

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO ESTRUCTURAL DE UN APILADOR RADIAL CON  
CAPACIDAD PARA TRANSPORTAR 275 T/H DE ARENA  
PARA CONCRETO**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico

que presenta el bachiller:

**RAMIRO GABRIEL NAVARRO HERNÁNDEZ**

**ASESOR: DR. LUIS ORLANDO  
COTAQUISPE ZEVALLOS**

Lima, agosto de 2015.

## RESUMEN

Durante los últimos años, debido a la gran cantidad de edificaciones nuevas y obras urbanas que se pudieron observar no sólo en la capital, sino en todo el país, es seguro afirmar que el sector construcción ha encontrado una época de auge. Este incremento, aunque ahora desacelerado –respaldado por cifras de PBI del sector económico en cuestión–, trajo como consecuencia un aumento en el consumo del concreto. Este material se encuentra compuesto, principalmente, de cemento, agua y agregados, abarcando estos últimos un 82% del volumen total y aportando, de esta manera, una gran cantidad de propiedades importantes al resultado. El problema que surgió a partir de esta realidad es la necesidad de manejar de manera apropiada la demanda incrementada de uno de los agregados más importantes: la arena fina.

Utilizando como información de entrada las propiedades físicas del material en mención, dictados por las normas ASTM C33, y el volumen de producción de la cantera más importante de este material en Lima –la de Jicamarca–, se tuvo como objetivo del presente trabajo alcanzar, mediante la aplicación de conocimientos y criterio en ingeniería mecánica adquiridos durante la carrera, un diseño estructural de un apilador o “*stacker*” radial que sea óptimo no sólo en resistencia, rigidez y estabilidad, sino también en funcionalidad y economía.

El objetivo se alcanzó mediante el análisis y descarte de alternativas, utilizando cálculos de resistencia, rigidez y estabilidad, previa estimación de un sistema de faja transportadora que sería cargado por la armadura. Para esto, se empleó como base la norma ISO 5049 para el diseño de estructuras metálicas de equipos móviles para el manejo continuo de materiales a granel, el manual de construcción en acero de la AISC y bibliografía complementaria de diseño. Por último, se aproximaron los costos de las opciones en carrera con motivo de poder seleccionar la alternativa más viable.

El resultado final fue el diseño general de una estructura de acero principalmente tubular con una viga principal de celosía que, mediante el cumplimiento de criterios normados de resistencia, rigidez y estabilidad, así como de economía en el suministro y fabricación, se encuentra en la capacidad de manejar el apilamiento radial al aire libre de un volumen de producción significativo de arena.


 PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

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

TÍTULO : DISEÑO ESTRUCTURAL DE UN APILADOR RADIAL  
 CON CAPACIDAD PARA TRANSPORTAR 275 T/H DE  
 ARENA PARA CONCRETO

ÁREA : Diseño # 294

PROPUESTO POR : Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos

ASESOR : Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos

TESISISTA : Ramiro Gabriel Navarro Hernández

CÓDIGO : 20074379

FECHA : 30 de abril de 2014


**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

La creciente inversión en proyectos inmobiliarios, comerciales y de desarrollo urbano que se ha dado en la capital en los últimos años ha causado un incremento en el consumo de concreto y sus componentes; esto ha generado, una creciente necesidad de transportar y almacenar constantemente los agregados, entre ellos la arena fina para concreto, para satisfacer la creciente demanda. El apilador radial, equipo que permite el transporte de material a granel mediante un transportador de banda y el almacenamiento del mismo en montículos independientes dispuestos a lo largo de un ángulo de 130°, se considera en la actualidad como una solución adecuada para este problema.

El objetivo principal del presente trabajo de tesis es desarrollar el diseño de una estructura móvil de acero que no sólo permita a un apilador radial realizar el trabajo para el cual fue concebido, sino también conseguir que cumpla con criterios óptimos de diseño por resistencia, rigidez, funcionalidad, mantenibilidad y hasta economía. Esto se conseguirá mediante la recolección de información, el análisis de la misma, la estimación apropiada de las cargas, los cálculos pertinentes al diseño y, finalmente, una optimización hasta donde sea posible.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO ESTRUCTURAL DE UN APILADOR RADIAL CON  
CAPACIDAD PARA TRANSPORTAR 275 T/II DE ARENA PARA  
CONCRETO**

Introducción

1. Estimación de los componentes principales del sistema transportador de banda
2. Diseño de la viga principal de soporte
3. Efecto del sistema de desplazamiento radial sobre la estructura
4. Análisis económico de la estructura

Conclusiones

Recomendaciones

Planos

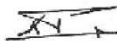
Bibliografía

Anexos

*Máximo: 100 páginas*



Ing. Luis Orlando Cotaquispe  
Zevallos  
Asesor





*A Edmundo, Irma y Rodrigo,  
a mis abuelos,  
a mis maestros y amigos.  
Gracias por su paciencia.  
Sin ustedes, este reto no hubiese sido posible.*

## ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN .....	i
LISTA DE SÍMBOLOS.....	1
INTRODUCCIÓN .....	2
OBJETIVOS.....	4
<b>CAPÍTULO 1: ESTIMACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE BANDA.....</b>	<b>5</b>
1.1. Entradas básicas para la estimación .....	6
1.1.1. Material a transportar y dimensiones preliminares .....	6
1.1.2. Configuración óptima para el trabajo.....	9
1.1.3. Metodología empleada.....	10
1.2. Selección de los componentes principales.....	11
1.2.1. Selección del ancho de faja y la velocidad mínima.....	11
1.2.2. Espaciamiento y selección de los rodillos .....	12
1.2.3. Selección de la faja y de las poleas terminales .....	15
1.2.4. Selección de reducción y cálculos de potencia .....	21
1.3. Resumen de la selección .....	25
<b>CAPÍTULO 2: DISEÑO DE LA VIGA PRINCIPAL DE SOPORTE.....</b>	<b>26</b>
2.1. Estudio de la información existente .....	26
2.1.1. Estudio tecnológico .....	27
2.1.2. Estudio normativo .....	31
2.2. Consideraciones previas al diseño.....	33
2.2.1. La pasarela de acceso .....	33
2.3. Cargas sobre estructura.....	36
2.4. Diseño de la sección transversal.....	37
2.4.1. Distribución de los apoyos de la viga .....	38
2.4.2. Análisis de la sección transversal.....	40
2.4.3. Posicionamiento final de los soportes en la viga .....	46
2.4.4. Diseño frontal y posterior de las alternativas en celosía .....	47
2.4.4.1. Fuerzas sobre los elementos de la armadura.....	48

2.4.4.2.	Análisis de resistencia y estabilidad en los elementos de la celosía	52
2.4.5.	Descarte de alternativa .....	56
2.5.	Diseño superior e inferior de la viga principal .....	57
<b>CAPÍTULO 3: EFECTO DEL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO RADIAL SOBRE LA ESTRUCTURA.....61</b>		
3.1.	El extremo desplazable .....	62
3.1.1.	Diseño de los soportes.....	62
3.1.2.	Diseño de la base móvil .....	68
3.2.	El extremo pivotante .....	70
3.2.1.	Descarte final de alternativa .....	71
3.2.2.	Adaptación al pivote.....	71
3.2.2.1.	La brida y tubo de apoyo.....	73
3.2.2.2.	La armadura giratoria.....	75
3.2.2.3.	Los tornillos de unión .....	77
<b>CAPÍTULO 4: ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA ESTRUCTURA .....80</b>		
4.1.	Descripción económica de la estructura.....	81
4.1.1.	Metrado total de las alternativas.....	82
4.1.2.	Tipo de estructura metálica según el peso .....	82
4.1.3.	Área superficial .....	84
4.2.	Costos directos .....	85
4.2.1.	Costos de suministro.....	85
4.2.2.	Costos de fabricación.....	85
4.2.3.	Costos totales .....	86
CONCLUSIONES .....		
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES .....		
BIBLIOGRAFÍA .....		
PLANOS .....		
ANEXOS.....		

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>L</b>	: Longitud
<b>h</b>	: Altura
<b>b, a</b>	: Ancho
<b>t</b>	: Espesor
<b>A</b>	: Área
<b>e</b>	: Espaciamiento
<b>Ø, d</b>	: Diámetro
<b>Q</b>	: Primer momento de área
<b>I</b>	: Segundo momento de área
<b>J</b>	: Módulo de torsión
<b>λ</b>	: Esbeltez
<b>F</b>	: Fuerza (normalmente axial)
<b>R</b>	: Reacción en apoyo
<b>V</b>	: Fuerza cortante
<b>T</b>	: Fuerza de tensión
<b>M</b>	: Momento o Torque
<b>w</b>	: Carga lineal (normalmente peso)
<b>W</b>	: Carga puntual (normalmente peso)
<b>σ</b>	: Esfuerzo de tracción
<b>τ</b>	: Esfuerzo de corte
<b>f</b>	: Deflexión
<b>E</b>	: Módulo de Young
<b>ṁ</b>	: Flujo másico
<b>Q</b>	: Flujo volumétrico
<b>v</b>	: Velocidad lineal
<b>ω</b>	: Velocidad angular
<b>P</b>	: Potencia
<b>η</b>	: Eficiencia
<b>FS</b>	: Factor de seguridad
<b>RT</b>	: Relación de transmisión
<b>FRT</b>	: Factor de resistencia a la torsión



## INTRODUCCIÓN

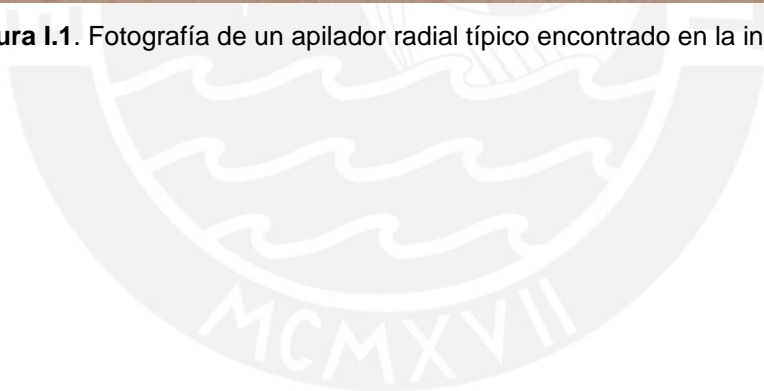
En la actualidad, los trabajos producción y almacenamiento de materiales a granel, especialmente de arena para concreto, han adquirido notoriedad debido al crecimiento sostenido de los proyectos en el sector económico de construcción en el país desde inicios del año 2013 [0]. A partir de una clara necesidad en la industria de mantener un suministro apropiado de agregados para la creciente demanda de concreto, surgió, entonces, la importancia de responder a esto mediante la realización de un diseño actualizado basado en la rama estructural de la ingeniería mecánica que proponga una base sólida que sirva como primer paso y guía para el desarrollo de futuras soluciones a problemas de esta índole, no sólo en lo referente al manejo de la arena para el concreto, sino de los materiales a granel en general. Fue motivo del presente trabajo de tesis responder a la necesidad planteada.

Enfocando, entonces, el presente trabajo; el transporte y apilamiento de la arena para concreto se realiza usualmente mediante equipos transportadores de banda, también conocidos como fajas transportadoras. La solución que se propone en el presente trabajo es disponer el equipo sobre una estructura en plano inclinado pivotante sobre su punto más bajo, por donde recibirá el material chancado o procedente directamente de cantera para ser elevado, luego, por la faja hasta el extremo alto de la estructura y, finalmente, dejarlo caer libremente, permitiéndole al mismo material acomodarse en un montículo según su ángulo de reposo natural. Luego de terminar de llenar una pila, el extremo más alto de la faja es desplazado angularmente mediante ruedas motorizadas ubicadas en la base no pivotante de la estructura misma para comenzar a llenar otra pila ya sea con el mismo tipo de agregado o con otro. Este equipo es conocido en la industria como apilador radial o “*radial stacker*”, por su nombre en inglés.

El objetivo principal de la tesis propuesta es desarrollar una estructura pivotante de acero que no sólo permita tener a un apilador radial la capacidad para manejar la producción de 275 t/h de arena fina de la cantera Jicamarca, sino también conseguir que cumpla con criterios óptimos de diseño por resistencia, rigidez, estabilidad y hasta economía. Esto se consiguió mediante la recolección de información, el análisis de la misma, la estimación apropiada de las cargas, los cálculos pertinentes al diseño y, finalmente, una optimización hasta donde sea posible.




