9 a 31,1	7,5
31,2 a 36,0	8,0

Por último la longitud del cordón se recomienda que este en el siguiente rango:  $15 \times a \leq L \leq 60a$  .

A continuación se procede a utilizar las recomendaciones para poder calcular el espesor de garganta del cordón de soldadura y su correspondiente longitud de cordón utilizando la configuración y los espesores que se muestran en la figura 3.34.

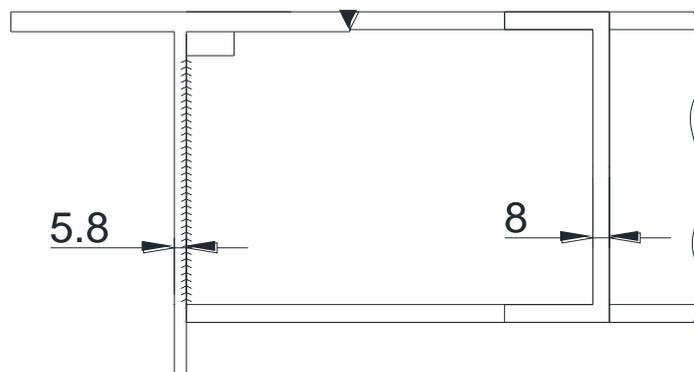


Figura 3.34: Configuración de la unión soldada

Observando los espesores de los perfiles a soldar 5.8 y 8 milímetros de la figura 3.34 se procede a calcular el espesor máximo y mínimo para cada uno de ellos según la recomendación descrita anteriormente, quedándonos con los espesores críticos para cada caso máximo y mínimo. Como se muestra en la tabla 3.13.

Tabla 3.13: Tabla de espesor de garganta máximo y mínimo

	$a_{max}$ (mm)	$a_{min}$ (mm)
$t_1 = 5.8 \text{ mm}$	4.06	2.5
$t_2 = 8 \text{ mm}$	5.6	3
	4.06	3

Seleccionamos el espesor de garganta del cordón a 4 milímetros mientras que la longitud del cordón debería ser de:

$$5 \times a \leq L \leq 60 \times a$$

$$5 \times 4 \leq L \leq 60 \times 4$$

$$20 \text{ mm} \leq L \leq 240 \text{ mm}$$

Como tenemos un rango de longitud de cordón bastante amplio se utiliza una recomendación, esta recomendación nos dice que el cordón debe tener una longitud mayor a la de dos tercios la altura del canal. Por ello finalmente decidimos que la longitud del cordón sea de 120 milímetros. El cordón de soldadura se muestra en la figura 3.35.

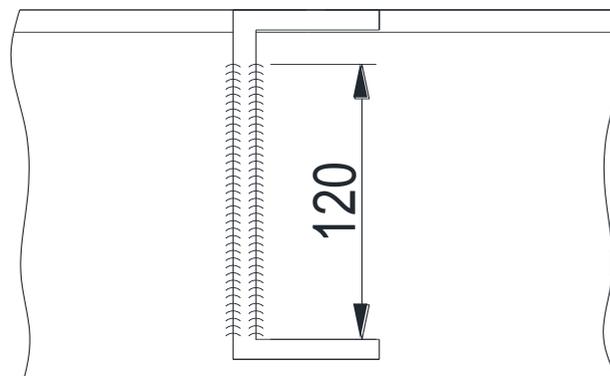


Figura 3.35: Longitud del cordón de soldadura

A continuación se procede a verificar la unión entre elementos estructurales, canales y vigas principales con las cargas a las que están sometidas y que calculamos en secciones anteriores, como se muestran en la figura 3.25 y en la tabla 3.11. En la figura 3.36 se muestra configuración de la unión soldada con las cargas a las que está sometido el canal trasladadas a la unión soldada.

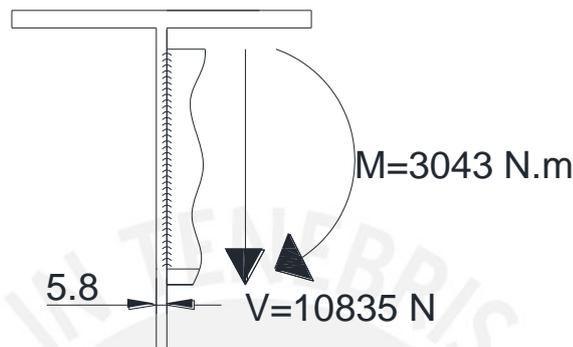


Figura 3.36: Cargas trasladadas a la unión soldada

Estas cargas están aplicadas al centro de masa del perfil y generan los esfuerzos en los cordones de soldadura, críticos en el punto más lejano de la soldadura. Estos esfuerzos son analizados en la figura 3.37.

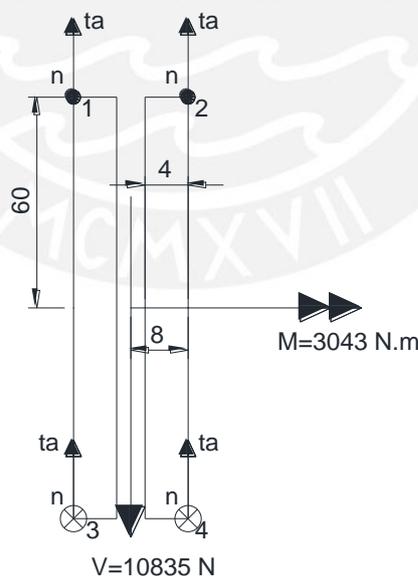


Figura 3.37: Esfuerzos en los cordones de soldadura

En primer lugar se procede a calcular la inercia del perfil de soldadura en el eje del momento aplicado, el área del perfil de la soldadura y la distancia hacia cualquiera de

los puntos extremos mostrados en la figura 3.37 (1, 2, 3, 4), que vendrían a ser los puntos críticos de los cordones de soldadura.

$$I_x = 2 \times \frac{4 \times 120^3}{12}$$

$$I_x = 1152000 \text{ mm}^4$$

$$A = 2 \times 4 \times 120$$

$$A = 960 \text{ mm}^2$$

Luego se calculan los esfuerzos en el plano del cateto utilizando la inercia y el área calculadas anteriormente.

$$n = \frac{M \times y}{I}$$

$$n = \frac{3043 \text{ N.m} \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \times 60 \text{ mm}}{1152000 \text{ mm}^4}$$

$$n = 158.5 \text{ Mpa}$$

$$t_a = \frac{F}{A}$$

$$t_a = \frac{10835}{960}$$

$$t_a = 11.3 \text{ Mpa}$$

$$t_n = 0$$

Luego se proceden a calcular los esfuerzos en el plano de la garganta utilizando los esfuerzos en el plano del cateto calculados anteriormente.