**Figura I.1.** Fotografía de un apilador radial típico encontrado en la industria. [1]



## OBJETIVOS

- Diseñar la estructura metálica de un equipo apilador radial con capacidad para transportar 275 t/h de arena para concreto que se produce de manera regular en la cantera de Jicamarca.
  - Registrar las propiedades físicas necesarias de la arena comercial que se utiliza para la elaboración de concreto así como sus estándares más importantes y sus procesos de producción.
  - Identificar las condiciones de trabajo del equipo así como su área de barrido y su geometría básica.
  - Estimar con precisión, previa elección y seguimiento de una metodología adecuada, los componentes más importantes de la faja transportadora con sus características físicas más relevantes para los fines de la tesis.
  - Recopilar y analizar la información comercial y técnica respecto a estructuras metálicas aplicables al equipo; identificar fuentes que condicionen el diseño y elegir las alternativas más apropiadas para aplicar al sistema deseado.
  - Calcular por resistencia, estabilidad y rigidez las vigas principales para cada alternativa, seleccionar los elementos respectivos de las mismas y descartar las opciones que resulten poco convenientes a priori.
  - Calcular por resistencia y estabilidad la parte estructural que soportará la viga cargada y que permitirá su desplazamiento angular de un punto de apilamiento a otro con un ángulo mínimo de  $130^\circ$ .
  - Definir las formas constructivas finales que compatibilicen las alternativas de viga principal el sistema de desplazamiento y pivote.
  - Evaluar la viabilidad económica de las estructuras.
  - Comparar las opciones finalistas y seleccionar la estructura global óptima basada en criterios económicos.



## CAPÍTULO 1

### ESTIMACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE BANDA

La razón más sólida por la cual el apilador radial, definido a grandes rasgos en la introducción, fue propuesto como el diseño de preferencia dirigido a solucionar la necesidad que se ha venido tratando a lo largo de este documento es que el sistema de faja transportadora contenido en el mismo es el sistema óptimo para cumplir el requerimiento establecido; esto es debido a que un transportador de esta naturaleza es capaz de manejar grandes toneladas en distancias largas a un menor costo por tonelada y con mayor versatilidad que cualquier otro medio de transporte de material [2]. En la Figura 1.1 se puede observar la fotografía de una faja transportadora en funcionamiento para la industria minera, en donde estos equipos tienen predilección.

Siendo, entonces, este sistema el que cargará la armadura móvil que se desea diseñar más adelante, el presente capítulo se enfocará en calcular, seleccionar con adecuada aproximación y distribuir los componentes principales del sistema para que este pueda trabajar de manera confiable y, de esta manera, obtener una carga certera sobre la estructura.



**Figura 1.1.** Faja transportadora horizontal abarquillada para la industria minera. [3]

## 1.1. Entradas básicas para la estimación

Para poder realizar los cálculos y la selección de componentes, fue necesario establecer, en primer lugar, los datos de entrada, tanto del material como de las condiciones de trabajo del equipo y sus dimensiones básicas, así como la configuración básica y metodología que se utilizaría para alcanzar un buen estimado.

### 1.1.1. Material a transportar y dimensiones preliminares

La consideración de primer nivel a tener en cuenta al momento de diseñar sistemas de manipulación a granel es el tipo de material que se desea transportar, junto con las características físicas que rigen su comportamiento bajo las condiciones específicas que se darían durante el transporte.

Mark Alexander y Sidney Mindess definen, en su libro *Aggregates in Concrete*, a los agregados como minerales económicos que constituyen entre el 70% y 80% del volumen de concreto ya sea en forma granular o de partículas; estos proporcionan a la mezcla sus características más relevantes como peso, resistencia, durabilidad, propiedades térmicas, etc. [4]. El material de entrada en el presente trabajo es la arena

que se extrae, procesa y utiliza con más frecuencia en la región para preparar la mezcla de concreto.

Resultó conveniente, ante todo, conocer la denominación específica del material según su tamaño, ya que es la característica más importante en su uso comercial en el mercado peruano e internacional. La *American Society for Testing Materials* (ASTM), con su norma ASTM C33, ha designado a la arena para concreto –natural o fabricada– el nombre de “agregado fino” y ha establecido, como se podrá observar en la Tabla 1.1, requerimientos para su aprobación como tal. El estándar nacional para agregados NTP 400.011: 2008 tiene como base lo propuesto por esta entidad americana.

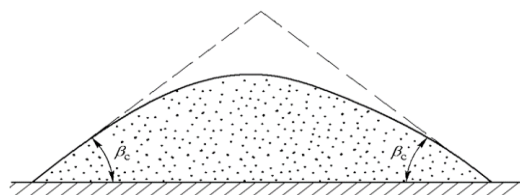
**Tabla 1.1.** Requerimientos para la clasificación de arena fina según ASTM C33 de acuerdo al porcentaje de material que pasa por tamices de distintos tamaños.

Tamaño del tamiz (Especificación E11)	Porcentaje que pasa por el tamiz (%)
9,50 mm (3/8")	100
4,75 mm (No. 4)	95 a 100
2,36 mm (No. 8)	80 a 100
1,18 mm (No. 16)	50 a 85
600 $\mu\text{m}$ (No. 30)	25 a 60
300 $\mu\text{m}$ (No. 50)	5 a 30
150 $\mu\text{m}$ (No. 100)	0 a 10
75 $\mu\text{m}$ (No. 200)	0 a 3

(Fuente: ASTM 2013)

Con el agregado de trabajo ya definido, se hizo necesario tener en cuenta las características físicas de interés del material en cuestión.

- **Ángulo de reposo:** Es el máximo ángulo agudo de inclinación que forma la pendiente de la superficie de una pila libremente formada del medio granular con el plano horizontal estático sobre el cual se encuentra (Figura 1.2).



**Figura 1.2.** Ángulo de reposo de un material granular [5].

- **Ángulo de sobrecarga:** Es el ángulo agudo que forma la pendiente de la superficie del material mientras éste reposa sobre un plano horizontal en movimiento –como lo es una faja transportadora–. Usualmente es 5° a 15° menor al ángulo de reposo natural.
- **Fluidez:** La cual es determinada por características como el tamaño y forma, la rugosidad o suavidad y el contenido de humedad de las partículas. Junto con los ángulos de reposo y sobrecarga, es un indicador de la sección transversal de material que se puede llevar de manera segura sobre una faja transportadora; asimismo, es un indicador del máximo ángulo de inclinación de la faja.
- **Máximo ángulo de inclinación:** Son ángulos conservadores que definen la máxima pendiente, tanto en descenso como en ascenso, con la que una faja transportadora puede llevar de manera confiable el material, incluso a altas velocidades o cuando se carga intermitentemente.
- **Carácter abrasivo:** Es la capacidad del material para desgastar las superficies con las que se encuentra en contacto.

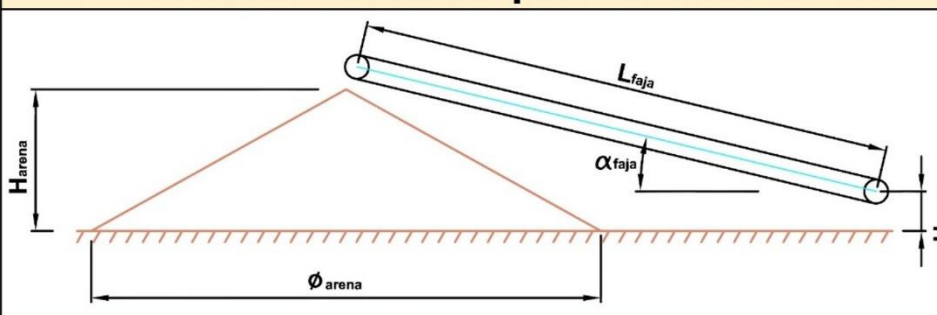
La Asociación Norteamericana Manufacturera de Equipos de Transporte (CEMA, por sus siglas en inglés) publicó, en su guía para el diseño de fajas transportadoras para productos a granel, un conjunto de tablas que brindaron los valores de características expuestas para la arena fina. Con esta información, se pudo comenzar a estimar el sistema. La Tabla 1.2 muestra el resumen de esta información.

**Tabla 1.2.** Propiedades físicas de la arena relevantes para el desarrollo del presente trabajo según CEMA.

PROPIEDADES DEL MATERIAL A TRANSPORTAR (ARENA)					
Densidad en kg/m <sup>3</sup> [lb/pe <sup>3</sup> ]	Ángulo de reposo	Ángulo de sobrecarga	Máximo ángulo de inclinación	Fluidez	Abrasividad
1 601,846 [100]	29°	5°	15°	Muy libre	Muy abrasivo

(Fuente base: CEMA 2002)

**Tabla 1.3.** Condiciones de diseño y dimensiones preliminares para la estimación de la faja transportadora

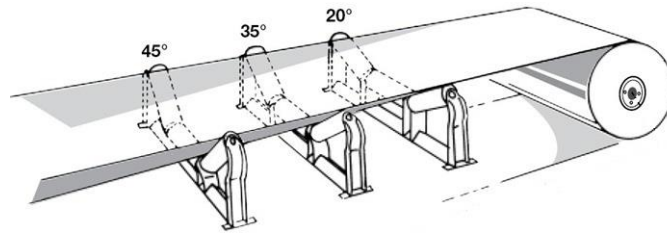
Parámetros iniciales para la estimación					
					
Condiciones de trabajo					
$\dot{m}_{req}$	(lb/h)	605 726,87	$\alpha_{faja}$	13°	
	(t/h)	275,00			
Dimensiones preliminares para el diseño					
$H_{arena}$	(pie)	21,16	$L_{faja}$	(pie)	80,00
	(m)	6,45			
$H_{pivote}$	(pie)	5,91	$\varnothing_{arena}$	(pie)	65,62
	(m)	1,80			

Finalmente, con las propiedades físicas definidas, se establecieron las dimensiones preliminares del equipo para comenzar a realizar los cálculos y las selecciones pertinentes a la faja transportadora. La Tabla 1.3 muestra las medidas mencionadas, asumiendo que el volumen total de producción de un día se acumula en tres pilas de bases tangentes distribuidas en un ángulo de 130° como se muestra en el ANEXO 1.

### 1.1.2. Configuración óptima para el trabajo

El estudio del estado de la tecnología permitió identificar distintos tipos de configuraciones para fajas transportadoras que se utilizan en la industria; la revisión de esta característica, junto con el ancho de faja, fue importante al momento en que se determinó la capacidad de carga de la misma. Para el equipo a estimar, se eligió una configuración abarquillada o acanalada en 20°; su capacidad incrementada debido al aumento en su sección en comparación con distribuciones planas con el mismo ancho hace que sea la opción más común en minería para grandes flujos de producción. También existen, como se observa en la Figura 1.3, distribuciones abarquilladas a 35° y 45°, pero estas son menos utilizadas.



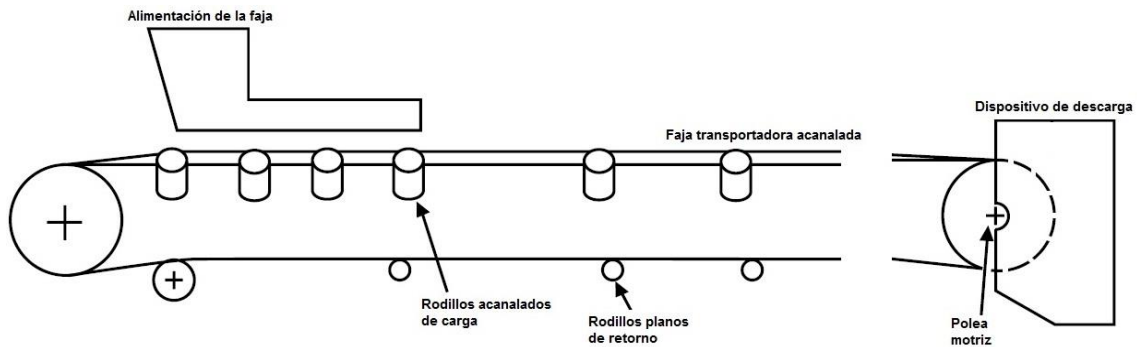


**Figura 1.3.** Faja transportadora con rodillos acanalados de 45°, 35° y 20°. [6]

### 1.1.3. Metodología empleada

Luego de haber examinado el material técnico (estándares) y comercial (catálogos) pertinente, se concluyó que, si bien los documentos exponen su información en tablas, unidades y, a veces, hasta en fórmulas distintas –dependiendo de las unidades que haya utilizado–, hay un consenso en los pasos más importantes a tomar en cuenta al momento de estimar los elementos del transportador de banda. Cada uno de estos pasos tiene como objetivo principal proporcionar, ya sea por cálculo o por simple búsqueda, la información necesaria para realizar la selección de los componentes más apropiados para que el equipo sea no sólo funcional, sino también económicamente viable (Figura 1.4). Los procedimientos en mención se encuentran estructurados, basándose en la norma CEMA 2002 –producto de casi 50 años de experiencia de la *Conveyor Equipmen Manufacturers Association*– y en la metodología Link-Belt –con 80 años dedicados a la manufactura de equipos transportadores y que hoy se conoce como *FMC Industries*–, en la secuencia descrita a continuación:

- 1° → Identificación del material y de las dimensiones preliminares del equipo (realizado en subsecciones anteriores).
- 2° → Selección del ancho de la faja y la velocidad mínima.
- 3° → Espaciamiento y selección de los rodillos.
- 4° → Cálculo de las tensiones, selección de la faja y de las poleas terminales.
- 5° → Selección de reducción y cálculos de potencia.