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_n = \frac{158.5 + 0}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_n = 112.08 \text{ Mpa}$$

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_n = 112.08 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = t_a$$

$$\tau_a = 11.3 \text{ Mpa}$$

Luego procedemos a calcular el esfuerzo equivalente según el Eurocódigo 3 y a verificar que sea confiable cumpliendo 2 condiciones. Donde  $\beta_w$  es un factor según material, su valor es de 0.85 para el acero estructural y donde  $\gamma_{Mw}$  es el factor de seguridad, el cual consideramos como 1.5.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w \times \gamma_{Mw}}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{112.08^2 + 3 \times (112.08^2 + 11.3^2)} \leq \frac{400}{0.85 \times 1.5}$$

$$\sigma_{eq} = 225.01 \text{ Mpa} \leq 313.7 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_n \leq \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw}}$$

$$112.08 \text{ Mpa} \leq \frac{400}{1.5}$$

$$112.08 \text{ Mpa} \leq 266.7 \text{ Mpa}$$

Se observa que se cumplen con las 2 condiciones de esfuerzos sometidos a la soldadura por lo que se verifica que el espesor de garganta de la soldadura de nuestra planta móvil será de 4 milímetros y tendrá una longitud de 120 milímetros como mínimo.

Para la soldadura de los canales cuando funcionen como columna se utilizarán el mismo cordón de soldadura con espesor de garganta de 4 milímetros y una longitud de 120 milímetros en el alma y se soldará completamente con el mismo espesor de garganta al ala como se muestra en la figura 3.38. Este modo de soldadura también se empleará cuando los canales funcionen como soportes de la faja transportadora y de los motores. [22]

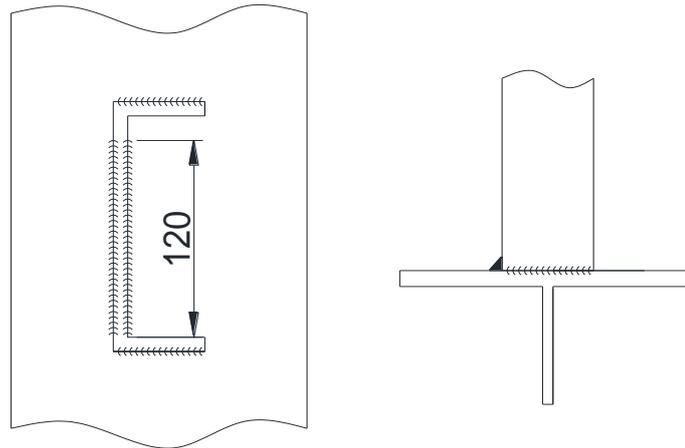


Figura 3.38: Unión soldada de las columnas

## 6 Ensamble y elementos auxiliares

Una vez seleccionado el proceso óptimo de la planta de trituración, seleccionados los equipos que se utilizarán en nuestra planta móvil, seleccionados los miembros o elementos que formarán parte de la estructura de la planta móvil y determinado el cordón de soldadura a utilizar en el ensamblaje de los perfiles se empieza con el ensamble de la estructura. Lo primero y más importante de la estructura son las vigas principales, las cuales cargan con todo el peso de los equipos, segundos en jerarquía están los travesaños que soportan directamente los distintos equipos y transmiten la carga hacia las vigas principales por medio de uniones soldadas, luego tenemos las columnas que soportan algunos equipos que también irán soldadas a las vigas principales o los travesaños según sea requerido. Además de estos elementos existen unas placas de acero que se colocan en las uniones entre los travesaños y las vigas principales, y entre las alas de las vigas principales para evitar deformaciones no deseadas sobre todo en las zonas donde encuentras pernos de anclaje o columnas. Se recomienda que estas placas tengan las dimensiones del alma, para nuestra planta las placas tendrán 8 milímetros. Estas placas se muestran en las figuras 3.39 y 3.40.

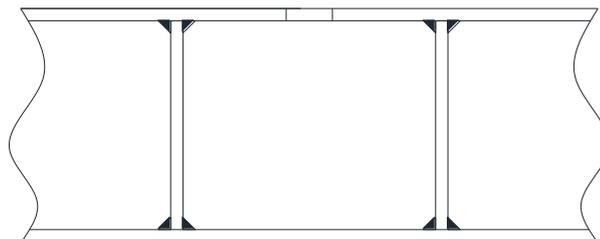


Figura 3.39: Placa de soporte a uniones emperradas

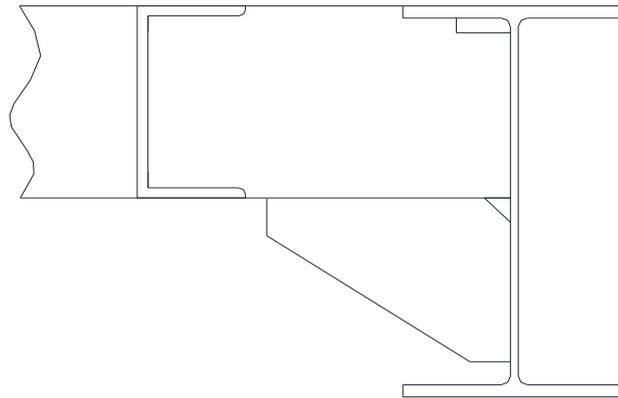


Figura 3.40: Placa de soporte a empalme viga principal – travesaño con agujero de ratón

La estructura de la planta móvil es modelada en el software autodesk inventor y el resultado de la estructura final se muestra en la figura 3.41.

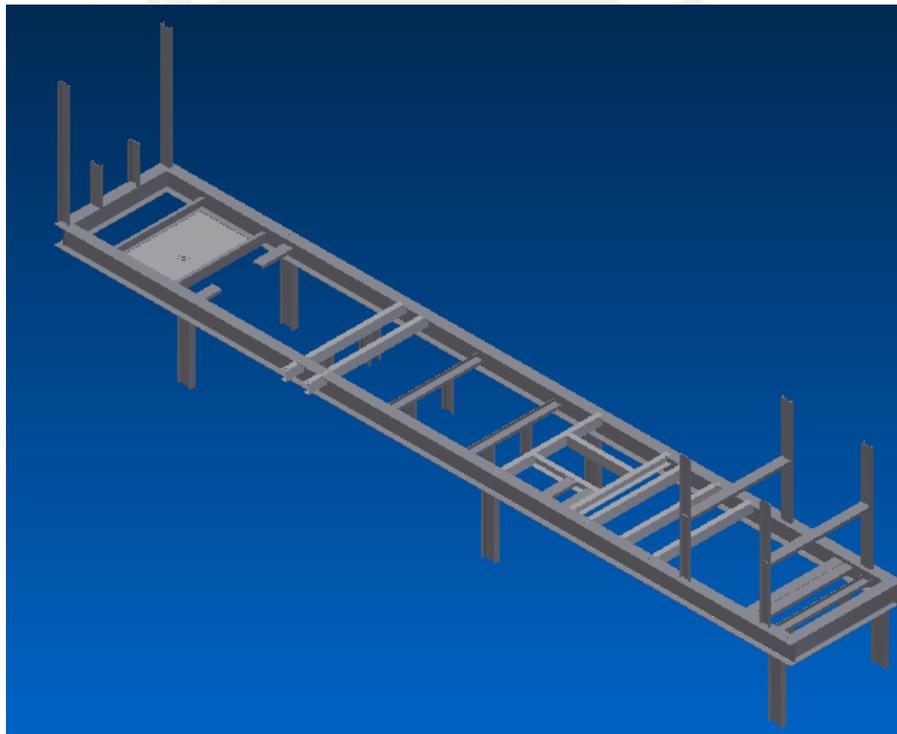


Figura 3.41: Estructura soporte de la planta móvil de trituración de caliza

Para que la estructura de la figura 3.41 sea una planta móvil completa y pueda ser remolcada por una unidad tractora para poder circular por las carreteras del Perú; además de los equipos que ya mencionamos anteriormente, se necesitan de ciertos elementos auxiliares como las piernas de aterrizaje, el perno maestro, las piernas de operación, la suspensión mecánica, los ejes y las llantas. Estos elementos auxiliares se describirán a continuación:

### 6.1 El Perno Maestro

El perno maestro o King pin es uno de los elementos auxiliares más importantes de la planta móvil debido a que es el elemento que une la planta móvil con la unidad tractora. Es un elemento que fijado a la planta móvil y diseñado para ser enganchado por el mecanismo de quinta rueda o fifth wheel. Soporta principalmente la fuerza para mover y frenar proporcionada por la unidad tractora; también permite el giro a través de una articulación flexible, que permite libertad de movimiento respecto al eje vertical entre el mecanismo de quinta rueda y la planta móvil. Este elemento es tan importante que los fabricantes lo diseñan con un acero de alta resistencia y confiable; la empresa HOLLAND que nos proporciona las medidas estándar que tiene un perno maestro para poder enganchar en cualquier mecanismo quinta rueda. Se selecciona un perno maestro de la serie hongo SAE 2", fabricado con la norma DIN 4080 e ISO337 en acero al cromo-molibdeno con tratamiento térmico posterior de la empresa HOLLAND modelo KP-T-809-BF con un espesor del acoplador superior o espesor de plancha de soporte de 0.50". La selección del perno maestro y su esquema se muestran en las figuras 3.42 y 3.43. [23]

**TABLA I**

PERNOS REY DE LA SERIE HONGO

PERNOS REY SAE DE 2 PULGADAS



MODELS	ALEACIÓN DE ACERO	DUREZA BRINELL (BHN)	ESPESOR DEL ACOPLADOR SUPERIOR	AGUJEROS
KP-T-809-CF	8630H	302-363	0,25"	No
KP-T-809-EF	8630H	302-363	0,31"	No
KP-T-809-F	8630H	302-363	0,38"	No
KP-T-809-BF	8630H	302-363	0,50"	No

Figura 3.42: Tabla de selección del perno maestro



Figura 3.43: Perno maestro dimensiones

## 6.2 Piernas de Aterrizaje

Las piernas de aterrizaje también son conocidas como patines, gatos, tren de aterrizaje, postes de sostén o piernas Dolly. Son elementos que sostienen a la planta móvil cuando no está unida a la unidad tractora por la unión perno maestro y el mecanismo quinta rueda, y cuando la planta móvil no se encuentra en operación. Generalmente se utilizan para que pueda penetrar la unidad tractora hacia el perno maestro sin chocarse con la estructura; se gradúa la altura utilizando una palanca o brazo que se encuentra al alcance del conductor. Pero para nuestra planta móvil además de la función principal que tienen, tendrán la función de elevar toda la planta móvil para poder insertar las piernas de operación que describiremos posteriormente. Las piernas de aterrizaje tienen diferentes configuraciones y capacidades según sea la aplicación de carga o elevación, para nuestra planta móvil utilizamos las piernas de aterrizaje de marca HOLLAND de accionamiento mecánico por palanca con una capacidad de carga de 22.35 toneladas de la serie MARK V. Para nuestra planta móvil utilizaremos dos pares, el primer par se coloca en la parte frontal para que pueda entrar la unidad tractora y se puedan colocar las piernas de operación y el segundo par en la parte posterior únicamente para colocar las piernas de operación. Las piernas de aterrizaje se observan en las figuras 3.44 y 3.45. [23]