**Figura 1.4.** Principales componentes del equipo transportador de banda según el consenso en las metodologías [7].

## 1.2. Selección de los componentes principales

Con el material a transportar convenientemente identificado, junto con la geometría básica del equipo definida, esta parte comenzará por el segundo punto en la metodología propuesta y continuará siguiendo el orden establecido en la misma. Cabe aclarar que, como toda la información obtenida proviene de normas y fabricantes norteamericanos, las unidades más utilizadas serán las imperiales y se hará la transformación correspondiente al Sistema Internacional (SI) en los datos y resultados de mayor importancia. Se mantendrá esta forma de trabajo a lo largo de toda la tesis.

Para llevar arena fina, se determinó conveniente trabajar con un grupo de fajas normalizadas según su ancho (de 24, 30 y 36 pulgadas) en los cálculos subsiguientes, ya que cada una tiene la capacidad para cumplir con el flujo de material sin sobrepasar el límite recomendado de velocidad dictado por el fabricante; este documento se referirá al conjunto mencionado con el nombre de “rango de trabajo”. Se presentará, durante lo que resta del capítulo, la evaluación general realizada para todo el rango.

### 1.2.1. Selección del ancho de faja y la velocidad mínima

Se ubicó, en primer lugar, en las tablas correspondiente, el flujo volumétrico unitario de material que Link-Belt tiene preestablecido para cada faja según su ancho y su ángulo de abarquillado; este dato ( $q_u$ ) es lo que lleva un determinado ancho de faja a una velocidad de un pie por minuto. Luego, con esa información, se obtuvo la velocidad mínima a la cual se debería transportar la arena sobre la faja del ancho específico para cumplir con la capacidad requerida. Finalmente, se comprobó que esta velocidad

mínima obtenida no exceda el límite propuesto para el ancho correspondiente y el material transportado. El proceso descrito se puede encontrar resumido en la secuencia de fórmulas 1-1.

$$Q_{req} = \frac{\dot{m}_{req}}{\rho_{arena}} \rightarrow V_{faja-min} = \frac{Q_{req}}{q_u} \quad (1-1)$$

Con el resultado, se comprobó que la velocidad obtenida fuese menor que la máxima recomendada en las tablas del propio fabricante. Esta se encuentra adaptada en la Tabla 1.4 de resultados:

**Tabla 1.4.** Verificación de velocidades para obtener un rango de anchos de faja para el trabajo.

Verificación de velocidad en las fajas						
b <sub>faja</sub>		V <sub>faja-min</sub>		V <sub>faja-máx</sub>		¿Cumple condición de velocidad ? ¿V <sub>faja-min</sub> < V <sub>faja-máx</sub> ?
(pulg)	(mm)	(pie/min)	(m/s)	(pie/min)	(m/s)	
18	457,20	880	4,47	450	2,29	No
20	508,00	690	3,51	500	2,54	No
24	609,60	450	2,29	600	3,05	Sí
30	762,00	270	1,37	700	3,56	Sí
36	914,40	190	0,97	800	4,06	Sí

### 1.2.2. Espaciamiento y selección de los rodillos

Para la selección de rodillos (o polines) que se planteará a continuación, se utilizó el sistema propuesto en el capítulo 5 de la norma CEMA [8]. Siguiendo los procedimientos tabulados de la norma, se obtuvieron los espaciamientos recomendados entre rodillos acanalados de carga según los anchos de faja y según la densidad de material que se transporta; de la misma manera, se halló la distancia de separación entre los rodillos de retorno. Posteriormente, se consideró el espaciamiento reducido entre rodillos que se encuentran en la zona de impacto –zona en donde la faja recibe el material– y el espacio adyacente a las poleas terminales. Definir estas dimensiones fue importante para poder obtener una noción más precisa de la carga sobre la estructura, la cual beneficiaría su diseño.

Luego, con el análisis de la carga que soporta cada rodillo de manera individual (CIL, por sus siglas en inglés para *Calculated Idler Load*), previa asunción tabulada del peso

lineal de la faja –que, normalmente, supera con creces lo que será el peso real de la faja que se seleccione después–, se seleccionaron los modelos comerciales más apropiados para el equipo transportador, tal como se muestra en los resultados de la Tabla 1.5.

$$CIL_{carga} = (w_{faja-aprox} + w_{arena-vmín}) \times e_{carga} \quad (1-2)$$

$$CIL_{retorno} = w_{faja-aprox} \times e_{retorno} \quad (1-3)$$

**Tabla 1.5.** Resultados de la selección de rodillos para el rango de anchos propuesto.

Selección de rodillos												
Alternativas	V <sub>faja-min</sub> (pie/min)	e <sub>carga</sub>		e <sub>retorno</sub>		CIL <sub>carga</sub>		CIL <sub>retorno</sub>		Rodillos seleccionados Link-Belt	d <sub>rodillo</sub>	
		(pie)	(m)	(pie)	(m)	(lb)	(kg)	(lb)	(kg)		(pulg)	(mm)
24	450,00	4	1,22	10	3,05	112	50,77	55	24,97	CEMA B4 - Serie 6000	4	101,60
30	270,00	4	1,22	10	3,05	178	80,67	70	31,78	CEMA B4 - Serie 6000	4	101,60
36	190,00	4	1,22	10	3,05	253	114,74	100	45,40	CEMA B4 - Serie 6000	4	101,60

Para obtener la distribución exacta de los rodillos, tanto la norma CEMA como el catálogo Link-Belt recomiendan tener en cuenta un par de aspectos importantes además de las distancias mostradas en la Tabla 1.5:

- La buena práctica dicta que los rodillos en los puntos de carga o impacto deberían espaciarse a la mitad de la distancia que se recomienda para el resto del recorrido [9]. Con esto, en el presente diseño, se establecieron cuatro rodillos para el punto de carga distanciados a 0,50 x e<sub>carga</sub>.
- Las distancias mínimas de transición entre las poleas terminales y sus respectivos rodillos adyacentes de carga, son iguales al mismo ancho de faja para rodillos abarquillados en 20°. Esta recomendación se obtuvo del material de clase enseñado por el Dr. Luis Cotaquispe en su curso Diseño de Equipos de Transporte y Almacenamiento, el cual se basa en la norma CEMA [10].

Con esta información, la distribución los rodillos a lo largo del sistema quedó tal y como se muestra en la Figura 1.6. Como consecuencia, en este punto del trabajo, se tuvo una idea más precisa acerca de cómo se repartirían los rodillos sobre la estructura que se deseaba diseñar posteriormente.

Los polines de acero –abarquillados para el tramo de carga y planos para el tramo de retorno– de la Serie 6000 de Link-Belt con rodamiento rígido de bolas de una hilera cumplen con los mínimos solicitados por los tres anchos de faja en estudio. Esta selección es óptima para el funcionamiento continuo en el transporte de materiales finos [11].

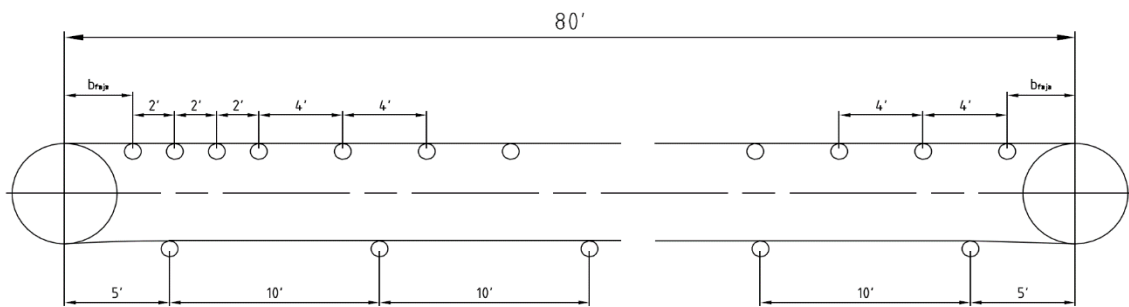


Figura 1.5. Diagrama de distribución de rodillos a lo largo de la faja transportadora.

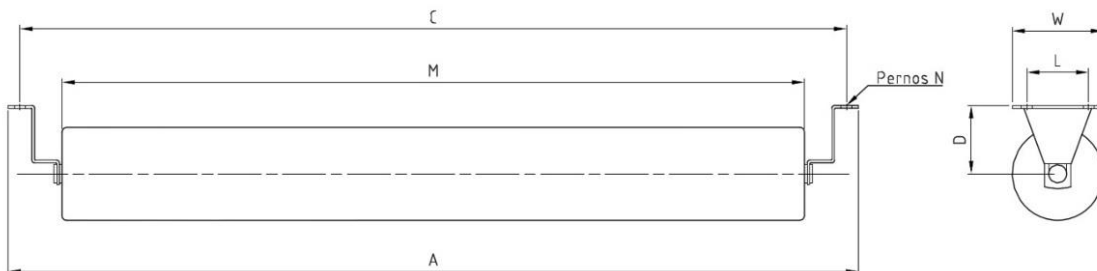
Finalmente, el catálogo de fabricante proporcionó las dimensiones generales de cada elemento con su respectiva armadura de soporte, incluyendo el dato de mayor interés para el presente trabajo: el peso. En las tablas 1.6 y 1.7 se pueden observar los rodillos de carga y los rodillos de retorno seleccionados respectivamente en con dimensiones en unidades imperiales; en el ANEXO 2 se muestran estas mismas tablas con la conversión a unidades métricas que les corresponden.

Tabla 1.6. Selección de los rodillos abarquillados de carga para el rango de trabajo.

Diagrama y dimensiones imperiales del rodillo acanalado de carga												
Alternativas	Serie 6000 d <sub>rodillo</sub> = 4"	W <sub>rodillo-carga</sub>		Dimensiones (pulg)								
		(lb)	(kg)	A	B	C	D	F	G	L	N	W
24	6401-24	24	10.89	35	27 1/8	33	6 7/8	10 1/8	8 7/8	6	1/2	8
30	6401-30	51	23.13	41	32 7/8	39	6 7/8	10 3/4	10 7/8	6	1/2	8
36	6401-36	57	25.86	47	38 5/8	45	6 7/8	11 1/2	12 7/8	6	1/2	8

(Fuente base:Rexnord 2014)

**Tabla 1.7.** Selección de los rodillos planos de retorno para el rango de trabajo.

Diagrama y dimensiones imperiales del rodillo plano de retorno										
										
Alternativas	Serie 6000 d <sub>rodillo</sub> = 4"	W <sub>rodillo-carga</sub>		Dimensiones (pulg)						
		(lb)	(kg)	A	C	D	L	M	N	W
24	6417-24	19	8.62	34 3/4	33.00	4	6	27	1/2	8
30	6417-30	23	10.43	40 3/4	39.00	4	6	33	1/2	8
36	6417-36	27	12.25	46 3/4	45.00	4	6	39	1/2	8

(Fuente base: Rexnord 2014)

Finalmente, en la Tabla 1.8, se resume la distribución de los rodillos seleccionados a lo largo de la faja transportadora, incluyendo sus respectivos pesos lineales ya que este es el dato de mayor interés para el presente trabajo.

**Tabla 1.8.** Distribución tabulada y conteo de rodillos a lo largo de los sistemas del rango de estudio, así como los pesos lineales de los mismos.

Distribución de los rodillos en la faja											
Alternativas	Dist. polea y rodillo				No. de rodillos			Pesos lineales de rodillos			
	e <sub>o-min</sub>		e <sub>o</sub>		#r <sub>impacto</sub>	#r <sub>carga</sub>	#r <sub>retorno</sub>	W <sub>rodillo-carga</sub>		W <sub>rodillo-retorno</sub>	
	(pie)	(mm)	(pie)	(mm)				(lb/pie)	(kg/m)	(lb/pie)	(kg/m)
24	2	609,60	3	914,40	4	17	8	6	8,94	2	2,83
30	3	762,00	3	914,40	4	17	8	13	18,99	2	3,43
36	3	914,40	3	914,40	4	17	8	14	21,23	3	4,02

### 1.2.3. Selección de la faja y de las poleas terminales

Las tensiones actuantes sobre las fajas del rango de trabajo se calcularon con el procedimiento propuesto por el manual comercial de Goodyear, el cual es afín al método Link-Belt y que se puede encontrar adaptado en las separatas elaboradas por el Dr. Luis Cotaquispe Zevallos para el curso de Diseño de Equipos de Transporte y Almacenamiento de la Pontificia Universidad Católica del Perú.

Las banda reforzada de poliéster-nylon (Pylon®) de múltiples pliegues, diseñada y fabricada por *Goodyear Engineered Products*, es usualmente aceptada como la mejor alternativa para el manejo de materiales en la industria de producción de agregados como la arena, grava y piedra chancada, debido a su alta resistencia al estiramiento, al desgaste, al impacto y a la rotura [11]. Se tuvo que asumir, como paso inicial en el proceso, una banda del modelo propuesto con tres características básicas obtenidas de tablas proporcionadas por el mismo fabricante para cada uno de los tres anchos con los que se había venido trabajando. Estas fueron las propiedades que se modificaron o afinaron en las iteraciones de cálculo posteriores de verificación de tensión admisible.