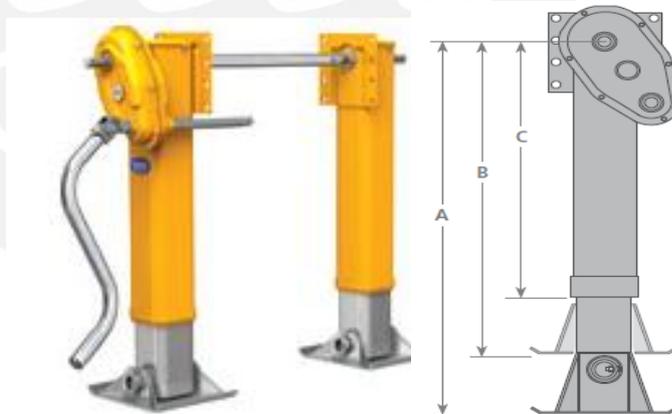


Figura 3.44: Piernas de aterrizaje

MARK V DIMENSIONS		SET PART NO.	EXTENDED LENGTH (A)	RETRACTED LENGTH (B)	UPPER LEG (C)
	<b>4.5" SANDSHOE</b>				
	17" Travel (16.87")	LGS-3A105	48.62"	32.10"	26.00"
	19" Travel (18.67")	LGS-5A105	53.10"	34.40"	28.20"

Figura 3.45: Dimensiones de las piernas de aterrizaje

### 6.3 Suspensión Mecánica y Ejes

El sistema de suspensión tiene como función minimizar y absorber el efecto de las cargas de impacto sobre el bastidor producidas por las irregularidades del camino, proporcionando con esto, una marcha más suave tanto para el chofer como para la carga. El elemento principal en el sistema de suspensión mecánica es el muelle, el cual está formado por hojas de acero templado de elevada resistencia a la flexión. Su funcionamiento se basa en la fuerza de rozamiento que existe entre las hojas producidas por la fricción entre ellas. Se selecciona una suspensión mecánica de tipo tridem de tres ejes, como se evaluó anteriormente, de la marca HOLLAND como se muestra en la figura 3.47.

Los ejes ayudan a soportar el peso de la planta móvil, existen ejes redondos y ejes cuadrados para diferentes capacidades de carga. Los elementos más comunes que debe tener el sistema de estos ejes de soporte son: zapata de freno, anillos de seguridad, pasador de zapatas, reten de grasa, tambor de freno, rodamientos, etc. El tipo de eje que es recomendable para este tipo de remolques es el cuadrado, por seguridad y facilidad de montaje como se muestra en la figura 3.46. Como se decidió anteriormente el sistema de suspensión y ejes será un sistema tridem o de tres ejes.

[23]



Figura 3.46: Ejes cuadrados

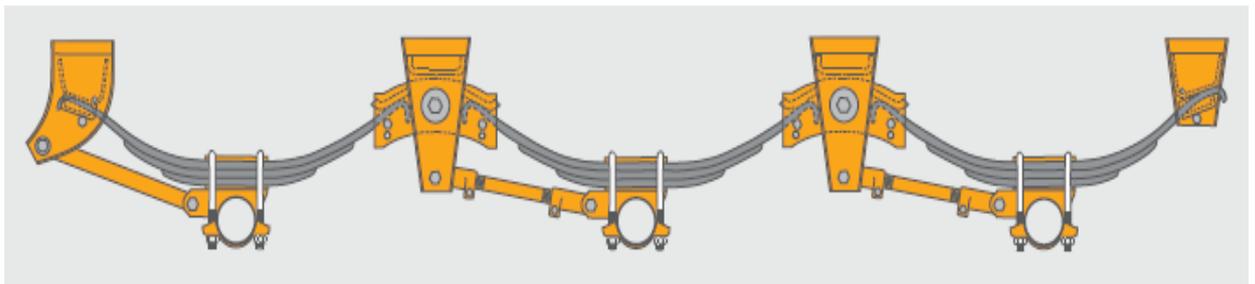


Figura 3.45: Sistema de suspensión mecánica tridem

#### 6.4 Los Soportes de Operación

La suspensión mecánica tiene como función minimizar y absorber las cargas de impacto producidas por las irregularidades del terreno hacia las llantas; pero no está preparada para absolver las cargas de impacto en el sentido inverso, es decir las llantas no pueden soportar las cargas de impacto que produce la operación de la planta móvil. Debido a ello durante la operación, la planta móvil se soportará en las columnas y en los soportes de operación que se colocaran en las columnas solo para la operación. Estos soportes de operación evitarán que las llantas soporten las cargas de impacto y que la planta móvil se mueva durante la operación. Para la colocación de los soportes de operación es necesario elevar la planta móvil, por ello se colocaron dos pares de piernas de aterrizaje, como se describió en la sección anterior, una en la parte delantera y otra en la parte trasera debido a que en la planta móvil habrán seis columnas de soporte y por ende seis soportes de operación. Una vez elevada la planta móvil se colocaran los seis soportes de operación y luego se hará descender la planta para que los soportes de operación sean las nuevas columnas de la planta y la sostengan. Es recomendable que se prepare el terreno previamente para asegurar la rectitud, la nivelación y soporte uniforme de las piernas de operación sobre el suelo. Las vistas de sección y elevación de los soportes de operación y las columnas de soporte se muestran en las figuras 3.46.

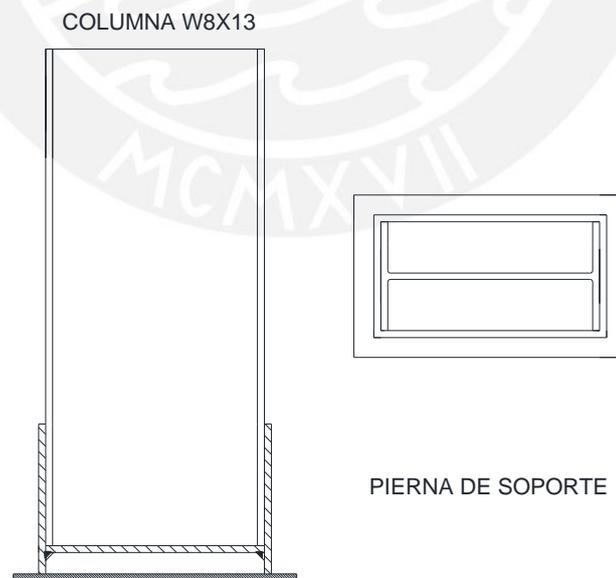


Figura 3.46: Soportes de operación con las columnas de soporte

## 6.5 Las Llantas

Para un correcto funcionamiento y selección de las llantas se deben tener en cuenta factores como el calor, la presión de los neumáticos y el lugar de trabajo. Para nuestro caso utilizaremos las llantas de la empresa GOOD-YEAR para cualquier posición debido a que existen llantas que solo se utilizan para tracción. Estas llantas tienen un buen comportamiento en todoterreno y caminos difíciles, por ello es recomendable para camiones que no solo circulan por carreteras sino también circulan por otros terrenos, como es el caso de nuestra planta móvil. Las llantas son de la marca GOOD-YEAR G288 MSA de tipo 11R22.5, la llanta se muestra en la figura 3.47.



Figura 3.47: Llantas G288 MSA

## 6.6 Ensamble Final

Una vez conocidos y seleccionados los elementos auxiliares como el perno maestro, las piernas de aterrizaje, las piernas de operación, la suspensión mecánica, los ejes y las llantas; además de conocida la estructura portante de la planta móvil mostrada en la figura 3.41 se empieza a realizar el montaje de los equipos. En las columnas posteriores se soporta la tolva de alimentación que va sobre el alimentador vibratorio, los resortes del alimentador vibratorio van soportados en travesaños que cruzan las columnas posteriores. La trituradora de quijada va soportada en tres travesaños soportados en las vigas principales y se sitúa a la salida del alimentador vibratorio. El elevador de cangilones se sitúa lo más cercano posible a la descarga de la trituradora de quijada, una tolva de alimentación recibe el material para luego ser elevado hacia la tolva de descargar del elevador de cangilones y a la trituradora cónica que se soporta directamente en las vigas principales. La descarga de la trituradora de quijada se sitúa sobre la parte horizontal de la faja transportadora para luego ser elevada por la parte

inclinada hacia el lugar de descarga final. Luego se montan los motores que accionan las maquinas mencionadas anteriormente. Para el montaje de los equipos se trató de ubicar los equipos lo más centrados posibles en un eje y lo más abajo posible para evitar que el centroide de la planta móvil este hacia un costado o muy arriba, lo que favorecería el vuelco, factor que se analizó anteriormente. El ensamble final de la planta móvil se muestra en la figura 3.48.