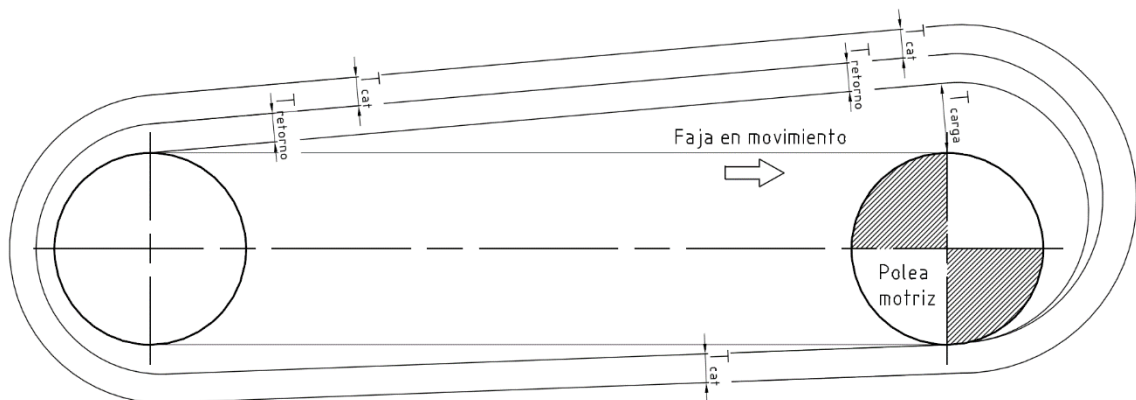
- **Clase de fabricación (HDNF):** Cifra con la que se da la codificación de las bandas de múltiples pliegues con los números 28, 32, 36, 42 o 48. Esta clasificación define, junto con el tipo de junta, un rendimiento con el que se calcula la tensión permisible de la faja al multiplicarse por el número de pliegues.
- **Tipo de junta:** Clasificación que define si una banda se cierra mediante atornillado o vulcanizado, siendo esta última clase la seleccionada debido a su mayor resistencia.
- **Número de pliegues:** Se elige a partir de un rango establecido para cada faja, el cual depende del tipo de rodillos del equipo –tipo CEMA B para todos los casos en el presente trabajo– y de la densidad del material a transportar –100 lb/pie<sup>3</sup> para la arena fina–.

Las características presentadas en la Tabla 1.9 pertenecen a las fajas que quedaron seleccionadas luego de los procesos iterativos de verificación que se llevaron a cabo y que se explican a continuación.

**Tabla 1.9.** Características principales de las fajas pre-seleccionadas de Pylon del catálogo Goodyear.

Información de la faja Goodyear pre-seleccionada							
Alternativas	Rodillos	Clase	#pliegues	$w_{faja}$		$T_{faja-adm}$	
				(lb/pie)	(kg/m)	(lbf)	(N)
24	B	28 HDNF	5	3,98	5,93	4200	18683
30	B	28 HDNF	6	5,11	7,61	6300	28024
36	B	32 HDNF	5	5,63	8,39	7740	34429

Fue importante, luego, identificar qué fuerzas de tensión son las que actúan sobre la faja cargada durante su funcionamiento con el fin de poder calcular cuál sería el máximo valor que soportaría la misma en esta situación. Como se podrá observar en la Figura 1.6, las tensiones provienen de tres fuentes distintas para una configuración inclinada en subida.



**Figura 1.6.** Diagrama de las tensiones que actúan sobre la faja cargada en funcionamiento [12].

- **Tensión producida por la carga ( $T_{\text{carga}}$ ):** Es la tensión que proviene de las fuerzas de fricción generadas entre los ejes de apoyo de cada rodillo de carga y el mismo rodillo, debido a su peso propio, al peso de la faja y al peso del material. Se calcula de la siguiente manera:

$$T_{\text{carga}} = 2,75 (0,02 \cos(\alpha_{\text{faja}}) + \sin(\alpha_{\text{faja}})) (w_{\text{carga}}) L_{\text{faja}} \quad (1-4)$$

- **Tensión generada por el retorno ( $T_{\text{retorno}}$ ):** Es la tensión que proviene de las fuerzas de fricción generadas entre los ejes de apoyo de cada rodillo de retorno y el mismo rodillo, debido a su peso propio y al peso de la faja. Se calcula de la siguiente manera:

$$T_{\text{retorno}} = 2,75 (\mu \cos(\alpha) - \sin(\alpha)) (w_{\text{retorno}}) L_{\text{faja}} \quad (1-5)$$

Cuando  $T_{\text{retorno}}$  da como resultado un valor negativo, se toma como si este fuese igual a cero y no se considera en los cálculos posteriores, tal como sucedió en todos los casos del presente trabajo (Tabla 1.10)



- **Tensión de catenaria ( $T_{cat}$ ):** Es una tensión adicional de templado que debe considerarse para garantizar una flecha mínima de caída de faja entre rodillos. Esta flecha es fruto del peso propio de la faja [12]. Se calcula tomando el mayor de los resultados de la siguientes ecuaciones, cada una representando la tensión de catenaria en el lado de carga y en el lado de retorno respectivamente:

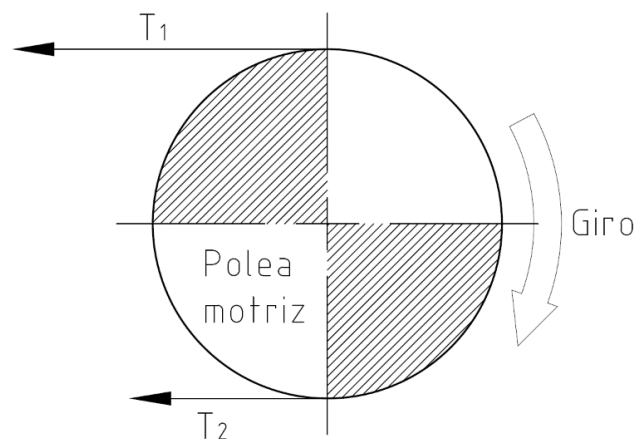
$$T_{cat-carga} = 6,25 (w_{faja} + w_{arena-vmin}) e_{carga} \quad (1-6)$$

$$T_{cat-retorno} = 6,25 (w_{faja}) e_{retorno} \quad (1-7)$$

**Tabla 1.10.** Resumen de las fuerzas de tensión que actúan sobre las fajas que quedaron seleccionadas luego de los procesos iterativos de verificación de tensiones.

Tensiones actuantes en la faja										
Alternativas	$T_{carga}$		$T_{retorno}$			$T_{cat-carga}$		$T_{cat-retorno}$		
	(lbf)	(N)	(lbf)		(N)	(lbf)	(N)	(lbf)	(N)	
<b>24</b>	<b>1744</b>	7760	<b>-266</b>	→	<b>0</b>	-1183	<b>661</b>	2940	<b>249</b>	1108
<b>30</b>	<b>2973</b>	13225	<b>-335</b>	→	<b>0</b>	-1490	<b>1063</b>	4730	<b>320</b>	1421
<b>36</b>	<b>3929</b>	17478	<b>-377</b>	→	<b>0</b>	-1676	<b>1470</b>	6541	<b>352</b>	1566

Los tres efectos expuestos se agruparon y sumaron convenientemente en dos fuerzas que ejercen una tensión máxima ( $T_1$ ) y una tensión mínima ( $T_2$ ) sobre la faja. Estas tensiones actúan en el tramo de la misma que se encuentra en contacto con la polea motriz (Figura 1.7).



**Figura 1.7.** Representación de las tensiones  $T_1$  (máxima) y  $T_2$  (mínima) que actúan en la faja [12].

$$T_1 = T_{\text{carga}} + T_{\text{retorno}} + T_{\text{cat}} \quad (1-8)$$

$$T_2 = T_{\text{cat}} \quad (1-9)$$

Finalmente, siguiendo el diagrama mostrado, se calcularon y sumaron las componentes de las tensiones para obtener  $T_1$  y  $T_2$ , tal y como lo expresen las ecuaciones 1-8 y 1-9.

El conocimiento de las tensiones actuantes sobre las fajas, junto con las características de catálogo de las mismas, abrió el camino para comenzar los cálculos correspondientes al proceso iterativo ordenado de comprobación de resbalamiento y de tensión permisible que se describirá a continuación.

Como se acaba de mencionar, se tuvo que verificar primero la necesidad de sumar una tensión extra de templado para, con ella, evitar el resbalamiento que se puede producir entre la faja pre-seleccionada y la polea motriz. Esto se hizo reemplazando los valores hallados de tensión en la desigualdad 1-10.

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{0,35\pi} \quad (1-10)$$

De no cumplirse la expresión, se procedía a calcular y a aumentar a  $T_1$  y a  $T_2$  una tensión  $T_{\text{temp}}$  de templado, la cual se puede hallar con la expresión 1-11, con el fin de que la faja no deslice respecto a la polea terminal; de manera contraria, si la expresión 1-10 resultaba verdadera, se asumía el valor de  $T_{\text{temp}}$  como nulo.

$$\frac{T_1 + T_{\text{temp}}}{T_2 + T_{\text{temp}}} \leq e^{0,35\pi} \quad (1-11)$$

Por último, se verificó que la tensión crítica que soporta la faja pre-seleccionada no supere su tensión admisible:

$$T_1 + T_{\text{temp}} \leq T_{f\text{-adm}} \quad (1-12)$$

Los pasos descritos que se siguieron permitieron alcanzar objetivo propuesto de elección y comprobación de fajas para el rango de trabajo, como se puede observar en el resumen de resultados finales en la Tabla 1.11.

**Tabla 1.11.** Resultados finales del análisis iterativo de resbalamiento y tensión admisible para las fajas seleccionadas en el rango de trabajo.

Verificación de tensiones en la faja										
Alternativas	T <sub>1</sub>		T <sub>2</sub>		T <sub>F-adm</sub>		¿Se verifica resbalamiento?	T <sub>temp</sub>		¿T <sub>1</sub> +T <sub>temp</sub> ≤ T <sub>F-adm</sub> ?
	(lbf)	(N)	(lbf)	(N)	(lbf)	(N)		(lbf)	(N)	
24	2405	10700	661	2940	4200	18683	No. Debe templarse	210	934	Sí
30	4036	17955	1063	4730	6300	28024	No. Debe templarse	421	1873	Sí
36	5400	24019	1470	6541	7740	34429	No. Debe templarse	491	2186	Sí

Las poleas terminales que se utilizan de manera más usual en la industria son los tambores de acero soldado de cara plana; estos son diseñados y fabricados bajo el estándar ANSI B105.1 para trabajar de manera confiable a velocidades radiales menores a 5000 pie/min [13] [14], lo cual las hacen ideales para ser utilizadas en la estimación que se viene proponiendo. Para el presente trabajo, además, se seleccionaron poleas con revestimiento de caucho, debido a que proporcionan tracción extra para mover la faja y reducen la tensión de templado que evita el resbalamiento; esta característica fue asumida en el exponente de las expresiones 1-11 y 1-12 de fase anterior para verificar el resbalamiento. Finalmente, se utilizaron los diámetros recomendados por Goodyear como dato de entrada para elegir los tambores fabricados por Link-Belt, como se puede observar en la Tabla 1.12.

**Tabla 1.12.** Poleas terminales Link-Belt seleccionadas para los sistemas de faja transportadora de los anchos en evaluación.

Selección de poleas terminales									
Alternativas	V <sub>faja-min</sub>		Ø <sub>polea</sub>		ω <sub>polea-min</sub>		Nombre de la polea según el eje	W <sub>polea</sub>	
	(pie/min)	(m/s)	(pulg)	(mm)	(rad/s)	(rpm)		(lb)	(kg)
24	450	2,29	20	508	9,00	85,94	TL 25	182	82,63
30	270	1,37	30	762	3,60	34,38	TL 30	443	201,12
36	190	0,97	30	762	2,53	24,19	TL 30	493	223,82

#### 1.2.4. Selección de reducción y cálculos de potencia

Los procedimientos que se presentan a continuación sirvieron para estructurar de manera aproximada un sistema apropiado para poner en funcionamiento el equipo transportador de banda. A fin de alcanzar este objetivo, se necesitó, en primera instancia, calcular las potencias a partir de la velocidad mínima a la que gira la polea motriz para cumplir con el flujo de arena que se requiere transportar, así como de las tensiones actuantes sobre la faja; se continuó con la selección de un sistema apropiado de reducción de velocidad, se calcularon las pérdidas de potencia en el mismo, se hizo la elección del motor y, por último, se verificó que la tensión en la faja durante el arranque no sobrepase la tensión máxima admisible de catálogo. Estos fueron los pasos finales en la elección estimada de componentes para un equipo transportador adecuado a la necesidad propuesta para el presente trabajo.