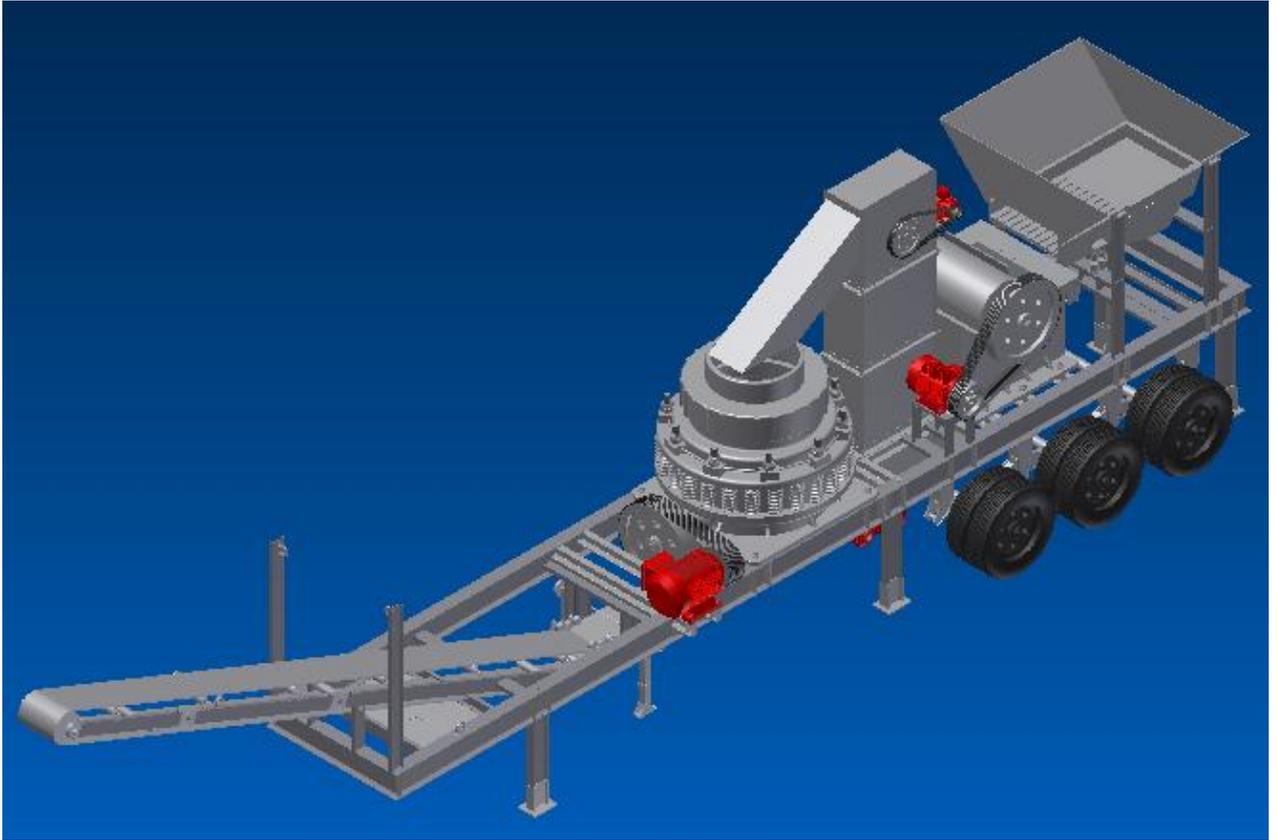


Figura 3.48: Ensamble final planta móvil de trituración de caliza

## Referencias Bibliográficas

- [13] CAIZA BARAHONA, Jorge Edison y SANCHEZ VISCAINO, Edgar Patricio  
2012 "Dimensiones". *Diseño de una plataforma cama baja extensible para 25 toneladas*. Escuela Politécnica Nacional, pp. 90.
- [14] MCCORMAC H., Jack  
2002 "Especificaciones, cargas y métodos de diseño". *Diseño de estructuras de acero método Lrfd*. Editorial Alfaomega, pp. 90.
- [15] AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS  
2002 "Wind load son other structures and buildings". *Minimum design loads for buildings and other structures*. ASCE, pp. 307.
- [16] BEER P., Ferdinand y JHONSTON, Russell  
2006 "Apéndice, Tablas de Perfiles, Flexión, Corte". *Mecánica de Materiales*. Editorial Mc. Graw Hill
- [17] MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2001 *Reglamento Nacional de Vehículos*. Decreto Supremo nº 058-2003-MTC. Ministerio de Transportes y Comunicaciones.
- [18] NONAST, Robert  
1993 "Calculo Analítico, Flecha Máximo". *El proyectista de Estructuras metálicas*. Editorial Paraninfo.
- [19] TOMÁS JOVER, Roberto, BAÑÓN BLÁZQUEZ, Luis y FERREIRO PRIETO, Juan  
2002 *La estabilidad del vehículo en las curvas: aspectos geométricos y su influencia en el coeficiente de seguridad*. XVI Congreso internacional de ingeniería gráfica.
- [20] MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2001 *Manual de diseño geométrico para carreteras*. Decreto Supremo 2001-MTC. Ministerio de Transportes y Comunicaciones.
- [21] RODRIGUEZ HERNANDEZ, Jorge  
2012 *Resistencia de Materiales 2*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [22] PAULSEN MOSCOSO, Paul  
2012 "Uniones Soldadas". *Elementos de Maquinas*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [23] SAF - HOLLAND  
2005 *Accesorios para tráiler, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. EEUU. [www.safholland.com](http://www.safholland.com)

## CAPITULO 4

### COSTOS DEL PROYECTO

En esta sección se describen los costos del proyecto de la planta móvil de trituración de caliza dividido en varias secciones: costo de materiales, costo de equipos, costo de elementos auxiliares, costo de diseño e imprevistos. Esta información se obtuvo de catálogos, conversaciones con profesores y conocidos, precios conocidos del mercado y cotizaciones que se realizaron para este fin. Esta sección es importante para conocer el grado necesario de inversión.

Para la parte estructural se estima un costo por kilogramo de acero trabajado, este costo incluye la fabricación, el transporte, el maquinado y la soldadura de todos los perfiles. Este precio es conocido en el mercado y se obtuvo en consulta con un profesor de la facultad, incluye todo lo mencionado anteriormente y nos facilita el costeo de los perfiles a solo calcular la longitud para luego multiplicarlo por la densidad y obtener el peso. Para las transmisiones de los motores hacia los equipos (todas con fajas trapezoidales) se considera un 40% del precio de los motores. El precio de los equipos y de los elementos auxiliares se obtuvo de catálogos, mientras que los motores se mandaron a cotizar a una empresa de venta de motores ABB. La tabla 4.1 nos muestra las secciones de inversión.

Tabla 4.1: Secciones que componen la inversión total

	<b>Secciones</b>
1	Costo de materiales
2	Costo de equipos, motores y su transmisión
3	Costo de elementos auxiliares
4	Costo de diseño
5	Imprevistos

## 1 Costo de Materiales

En la tabla 4.2 se describen los costos de los materiales utilizados para la fabricación y construcción de la estructura portante de la planta móvil, tanto perfiles como placas de soporte. Como se describió en la introducción del presente capítulo el precio que se estimó es un precio por kilogramo de acero trabajado. Es decir que el precio incluye la fabricación, el transporte, el maquinado y la soldadura de todos los perfiles y de la estructura completa. El precio en el mercado actual peruano es de 8 dólares por kilogramo de acero trabajado.

Tabla 4.2: Costo de Materiales

Denominación	Peso/Longitud (Kg/m)	Longitud Total (m)	Peso (Kg)	Precio Unitario (\$/Kg)	Precio Total (\$)
<b>W 12x26</b>	38.7	27.9	1079.73	8	8637.84
<b>C 6x10.5</b>	15.6	38.7	603.72	8	4829.76
<b>W 8x13</b>	19.3	6	115.8	8	926.4
<b>UPE 160</b>	17	18.5	314.5	8	2516
				<b>Total</b>	16910

## 2 Costo de Equipos

En la tabla 4.3 se describen los costos de los equipos utilizados en la planta móvil de trituración de caliza según el circuito seleccionado anteriormente, los equipos son: alimentador vibratorio, trituradora de mandíbulas, elevador de cangilones, trituradora cónica y faja transportadora. El precio de las transmisiones de los motores hacia los equipos (todas con fajas trapezoidales) se considera un 40% del precio de los motores. El precio de los equipos y de los elementos auxiliares se obtuvo de catálogos, mientras que los motores se mandaron a cotizar a una empresa de venta de motores ABB.