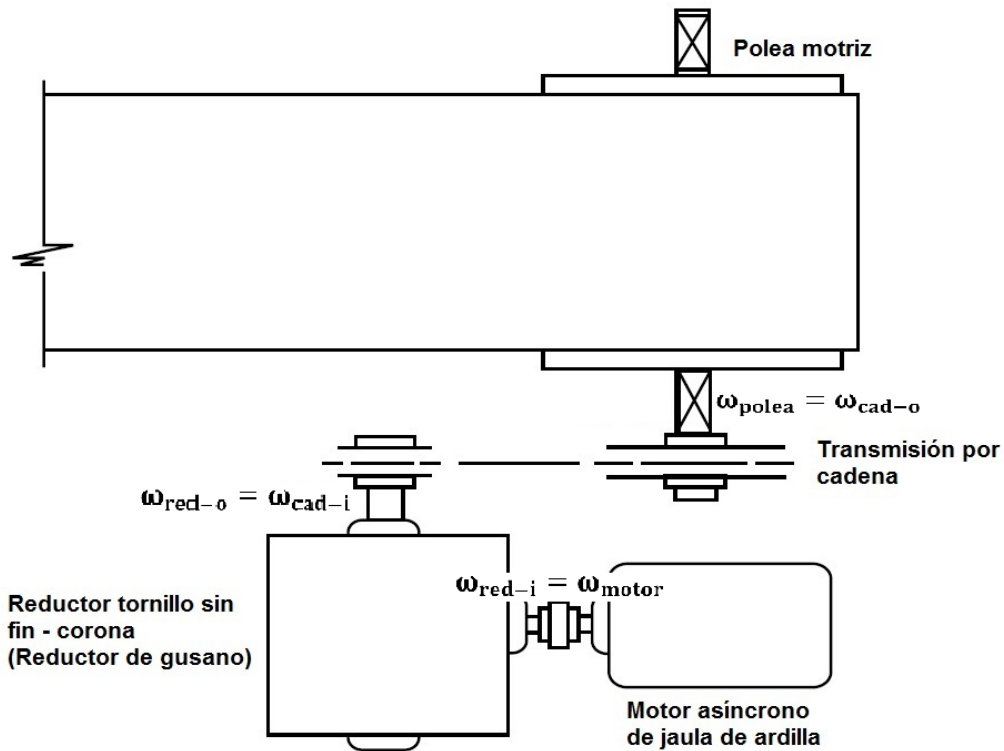
CEMA, en su sexto capítulo [15], y Link-Belt, en su catálogo 1050 [16], manifiestan que la combinación más deseable y económica para reducciones grandes con bajas potencias se encuentra compuesta por dos etapas (Figura 1.8):

- 1° etapa: Un reductor de tornillo sin fin-corona (también conocido como gusano reductor de velocidad) acoplado al eje del motor.
- 2° etapa: Una reducción mediante transmisión por cadena cuyo piñón conducido se encuentra acoplado al eje de la polea motriz.

Se decidió, entonces, seguir la recomendación propuesta y calcular las pérdidas de potencia siguiendo los lineamientos de esta misma.

Utilizando el catálogo de RENOLD, se calculó, en primer lugar, la relación de transmisión en la segunda fase de reducción, la que se da a través de la transmisión por cadena; esto se consiguió dividiendo el número de dientes del par de piñones estándar seleccionados: el conductor y el conducido. Con la relación definida, se obtuvo la velocidad necesaria en el eje de salida del gusano reductor; la ecuación 1-13 resume este paso.

$$RT_{cad} = \frac{Z_{cad-2}}{Z_{cad-1}} = \frac{\omega_{cad-in}}{\omega_{cad-out}} = \frac{\omega_{red-out-mín}}{\omega_{polea-mín}} \quad (1-13)$$



**Figura 1.8.** Sistema de reducción constituido por una transmisión por cadena, acoplada al eje de la polea motriz y un reductor de tornillo sin fin-corona, acoplado al eje del motor [14].

Luego de haber obtenido la velocidad angular de entrada a la fase de reducción por cadena ( $\omega_{cad-in}$ ) mediante la ecuación 1-13, se procedió a seleccionar la primera fase de reducción de acuerdo a los equipos ofrecidos por el Catálogo 1050 de Link-Belt; para conseguir esto, fueron necesarios dos datos importantes:

- La razón de transmisión máxima que se requiere del equipo gusano reductor ( $RT_{red-m\acute{a}x}$ ), ya que, para cumplir con la cuota de producción, la faja admite una velocidad de funcionamiento mayor, pero no menor.

$$RT_{red-m\acute{a}x} = \frac{\omega_{red-in}}{\omega_{red-out-m\acute{m}n}} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{red-out-m\acute{m}n}} = \frac{1750}{\omega_{red-out-m\acute{m}n}} \quad (1-14)$$

Producto del conocimiento académico previo y las investigaciones comerciales pertinentes, se llegó a la conclusión adelantada de que un motor asíncrono de jaula de ardilla de 4 polos será la elección más conveniente y más utilizada [17] debido a que otorga un buen equilibrio entre tamaño y torque; las características

mencionadas lo hacen el motor más utilizado en el diseño de equipos transportadores. Con este detalle establecido, empleando los catálogos de motores WEG, a la frecuencia de 60 Hz que se obtiene en el Perú, se obtuvo que la velocidad en el eje del motor eléctrico ( $\omega_{motor}$ ) es de 1750 rpm.

- El torque de salida requerido equivalente ( $M_{out-eq}$ ), que es el torque mínimo en el eje de salida del gusano reductor afectado por un factor de servicio (= 1,25), el cual fue elegido de tablas empíricas basadas en el trabajo continuo de la faja a carga constante durante 16 horas al día.

$$M_{red-out} = \frac{(T_1 - T_2) \times \frac{\phi_{polea}}{2} \times 1,25}{RT_{cad}} \quad (1-15)$$

Las fases de reducción evaluadas y seleccionadas según Renold y Link-Belt para cada ancho en el rango de trabajo se encuentran resumidas en la Tabla 1.13, presentada a continuación.

**Tabla 1.13.** Análisis y selección de las fases de reducción para el rango de anchos de faja de trabajo.

Selección de fases de reducción										
Alternativas	Etapa 1: Cadena			Etapa 2: Reductor tornillo sin fin - corona						
	Z <sub>cad-1</sub>	Z <sub>cad-2</sub>	$\omega_{red-out-min}$ (rpm)	RT <sub>red-máx</sub>	M <sub>red-out</sub>		Gusano reductor seleccionado	RT <sub>red</sub>	$\omega_{red-out}$ (rpm)	$\omega_{polea}$ (rpm)
(lb-pulg)	(N-m)									
24	19	57	258	6,79	7268	821	WB 700	5	350	117
30	19	57	103	16,97	18582	2099	WB 800	15	117	39
36	19	57	73	24,11	24558	2775	WB 900	20	88	29

Al observar que, debido a la selección de fases de reducción, la polea motriz giraría a mayor velocidad que la requerida para satisfacer la demanda de flujo, se procedió a verificar, nuevamente, que las fajas seleccionadas para el rango de anchos trabajados no superen la velocidad máxima ( $v_{faja-máx}$ ) de catálogo durante el funcionamiento y, a su vez, a recalcular los valores que dependían de esta información. En la Tabla 1.14 se puede observar el resumen de la consecuencia más importante que trajo este cambio en las velocidades: como se observa, descartó la faja de 24” del rango de trabajo debido a que no podría cumplir con el flujo de arena funcionando con el sistema de reducción elegido.

**Tabla 1.14.** Verificación debido al cambio que se dio a partir del cálculo de la velocidad a la que funcionará realmente el equipo con el sistema de reducción seleccionado.

Verificación de las nuevas velocidades para la faja								
Alternativas	$\omega_{polea}$	$V_{faja}$		$V_{faja-m\acute{a}x}$		¿Se verifica velocidad?	$W_{arena}$	
	(rpm)	(pie/min)	(m/s)	(pie/min)	(m/s)	¿ $V_{faja} < V_{faja-m\acute{a}x}$ ?	(lb/pie)	(kg/m)
24	117	611	3,10	600	3,05	No, esta faja queda descartada	-	-
30	39	305	1,55	700	3,56	Sí	33	49,23
36	29	229	1,16	800	4,06	Sí	44	65,64

Con las tensiones debidamente recalculadas, se procedió, entonces, a estimar la potencia mínima que el motor asíncrono debía proporcionar al equipo para que el mismo funcione sin inconvenientes. Para alcanzar este fin, se comenzó por calcular la potencia que debe entregarse a la polea.

$$P_{polea} = \frac{(T_1 - T_2) \times v_{faja}}{33\,000} \quad (1-16)$$

Asumiendo una eficiencia de 98% para la transmisión por cadena [18] y eficiencias tabuladas de 90% y 91% para los respectivos gusanos reductores del rango de trabajo, se calculó la potencia mínima del motor y, posteriormente, se empleó el catálogo WEG para seleccionar los motores asíncronos adecuados para cada ancho de faja y para el régimen de trabajo propuesto (Tabla 1.15).

**Tabla 1.15.** Análisis de potencias y selección de motores asíncronos de jaula de ardilla para las fajas transportadoras del rango de trabajo.

Selección del motor de accionamiento de la faja												
Alternativas	$P_{polea}$		$\eta_{red}$	$\eta_{cad}$	$P_{min-motor}$		$P_{motor}$		Motor seleccionado de jaula de ardilla	#polos	$\omega_{motor}$	$\eta_{motor}$
	(hp)	(kW)			(hp)	(kW)	(hp)	(kW)				
24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	25	18,92	90%	98%	29	21,42	30	22,38	WEG 30 HP IE3	4	1750	94%
36	24	17,82	91%	98%	27	19,93	30	22,38	WEG 30 HP IE3	4	1750	94%

Para finalizar el proceso, luego de haber seleccionado los motores, se decidió que se trabajará con la faja estimada de 30 pulgadas de ancho ya que sería la alternativa más económica que cumple con el requerimiento de flujo de arena.

### 1.3. Resumen de la selección

Habiendo cumplido, entonces, con los objetivos de selección del presente capítulo, este culminará con la presentación resumida de la selección propuesta para la faja transportadora (Tabla 1.16); en ella sólo se mostrarán los componentes elegidos para la faja de 30 pulgadas de ancho que transportará la arena fina a una velocidad de 305 pie/min y la información de los pesos correspondiente a los mismos; estos serán distribuidos sobre la estructura y servirán como entrada para los cálculos de los siguientes capítulos.

**Tabla 1.16.** Resumen de los componentes seleccionados a lo largo del Capítulo 1 junto con pesos lineales y unitarios correspondientes para la distribución sobre la estructura a diseñar.

Resumen de la estimación del transportador de banda			
Arena fina ASTM C33		$W_{arena}$	(lb/pie) 33,08 (kg/m) 49,28
Faja transportadora 30" - Goodyear Plylon® 28 HDNF - 6 pliegues - Unión vulcanizada		$W_{faja}$	(lb/pie) 5,11 (kg/m) 7,61
Rodillos CEMA B4 - LB Serie 6000 - Ø4"	Carga - COD 6401-30	$W_{rodillos-carga}$	(lb/pie) 12,75 (kg/m) 18,99
	Retorno - COD 6417-30	$W_{rodillos-retorno}$	(lb/pie) 2,30 (kg/m) 3,43
Poleas - Link-Belt TL30	Motriz	$W_{polea}$	(lb) 443,00 (kg) 201,12
	Extrema	$W_{polea}$	(lb) 443,00 (kg) 201,12
Sistema motriz	Reducción de gusano - Link-Belt WB800 RT15	$W_{reductor}$	(lb) 420,00 (kg) 190,68
	Motor de jaula de ardilla - WEG W22 - 30 HP - IE3	$W_{motor}$	(lb) 388,00 (kg) 176,15





## CAPÍTULO 2

### DISEÑO DE LA VIGA PRINCIPAL DE SOPORTE

Dado que la viga inclinada es el principal componente estructural de un apilador radial [19], los trabajos efectuados que aportaron a la elaboración de la presente memoria conforman, en conjunto, un paso muy grande que se dio para alcanzar el objetivo principal del trabajo de tesis propuesto. Lo que se buscó con la ejecución de los procedimientos que se exponen no fue sólo calcular una viga que, por criterios de resistencia, rigidez y estabilidad permita al apilador radial hacer el trabajo para el cual fue concebido; se trabajó, también, para que el diseño resultante sea seguro, económicamente viable (tomando en consideración la disponibilidad de los perfiles en el mercado local, ligereza, facilidad de fabricación y mantenibilidad) y, por último, para que su forma constructiva sea fácilmente adaptable a la estructura de soporte y al sistema de pivote que se desee aplicar al equipo.

#### 2.1. Estudio de la información existente

Al ser esta sección la primera mitad del diseño estructural que continúa hasta el resultado final del siguiente capítulo, se optó por recopilar y examinar, en primer lugar,

la información tecnológica que permitió evaluar las opciones estructurales existentes para establecer un rango de alternativas de trabajo; de la misma manera, se revisaron los estándares y códigos nacionales e internacionales que proporcionaron pautas a tomar en cuenta para los posteriores cálculos.

### 2.1.1. Estudio tecnológico

Se organizó convenientemente la información obtenida de las distintas marcas que ofrecen el equipo especificado, clasificando al universo de apiladores radiales de al tipo de estructura metálica pivotante que soporta toda la carga –que es la característica de mayor interés para la tesis– (Figura 2.1). Se consiguió, entonces, reunirlos de tres maneras distintas, cada una de ellas con respectivos subgrupos. Para una mejor apreciación, imágenes referenciales pueden encontrarse en el ANEXO 3 al final del presente trabajo.



**Figura 2.1.** Clasificación de los tipos existentes de apiladores radiales según tres criterios identificados relacionados a las características que se desea en su estructura metálica.

- **Según su variación dimensional:** Conjunto que tiene como pauta la variación que se puede dar o no en las dimensiones básicas de la estructura del equipo mientras esta se encuentra en operación. Dentro de esta clasificación, se ubican dos subcategorías.

- Apilador radial de dimensiones variables: Esta subcategoría contiene a los equipos de ángulo variable, los cuales tienen la capacidad de cambiar su pendiente gracias a la asistencia de sistemas hidráulicos en los soportes posteriores; por otra parte, se encuentran a las telescópicas, que son capaces de extender la longitud de su viga portante y, con ello, la altura o alcance de apilamiento.
- Apilador radial de dimensiones fijas: Tal y como su nombre lo indica, sus dimensiones, no varían a menos que el equipo vaya a desmontarse.
- **Según el tipo de viga:** La viga portante de todos los apiladores radiales encontrados se construyen en base dos o más perfiles principales laminados unidos entre sí mediante el soldado, atornillado o remachado de elementos secundarios de conexión. Con este antecedente, se observó que, para establecer diferencias para todo el universo de apiladores según el parámetro planteado, basta con observar los componentes principales de la viga:
  - Apilador radial con viga de canales: Sólo consta de dos perfiles laminados largos e ininterrumpidos, usualmente canales estructurales, los cuales sólo trabajan a flexión y corte; se unen entre sí mediante elementos rigidizadores o conectores.
  - Apilador radial con viga de celosía: Considerada esta viga como una armadura, los elementos principales trabajan a flexión y corte mientras que las diagonales que sirven de unión trabajan sólo a tracción o compresión. En esta subcategoría, el tipo de soporte que mantiene inclinada a la viga y en cuya base se encuentra el de desplazamiento radial puede ser o no de tipo mástil, construcción que sostiene a la viga mediante cables metálicos tensos.
- **Según la capacidad portátil del equipo:** Debido a que muchas veces los lugares destinados al almacenamiento de mineral (o de material a granel en general) son emplazamientos temporales a lo largo de todo el tiempo de operación de la planta, es lógico que existan equipos en el mercado con estructuras diseñadas para

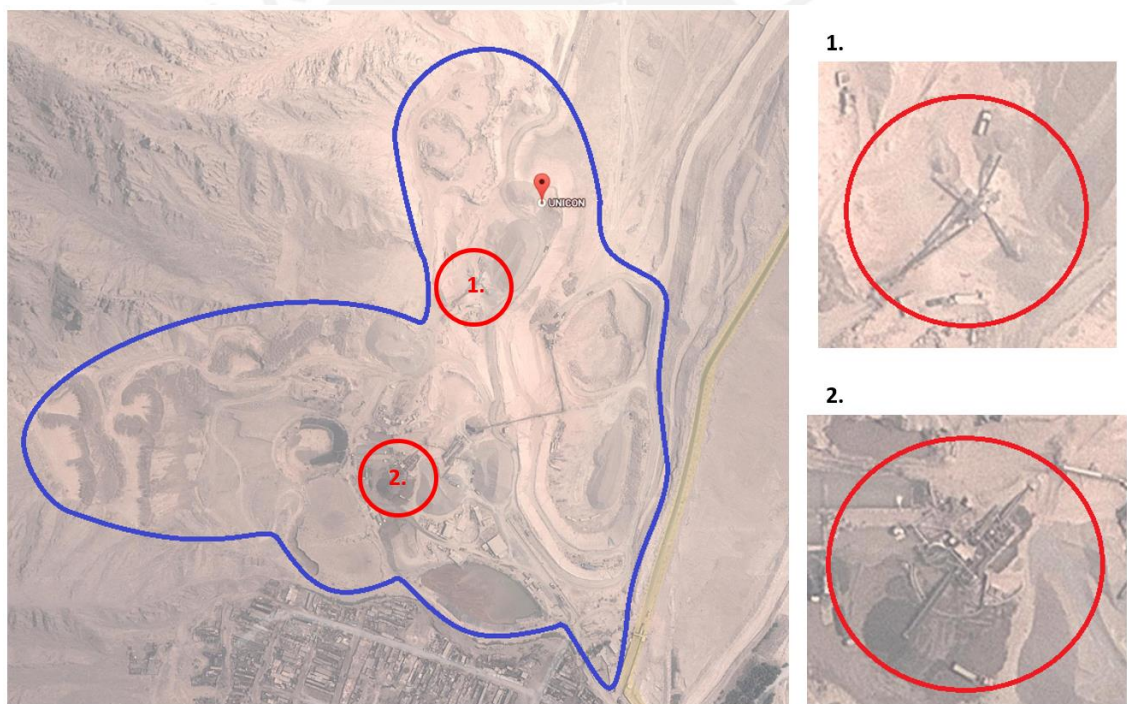
cumplir el requerimiento de facilidad de traslación y puesta en marcha sin necesidad de llegar a ser desmontado; es por lo anterior que la última categoría observada en esta subsección se enfoca esta capacidad del equipo. Se pueden encontrar dos subcategorías englobadas por este conjunto:

- Apilador radial portátil: Para esta clase se encontraron equipos con vigas plegables en su mayoría y con su respectivo pivote integrado a la estructura misma; la mayor parte de estos cuenta con sistemas hidráulicos en sus soportes que les permite la reducción de su pendiente para facilitar su transporte (ángulo variable). Usualmente son equipos de dimensiones pequeñas y, en consecuencia, fabricados para capacidades bajas en distancias cortas.
- Apilador radial fijo: Se destinan al uso en lugares permanentes para el acopio de material a granel. Son útiles tanto en distancias cortas como en largas y pueden manejar grandes capacidades; su pivote puede encontrarse externo al equipo o también anexo a la misma estructura. Sus elevados costos de traslación se compensan con su facilidad en el diseño y en la fabricación en comparación con las de su contraparte.

La primera consideración que se tuvo en cuenta, según la inspección de la planta minera de agregados de Jicamarca, es que se desea que el equipo trabaje en un área permanente de apilamiento y en distancias fijas durante el tiempo de vida del proyecto (Figura 2.2). Es por lo anterior que, de las clases presentadas, la estructura con la que se trabajará entrará en la clasificación de dimensiones fijas y sin características portátiles especiales fuera de su estado desmontado. Por otra parte, una facultad plegable de la estructura fue descartada debido a que elevaría la complejidad de diseño y el costo de fabricación de la misma para proporcionarle, al final, una característica que no necesita.

Con el descarte anterior, el rango de alternativas para el trabajo se encontraría entre las vigas con perfiles acanalados y las de celosía; sin embargo, dentro de esta última clasificación se descartó la estructura de mástil como posible opción. Esta acción se tomó, resumiendo un artículo comparativo entre ambas configuraciones por la *Radial*

*stackers vs mast stackers: a stronger side of material handling* (Aggregates Manager 2015), debido a que, a nivel tecnológico, los apiladores de mástil están siendo reemplazados por las otras formas estructurales a pesar de tener el mismo desempeño. Desde un punto de vista de seguridad, los cables metálicos que sostienen la viga en una estructura de mástil son bastante susceptibles al desgaste, sobre todo en ambientes mineros de operación continua, y, al romperse, serían fuente probable de accidentes muy graves, de costosos gastos en equipos y en tiempo de parada; como consecuencia de esto, los apiladores de mástil generan también altos costos de mantenimiento. Paralelamente, las vigas de celosía sin mástil no sólo plantean una alternativa más segura y sencilla de fabricar, sino que también permite transportar la carga en distancias largas con un peso estructural reducido [20].



**Figura 2.2.** Imagen satelital del sitio de extracción en Jicamarca. **1.** Acercamiento a zona de apilamiento de piedra, **2.** Acercamiento a zona de apilamiento de arena. (Google Maps 2013)

Se cerrará este epígrafe con la Tabla 2.1, en ella se muestran las características estructurales de las alternativas, basadas en la clasificación propuesta, con las que se trabajará a lo largo de la tesis.

**Tabla 2.1.** Características seleccionadas que tendrán alternativas estructurales para el apilador radial según la clasificación propuesta.

<b>Características de la estructura a diseñar</b>			
<b>Según variación dimensional</b>			
<b>Dimensiones Variables</b>		<b>Dimensiones fijas</b>	
x	Ángulo variable	✓	Dimensiones fijas
x	Telescópicos		
<b>Según tipo de viga</b>			
<b>Viga de canales</b>		<b>Viga de celosía</b>	
✓	Viga compuesta de alma llena	✓	Sin mástil
		x	Con mástil
<b>Según portabilidad</b>			
<b>Portátiles</b>		<b>Fijos</b>	
x	Portátiles (Plegables)	✓	Fijos

### 2.1.2. Estudio normativo

Es lógico suponer que no basta sólo con la observación del repertorio comercial para comenzar a desarrollar un diseño estructural adecuado; para muchos trabajos de ingeniería de esta naturaleza, se encuentran recomendaciones, estándares y hasta leyes nacionales o, en defecto de estas, internacionales a las cuales se debe atender el proyectista antes de comenzar su proceso de cálculo.

R. C. Hibbeler, ratifica lo afirmado en uno de los primeros capítulos de su libro *Structural Analysis*; en él establece que, en general, el ingeniero estructuralista trabaja con dos tipos de códigos al momento de establecer las cargas actuantes: los códigos generales de construcción y los códigos de diseño. Los primeros especifican los requisitos de organismos gubernamentales para las cargas mínimas de diseño en las estructuras; mientras que los últimos son normas técnicas detalladas que se utilizan para establecer los requisitos en el diseño real de las estructuras [21].

Tal y como se esperaba a partir de lo expuesto en el párrafo anterior, la información académica encontrada (actualizada hasta el año 1982) reveló que, para establecer el efecto y la magnitud de las distintas cargas sobre la estructura del apilador radial, las únicas fuentes que se utilizaron para los cálculos de las mismas fueron las establecidas por los códigos de construcción propios del país en donde se daría la puesta en marcha del equipo [22]. Según lo investigado, en el caso del Perú, rige la Norma técnica de edificaciones E.020; sin embargo, la norma no propone una definición clara de la palabra “edificación” y el contenido de la misma da a entender que su alcance sólo involucra a construcciones estáticas.

Al indagar un poco más en el tema, se encontró que la Organización Internacional para la Estandarización (ISO, por sus siglas en inglés), para el año 1994, desarrolló una norma que contiene un conjunto de reglas para el diseño de estructuras de acero para los equipos móviles de manejo continuo de materiales a granel: la ISO 5049-1, en cuyo alcance definitivamente se encuentran involucrados los apiladores radiales.

En la Tabla 2.2 se muestra el corolario de toda la búsqueda realizada, luego de la cual se decidió que, para el desarrollo del presente trabajo de tesis, se utilizaría como código general de construcción la Norma técnica peruana de edificaciones E.020; por otra parte, el código de diseño más importante que se utilizó a lo largo de los cálculos fue la versión ratificada del 2004 de la ISO 5049-1 y, como complemento importante, el Manual de la Construcción en Acero del Instituto Americano de la Construcción en Acero (AISC, por sus siglas en inglés).

**Tabla 2.2.** Códigos, clasificados según Hibbeler, empleados para el desarrollo de los cálculos estructurales de la tesis.

<b>Códigos de construcción generales (en Perú)</b>
- <b>E.020:</b> 2006 Norma técnica (peruana) de edificaciones
<b>Códigos de diseño</b>
- <b>ISO 5049-1:</b> 1994 Equipos móviles para el manejo continuo de materiales a granel - Parte 1: Diseño de estructuras de acero
- <b>AISC:</b> 2007 Manual para la construcción en acero

## 2.2. Consideraciones previas al diseño

A lo largo del proceso de análisis de información, se identificaron algunos elementos que afectarían de manera directa el diseño de la viga portante y que, de no haber sido tomadas en cuenta en el proceso, hubiese tenido como consecuencia un diseño resultante poco adecuado y hasta deficiente o indeseable.