Tabla 4.3: Costo de Equipos

Denominación	Precio Total (\$)
<b>Alimentador Vibratorio</b>	4,566.80
Motor (3 HP)	202.23
Transmisión	80.89
<b>Trituradora de Mandíbulas</b>	13,374.20
Motor (40 HP)	1,401.00
Transmisión	560.40
<b>Elevador de Cangilones</b>	3,783.92
Motor (7.5 HP)	361.44
Transmisión	144.58
<b>Trituradora Cónica</b>	39,144.00
Motor (75 HP)	2,364.96
Transmisión	945.98
<b>Faja Transportadora</b>	3,320.00
Motor (5 HP)	243.20
Transmisión	97.28
<b>Total</b>	70,590.88

### 3 Costo de Elementos Auxiliares

En la tabla 4.4 se describe los costos de los elementos auxiliares anteriormente descritos y que son importantes para el funcionamiento y transporte de la planta móvil de trituración de caliza. Los elementos auxiliares son: el sistema de suspensión, las piernas de aterrizaje, las piernas de operación, los ejes, el perno maestro, las placas de soporte y las llantas. Esta información se obtuvo de catálogos.

Tabla 4.3: Costo de Elementos Auxiliares

Denominación	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Precio Total (\$)
<b>Sistema de Suspensión</b>	1	2500	2500
<b>Piernas de Aterrizaje</b>	2	500	1000
<b>Ejes</b>	3	1000	3000
<b>Perno Maestro</b>	1	200	200
<b>Piernas de Operación</b>	6	200	1200
<b>Placas de Soporte</b>	80	15	1200
<b>Llantas</b>	12	270	3240
<b>Total</b>			12340

#### 4 Costo de Diseño

El precio de diseño de la planta móvil de trituración de caliza se calcula en base al tiempo que ha tomado desarrollar el presente proyecto. La tabla 4.4 se describen el tiempo y el precio unitario para determinar el costo de diseño.

Tabla 4.4: Costos de Diseño

Valor por Hora (\$)	Horas por Mes	Meses	Costo Total (\$)
5	120	6	3600

#### 5 Costo Total

En la tabla 4.5 se muestran los costos subtotales de cada sección y el costo total del proyecto de la planta móvil de trituración de caliza. Se observa un subtotal como costo de imprevistos, el cual se considera como un 5% de la sumatoria de los otros subtotales.

Tabla 4.4: Costos Totales

Denominación	Subtotal
Costo de Materiales	16910
Costo de Equipos	70,590.88
Costo de Elementos auxiliares	12340
Costo de Diseño	3600
Costo de Imprevistos	5172.0441
<b>Total</b>	<b>108612.926</b>

El costo total del proyecto de la planta móvil de trituración de caliza para una capacidad de cincuenta toneladas por hora asciende a 108612.9 dólares americanos.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez terminado el desarrollo del proyecto a partir del diseño propuesto podemos concluir lo siguiente:

- Se ha conseguido cumplir con el objetivo principal del proyecto al diseñar una planta móvil de trituración de caliza para una capacidad de cincuenta toneladas por hora, principalmente para la industria cementera y que pueda circular por todo el Perú.
- Se han seleccionado los equipos adecuados para nuestra aplicación de trituración de piedra caliza según: el tamaño de grano de entrada de cada equipo, tamaño grano de salida de cada equipo, capacidad de cada equipo, eficiencia de cada equipo, aplicación de cada equipo, costos y disponibilidad en el Perú. Se demostró que no era necesaria la utilización de una zaranda vibratoria de clasificación debido a que los tamaños de entrada y salida de las trituradoras coincide perfectamente. Además se ubicaron eficientemente los equipos en la estructura de la planta móvil respetando las limitaciones de espacio dados por el Ministerio de Transportes y Comunicaciones para el transporte de vehículos.
- Se realizó la selección y diseño tentativo de la faja transportadora óptima para la aplicación de la planta móvil de trituración según las características del material y la capacidad; durante el proceso se realizó: la selección del ancho de la faja, la ubicación de los polines y tambores, se seleccionó la faja a utilizar, se hizo un análisis de tensiones para verificar si la faja seleccionada resiste las cargas actuantes, se calculó la potencia, se utilizó una estructura de vigueta y se realizó una modificación al colocar dos articulaciones a la estructura de vigueta para hacer la faja transportadora plegable para facilitar su transporte. Además se solucionó la limitación de espacio de la faja transportadora añadiéndole una articulación y haciéndola plegable para el transporte.
- Se realizó la selección y diseño tentativo del elevador de cangilones óptima para la aplicación de la planta móvil de trituración según las características del material y la capacidad; durante el proceso se realizó: la selección del tipo de elevador a utilizar, se calculó la velocidad, se seleccionó el tamaño del cangilón, se calculó la longitud de cadena, se calculó el número de cangilones, se realizó un análisis de tensiones para verificar la elevación de la carga, se calculó la potencia, se realizó el diseño de la caja metálica, se verificó la caja ante las cargas actuantes y se diseñó los dos tipos de bridas a utilizar, una de soporte y otra para unión.

- Se diseñó la estructura principal según la norma AISC-ASD, se determinaron las cargas actuantes sobre la estructura portante de la planta móvil considerando cargas muertas, cargas vivas, cargas accidentales, cargas de impacto, cargas de sismo y cargas del viento. Se verificó la estructura portante de la planta móvil calculando el esfuerzo normal, el esfuerzo cortante utilizando con un factor de seguridad mínimo de 1.5, y combinándolos de acuerdo al criterio de Von Mises; además se verificó la rigidez estructural. Para el diseño se consideró la selección del perfil más económico y la utilización de perfiles americanos disponibles en el Perú.
- Se concluye que la planta móvil de trituración de caliza no tendrá problemas de vuelco, debido a que se evaluó la volcadura de la planta móvil de trituración de caliza para las condiciones más desfavorables: cuando se tiene un peralte máximo aceptado en las carreteras afirmadas del Perú y cuando actúa la carga de viento en contra. La planta móvil paso la evaluación.