### 2.2.1. La pasarela de acceso

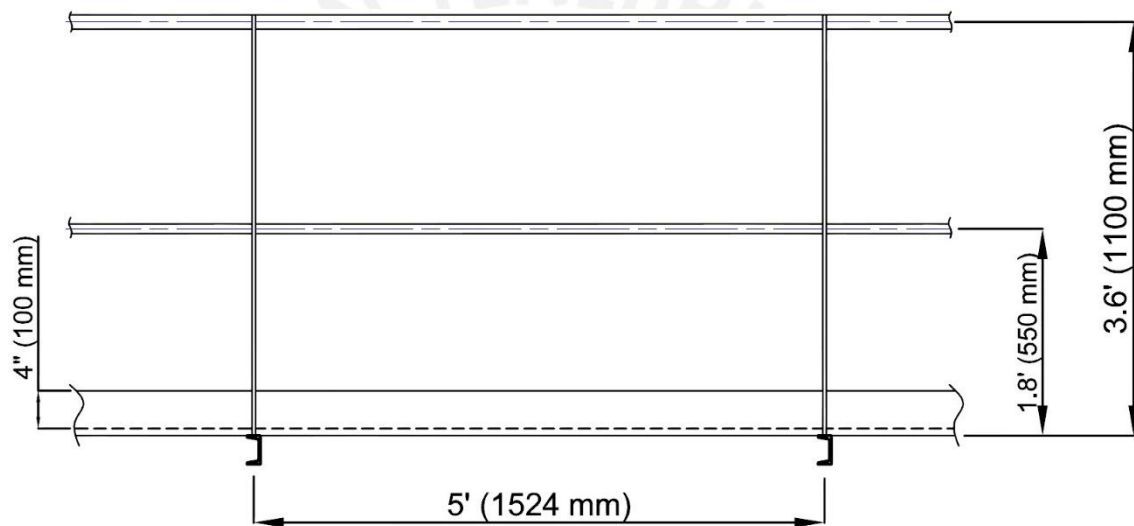
El primer aspecto que se tuvo presente fue el de la adición de una pasarela para el acceso del personal de producción o mantenimiento unida a la viga portante de la faja (Figura 2.3). La aplicación de esta medida se da como necesaria debido a la extensión de la viga, a su altura y a la supresión de la posibilidad de hacer a la estructura con características dimensionales variables o portátiles para facilitar una llegada a sus componentes. La fabricación de la pasarela es una característica común a los equipos apiladores fijos y su normativa en el país se encuentra dictada por la Norma Técnica Peruana (NTP) 400.034 de requisitos para andamiaje; a su vez, este código se respaldó en el presente trabajo con el estándar internacional referente a la seguridad en maquinarias ISO 14122-2:2001, la cual trata específicamente de medios de acceso permanente a máquinas tales como plataformas de trabajo y pasarelas [23].



**Figura 2.3.** Vista lateral de un apilador radial fijo con pasarela de acceso anexa a la derecha de su estructura (Thomas Manufacturing 2015).



Para el apilador que se desea obtener, la pasarela soldada de acero a diseñar se extiende a lo largo de los 80 pies (24,38 m) de la viga principal para que el personal adecuado pueda alcanzar a observar o manipular sin problemas todos los componentes del sistema transportador de banda, incluyendo las poleas extremas y el sistema de accionamiento del mismo. Por norma, esta deberá tener una amplitud para el tránsito entre 600 mm y 800 mm, una baranda de protección con altura no menor a 1,10 m, con su respectiva barra intermedia a 0,55 m y un rodapié elevado a 100 mm de la rejilla de acero. En la Figura 2.4, se puede observar parte de la distribución de las 17 viguetas “C” que soportarán todo el peso de esta sección.



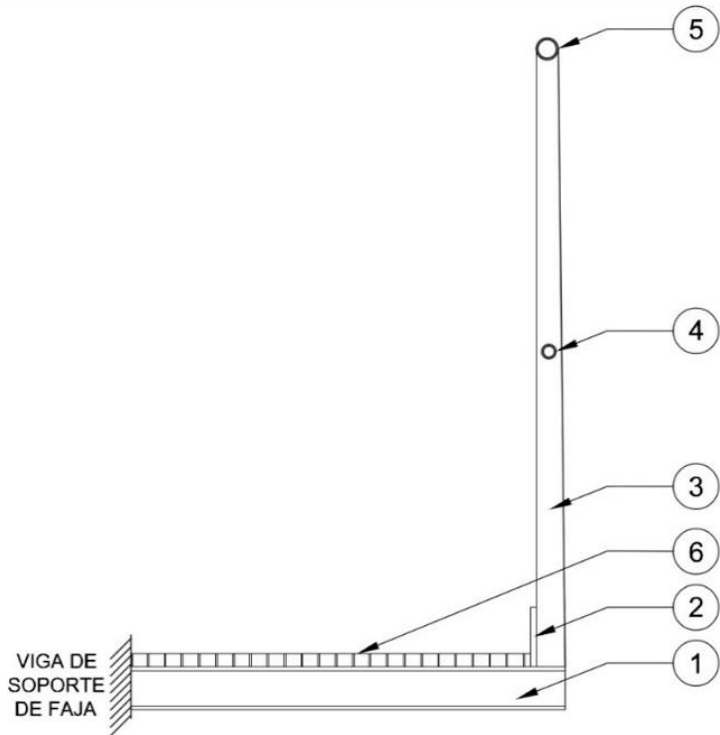
**Figura 2.4.** Distribución frontal y medidas principales normadas de la estructura de la pasarela, soportada por viguetas “C” anexa a la viga de soporte del apilador radial.

Las viguetas “C” de soporte se repartieron cada 5 pies (1,50 m) en la longitud inclinada; con respecto a estas, la norma también establece que para alcanzar una selección apropiada de la vigueta de soporte, la pasarela debe ser evaluada en dos casos concretos por resistencia y por rigidez, cada una con una comprobación por deflexión no mayor a 1/200 del ancho de tránsito (0,15” o 3,81 mm):

- **Caso 1:** Con carga de diseño distribuida longitudinalmente de 313 lbf/pie.
- **Caso 2:** Con carga concentrada de diseño de 337,50 lbf ejercida sobre el extremo de la pasarela.

En el ANEXO 4 se presentan los diagramas (DCLs, DFCs, DMFs) y los análisis por resistencia y rigidez respectivos para ambos casos, siendo el primero de ellos el que presenta las cargas más críticas sobre la estructura y, por tanto, en base a la cual se obtuvo la composición de pasarela presentada en la Tabla 2.3, a continuación.

**Tabla 2.3.** Elementos que componen la pasarela, con sus respectivos pesos lineales longitudinales, calculada para el apilador radial.

<b>Componentes de la pasarela</b>			
			
No°	Elemento	Descripción	Peso lineal longitudinal
1	Canal "C"	Perfil C 3 x 4.1 de acero estructural ASTM A-36	2,05 lb/pie
			3,05 kg/m
2	Rodapié	Platina 1/4" x 4" de acero estructural ASTM A-36	3,27 lb/pie
			4,86 kg/m
3	Columna	Platina 3/8" x 1-1/2" de acero estructural ASTM A-36	1,28 lb/pie
			1,91 kg/m
4	Baranda intermedia	Tubo cilíndrico Ø 1" STD de acero negro ASTM A-53	1,49 lb/pie
			2,22 kg/m
5	Pasamanos	Tubo cilíndrico Ø 1-1/2" STD de acero negro ASTM A-53	2,19 lb/pie
			3,26 kg/m
6	Rejilla ó Grating	Rejilla GR-01 3/4" x 1/8" de acero estructural ASTM A-36	10,24 lb/pie
			15,24 kg/m
<b>Peso lineal total de la pasarela en dirección longitudinal (<math>w_{pas}</math>):</b>			<b>20,52 lb/pie</b>
			<b>30,53 kg/m</b>

### 2.3. Cargas sobre estructura

El segundo paso en el desarrollo del proyecto consistió en especificar las fuerzas que actuarían de manera relevante sobre la viga portante del apilador. Tanto los capítulos básicos de todo curso de diseño estructural como las secciones iniciales de los estándares pertinentes al tema contemplan una clasificación de los tipos de cargas a tener en cuenta en el estudio a realizar antes de proceder con los cálculos; la bibliografía de los autores [24] [25] se puede resumir de la siguiente manera:

- **Cargas muertas:** Se consideran a aquellos pesos de magnitud y posición constante; en esta categoría se encuentran todos los elementos que está unidos permanentemente a la estructura (incluyendo a la estructura misma).
- **Cargas vivas:** Son las cargas que pueden variar tanto en magnitud como en ubicación a lo largo del tiempo de vida de la estructura. Se encuentra aquí, principalmente, las fuerzas ejercidas por el material a almacenar que será transportado. La ISO 5049-1: 1994 especifica que “el efecto de las fuerzas de aceleración y desaceleración del equipo puede ignorarse siempre y cuando el equipo trabaje al aire libre y acelere o desacelere a  $0,2 \text{ m/s}^2$  o menos. De ser posible, entonces, se diseñará el sistema motor y de frenado del equipo de tal manera que se cumpla este requerimiento” [26] y, con esto, se trabajó asumiendo que el equipo satisface la recomendación estipulada.
- **Cargas ambientales:** Estrictamente hablando, estas fuerzas pueden también entrar en el conjunto de cargas vivas; sin embargo, la bibliografía les ofrece su propia categoría principalmente debido a su enfoque en el diseño de edificaciones y no de equipos. El origen de las cargas puede encontrarse en el viento, en la lluvia, nieve o hasta en los movimientos sísmicos; de todas estas, la única que se consideró para el estudio de estabilidad –en el Capítulo 3– de la estructura diseñada es la carga de viento.

La Tabla 2.4 muestra todas las cargas, ordenadas según la clasificación propuesta, que ejercen un efecto vertical sobre la viga portante inclinada cuyo proceso de diseño se mostrará en las subsecciones siguientes. Por último, se agregó una carga extra de 20%

por seguridad de diseño, a pesar de haber considerado el caso crítico de carga (con arena distribuida a lo largo de toda la faja durante un proceso de supervisión o mantenimiento).

**Tabla 2.4.** Cargas que ejercen su efecto verticalmente sobre la viga portante inclinada del apilador radial clasificadas según el estudio bibliográfico de diseño estructural.

<b>Cargas actuantes sobre la viga portante del apilador radial</b>				
<b>Categoría</b>	<b>Sub-Categoría</b>	<b>Componente</b>	<b>Pesos</b>	
<b>CARGAS MUERTAS</b>	<b>Sistema de faja transportadora</b>	<b>Lado de carga (carga distribuida)</b>	$W_{faja}$	<b>5,11 lb/pie</b> 7,60 kg/m
			$W_{rodillos-carga}$	<b>12,75 lb/pie</b> 18,97 kg/m
		<b>Lado de retorno (carga distribuida)</b>	$W_{faja}$	<b>5,11 lb/pie</b> 7,60 kg/m
			$W_{rodillos-retorno}$	<b>2,30 lb/pie</b> 3,42 kg/m
	<b>Polea extrema (carga concentrada)</b>	$W_{polea}$	<b>443,00 lb</b> 201,12 kg	
		$W_{polea}$	<b>443,00 lb</b> 201,12 kg	
	<b>Polea motriz (carga concentrada)</b>	$W_{reductor}$	<b>420,00 lb</b> 190,68 kg	
		$W_{motor}$	<b>388,00 lb</b> 176,15 kg	
		$W_{pas}$	<b>20,52 lb/pie</b> 30,53 kg/m	
	<b>Pasarela de acceso</b>		$W_{pas}$	<b>20,52 lb/pie</b> 30,53 kg/m
<b>Peso propio de la viga</b>		$W_{viga}$	<b>90,00 lb/pie</b> 133,92 kg/m	
<b>CARGAS VIVAS</b>	<b>Material manipulado</b>	<b>Peso del material sobre el apilador (carga distribuida)</b>	$W_{arena}$	<b>33,08 lb/pie</b> 49,22 kg/m
	<b>Procesos mantenimiento</b>	<b>Personas + herramientas + repuestos (carga distribuida)</b>	$W_{viva-otros}$	<b>60,00 lb/pie</b> 89,28 kg/m
<b>CARGAS EXTRAS (20%)</b>	<b>Cargas que pueden no haberse considerado</b>		$W_{extra}$	<b>45,77 lb/pie</b> 68,11 kg/m
<b>Peso lineal de las cargas distribuidas:</b>				<b>274,64 lb/pie</b> 408,67 kg/m

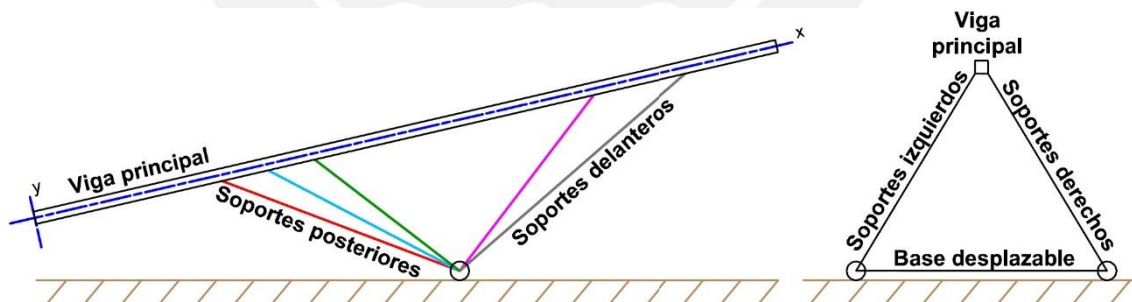
#### 2.4. Diseño de la sección transversal

Antes de conseguir un diseño apropiado de la viga principal, se tuvo que pasar por un proceso de generación y descarte de alternativas, tomando como partida la conclusión del análisis tecnológico de la Tabla 2.1; esto es debido a que un resultado óptimo sólo se puede alcanzar si, al comenzar un trabajo de esta naturaleza, se considera más de una opción como punto de partida.