Una vez terminado el desarrollo del proyecto a partir del diseño propuesto podemos recomendar lo siguiente:

- La planta móvil de trituración de caliza nunca deberá operar cuando este apoyada sobre las llantas y la suspensión mecánica.
- Para el uso de la planta móvil es necesario hacer una preparación al terreno donde funcionará, para asegurar la planitud y buen funcionamiento de la planta. Sobre esta preparación reposarán los soportes de operación.
- Para el pliegue de la faja transportadora se recomienda utilizar unos cables de acero accionados por un winche. Por ello se colocaron en la estructura de la planta móvil y en la misma estructura de vigueta unas argollas por donde pasarán los cables.
- En la ensamble de la estructura se debe evitar el cruce de los cordones de soldadura con agujeros de ratón como se muestra en la figura 3.40.
- Si los perfiles de las vigas principales no son lo suficientemente largos evitar que en ambos lados se suelden pedazos cortos de viga a la misma distancia en ambos lados, soldar uno en la parte frontal y otro en la posterior en cada una de las vigas principales.
- Se recomienda que la unidad tractora sea de configuración estándar conocida en el mercado de cualquier marca disponible que tenga acople de quinta rueda. Esta unidad tractora puede ser de eje simple o de eje doble en la parte posterior.

## BIBLIOGRAFÍA

- [15] AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS  
2002 "Wind load son other structures and buildings". *Minimum design loads for buildings and other structures*. ASCE, pp. 307.
- [7] ATHEGSUR PERU E.I.R.L  
2005 *Alimentador Vibratorios, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. Arequipa. [www.athegsurperu.com](http://www.athegsurperu.com)
- [5] ATHEGSUR PERU E.I.R.L  
2005 *Chancadora de Quijada, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. Arequipa. [www.athegsurperu.com](http://www.athegsurperu.com)
- [4] BARRIGA GAMARRA, Benjamín  
1995 *Métodos de Diseño en Ingeniería, Guía para la Exposición en Aula*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [16] BEER P., Ferdinand y JHONSTON, Russell  
2006 "Apéndice, Tablas de Perfiles, Flexión, Corte". *Mecánica de Materiales*. Editorial Mc. Graw Hill
- [13] CAIZA BARAHONA, Jorge Edison y SANCHEZ VISCAINO, Edgar Patricio  
2012 "Dimensiones". *Diseño de una plataforma cama baja extensible para 25 toneladas*. Escuela Politécnica Nacional, pp. 90.
- [12] COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2012 *Diseño de Equipos de Almacenamiento y Transporte, Guía para la Exposición en Aula de Elevadores de Cangilones*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [10] COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2012 *Diseño de Equipos de Almacenamiento y Transporte, Guía para la Exposición en Aula de Fajas Transportadoras*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [11] COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2012 *Diseño y Calculo Estructural, Guía para la Exposición en Aula de Fajas Transportadoras*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [1] DUDA H., Walter  
2003 "Introducción de la caliza". *Manual Tecnológico del Cemento*. Editorial Reverté. España, pp.1-13.
- [3] GARCIA CANTOS, María José  
2012 "Proceso Industrial". *Diseño de una Planta de Trituración y Cribado de Caliza para Cemento*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas, pp. 2
- [13] GOOD YEAR COMPANY  
2005 *Tablas de Elevadores de Cangilones*. Catálogo de Selección empresa GOOD YEAR.

- [9] GOOD YEAR COMPANY  
2005 *Tablas de Fajas Transportadoras*. Catálogo de Selección empresa GOOD YEAR.
- [8] LINK-BELT COMPANY  
1965 *Link-Belt products and components for materials handling and power transmission: catalog 1050*. Catálogo de Selección empresa LINK-BELT.
- [14] MCCORMAC H., Jack  
2002 "Especificaciones, cargas y métodos de diseño". *Diseño de estructuras de acero método Lrfd*. Editorial Alfaomega, pp. 90.
- [20] MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2001 *Manual de diseño geométrico para carreteras*. Decreto Supremo 2001-MTC. Ministerio de Transportes y Comunicaciones.
- [17] MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2001 *Reglamento Nacional de Vehículos*. Decreto Supremo nº 058-2003-MTC. Ministerio de Transportes y Comunicaciones.
- [18] NONAST, Robert  
1993 "Calculo Analítico, Flecha Máximo". *El proyectista de Estructuras metálicas*. Editorial Paraninfo.
- [22] PAULSEN MOSCOSO, Paul  
2012 "Uniones Soldadas". *Elementos de Maquinas*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [21] RODRIGUEZ HERNANDEZ, Jorge  
2012 *Resistencia de Materiales 2*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [23] SAF - HOLLAND  
2005 *Accesorios para tráiler, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. EEUU. [www.safholland.com](http://www.safholland.com)
- [6] TELSMITH CONE CRUSHER  
1995 *Cone Crusher Information, Especificaciones Técnicas*. Catálogo de Selección. Arequipa. [www.telsmith.com](http://www.telsmith.com)
- [19] TOMÁS JOVER, Roberto, BAÑÓN BLÁZQUEZ, Luis y FERREIRO PRIETO, Juan  
2002 *La estabilidad del vehículo en las curvas: aspectos geométricos y su influencia en el coeficiente de seguridad*. XVI Congreso internacional de ingeniería gráfica.
- [2] VALDIVIEZO DIAS, Alejandra y RAMIREZ CARRION, José  
2009 "Rocas Cálccicas". *Compendio de Rocas y Minerales Industriales en el Perú*. Ingemmet, Geología Económica, pp. 217