Este proceso se vio influenciado principalmente, tal y como se contemplará en la presente subsección, por los resultados de los cálculos de resistencia, rigidez o estabilidad aplicados a los todos los elementos que correspondan de las alternativas de viga planteadas. El producto del análisis fue un tipo o un conjunto de tipos de viga que sirvieron para iniciar el trabajo del siguiente título.

#### 2.4.1. Distribución de los apoyos de la viga

Los apoyos de la viga inclinada se reparten en sus dos extremos: en uno de ellos, en el punto bajo, reposa sobre el mismo sistema de pivote; en el otro, es sostenido por el esqueleto de soporte. Este último se trata de una armadura compuesta por elementos estructurales largos, los soportes propiamente dichos, que se conectan en dos o más puntos a la parte inferior de la viga y se extienden hasta juntarse en la base de desplazamiento angular del equipo. La cantidad de soportes que se unen con la viga fijan la longitud de los tramos de la misma, dependiendo de la distribución y cantidad de los puntos de apoyo con la que se diseñe; esto se puede hacer con el fin de reducir los esfuerzos y la deflexión en la misma, tomando en cuenta que un número mayor de apoyos involucra menores esfuerzos y menores deformaciones por tramo, pero también se traducen a un mayor uso de material.



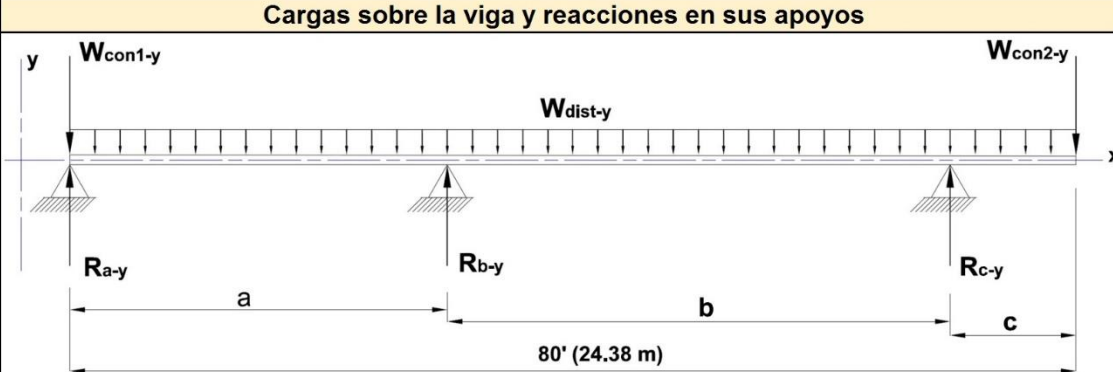
**Figura 2.5.** Esquema frontal (izq.) del equipo con las alternativas para la distribución de los apoyos que influenciaron el análisis de la viga principal y esquema lateral (der.) con el ángulo de separación transversal entre los soportes que dará estabilidad contra la volcadura al equipo durante su funcionamiento.

La parte inicial del cálculo consistió, entonces, en una optimización de la distribución de los apoyos en base a un análisis de resistencia de la viga; en la Figura 2.5, se puede observar el esquema general de las seis posibilidades que se estudiaron tras combinar las alternativas de soportes anteriores y los posteriores.

Con las opciones preliminares claras, se buscó, a partir de las componentes de las cargas distribuidas y concentradas en el eje “y” respecto a la viga inclinada en 13°, las distribuciones que den como resultado secciones transversales para la viga que cumplan con las condiciones de resistencia y rigidez con los menores esfuerzos y deformaciones según los estándares de ingeniería estructural establecidos.

Para poder alcanzar este objetivo, en primer lugar, se calcularon las reacciones en los apoyos para cada una de las combinaciones propuestas según la modelación idealizada de la viga presentada en el DCL que se muestra a manera de resumen en la Tabla 2.5; se empleó el método de la fuerza –también conocido como el de compatibilidad fuerza-desplazamiento– propuesto en la bibliografía de Hibbeler [27], debido a que se trata de una estructura estáticamente indeterminada.

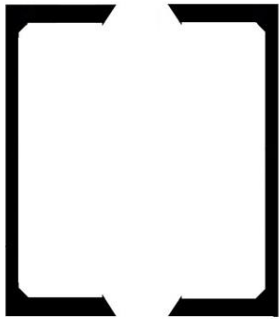
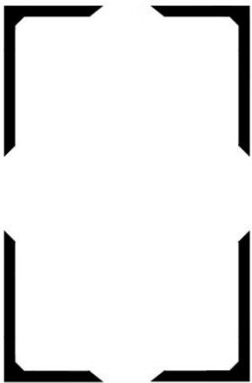
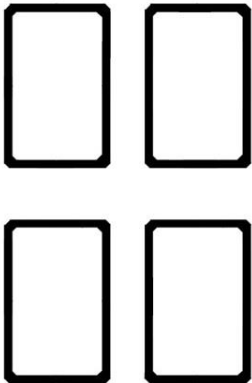
**Tabla 2.5.** Resumen de resultados del DCL para la viga estáticamente indeterminada para cada una de las 6 alternativas o “Casos”.

Cargas sobre la viga y reacciones en sus apoyos												
												
Cargas sobre la estructura				Reacciones	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6		
$W_{dist}$	(lbf/pie)	-275	$W_{dist-x}$	-62	$L_a$	(pie)	20	20	25	25	30	30
			$W_{dist-y}$	-268		(m)	6	6	8	8	9	9
	(N/m)	-4 010	$W_{dist-x}$	-902	$L_b$	(pie)	40	50	35	45	30	40
			$W_{dist-y}$	-3 907		(m)	12	15	11	14	9	12
$W_{con-1}$	(lbf)	-443	$W_{C1-x}$	-100	$L_c$	(pie)	20	10	20	10	20	10
			$W_{C1-y}$	-432		(m)	6	3	6	3	6	3
	(N)	-1 971	$W_{C1-x}$	-443	$R_{a-y}$	(lbf)	2 399	387	3 381	2 065	4 091	3 240
			$W_{C1-y}$	-1 921		(N)	10 676	1 721	15 046	9 190	18 207	14 417
$W_{con-2}$	(lbf)	-1 251	$W_{C2-x}$	-281	$R_{b-y}$	(lbf)	7 144	12 664	6 481	11 460	6 140	10 837
			$W_{C2-y}$	-1 219		(N)	31 789	56 356	28 839	50 999	27 323	48 226
	(N)	-5 567	$W_{C2-x}$	-1 252	$R_{c-y}$	(lbf)	13 516	10 008	13 197	9 533	12 827	8 982
			$W_{C2-y}$	-5 424		(N)	60 148	44 536	58 728	42 424	57 082	39 969

**2.4.2. Análisis de la sección transversal**

Los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores de cada uno de los casos de distribución de apoyos propuestos sirvieron para analizar los esfuerzos de flexión y cortantes en tres puntos críticos de la sección transversal de cada una de las tres opciones distintas consideradas a partir de la conclusión del análisis tecnológico; estas opciones son:

**Tabla 2.6.** Alternativas propuestas para el inicio del diseño de la viga principal.

Alternativa	Esquema	Descripción
Alternativa "2 x C"		Una viga compuesta por 2 canales AISC "C" unidos mediante conectores y rigidizadores.
Alternativa "4 x L"		Una viga de celosía cuyos elementos principales son 4 ángulos estructurales AISC "L" unidos por diagonales en las partes frontal y posterior, y por conectores y rigidizadores en las partes superior e inferior.
Alternativa "4 x T"		Una viga de celosía cuyos elementos principales son 4 tubos estructurales rectangulares AISC "HSS" unidos por diagonales en las partes frontal y posterior, y por conectores y rigidizadores en las partes superior e inferior.

En total, entonces, se estudiaron 18 casos distintos: seis posiciones de apoyos intermedios para 3 tipos distintos de sección transversal.

Los esfuerzos de flexión y corte se calcularon a partir de las fórmulas básicas de resistencia que se muestran a manera de repaso en las ecuaciones 2-1 y 2-2 para cada caso respectivo:

$$\sigma_x = \frac{M \times y}{I_x} \quad (2-1)$$

$$\tau_{xy} = \frac{V \times Q}{I_x \times t} \quad (2-2)$$

Se observan en las tablas de resumen 2.5, 2.6 y 2.7 los resultados de aplicar las fórmulas sobre el Caso 6 de posicionamiento de soportes, el cual se tomará como ejemplo para presentación en esta subsección para cada una de las tres configuraciones alternativas propuestas. Se eligió, por otra parte, al acero ASTM A-36 como el más apropiado para la fabricación de la estructura; sus propiedades mecánicas, junto a los valores de los resultados expuestos, fueron consideradas para los estudios de estado plano de esfuerzos que se mostrarán más adelante en el capítulo.

Las geometrías elegidas para las secciones de vigas en cada una de las tablas de resultados son las más pequeñas que lograron cumplir con los requerimientos de resistencia y rigidez que se exponen en los párrafos siguientes en, por lo menos, uno de sus correspondientes casos de distribución; estas se consiguieron producto de un proceso iterativo de elección, cálculo, comprobación y error hasta quedar establecidas para su presentación. El ancho exterior de la viga estaba condicionado por las 39 pulg como mínimo que necesitan los rodillos (Tablas 1.6 y 1.7) y la altura, con los espesores, fue ajustada para conseguir inercias altas que reduzcan los esfuerzos con los perfiles comerciales más livianos posibles. Las dimensiones de los lados de cada elemento seleccionado estaban limitadas por la altura de los canales “C” que sostienen a la pasarela; con esto, se vio recomendable considerar que los lados de los ángulos, canales y tubos que constituyen la viga no podían medir menos que 3 pulg (76,2 mm).



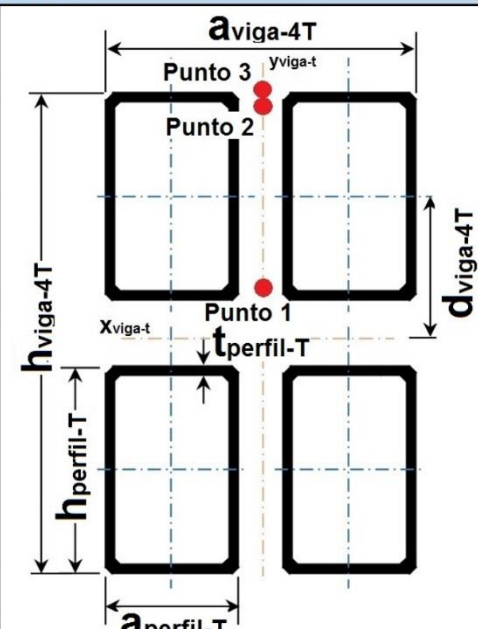
**Tabla 2.7.** Resumen de cálculos de esfuerzos de flexión y cortantes para los tres puntos críticos del Caso 6 de la viga compuesta por 2 perfiles C15 x 33.9.

Cálculos para la viga a analizar: 2 perfiles C15x33.9 pulg - CASO 6				
Información de la geometría				
$h_{\text{viga-2C}} = h_{\text{perfil-C}}$	(pulg)	15,00		
	(mm)	381,00		
$a_{\text{viga-2C}}$	(pulg)	42,00		
	(mm)	1 066,80		
$a_{\text{perfil-C}}$	(pulg)	3,40		
	(mm)	86,36		
$t_{f\text{-perfil-C}}$	(pulg)	0,65		
	(mm)	16,51		
$t_{w\text{-perfil-C}}$	(pulg)	0,40		
	(mm)	10,16		
$I_{\text{viga-2C-x}}$	(pulg <sup>4</sup> )	630,00		
	(mm <sup>4</sup> )	262 225 798,13		
Información de diseño				
Material	Acero estructural	ASTM A-36		
$\sigma_f$	(psi)	36 259,50		
	(MPa)	250,00		
$T_c$	(psi)	29 007,60		
	(MPa)	200,00		
$E$	(psi)	29 007 600,00		
	(MPa)	200 000,00		
Esfuerzos en puntos		PUNTO 1	PUNTO 2	PUNTO 3
$y_{\text{punto}}$	(pulg)	0,00	6,85	7,50
	(mm)	0,00	173,99	190,50
$\sigma_x$	(psi)	0,00	4 720,19	5 168,09
	(MPa)	0,00	32,54	35,63
$T_{xy}$	(psi)	562,65	353,46	0,00
	(MPa)	3,88	2,44	0,00

**Tabla 2.8.** Resumen de cálculos de esfuerzos de flexión y cortantes para los tres puntos críticos del Caso 6 de la viga compuesta por 4 perfiles L 4x4x1/4.

Cálculos para la viga a analizar: 4 perfiles L4x4x1/4 pulg - CASO 6				
Información de la geometría				
$h_{\text{viga-4L}}$	(pulg)	30,00		
	(mm)	762,00		
$a_{\text{viga-4L}}$	(pulg)	43,00		
	(mm)	1 092,20		
$d_{\text{viga-4L}}$	(pulg)	13,92		
	(mm)	353,57		
$I_{\text{viga-4L-x}}$	(pulg <sup>4</sup> )	1 507,88		
	(mm <sup>4</sup> )	627 625 630,18		
$h_{\text{perfil-L}} = a_{\text{perfil-L}}$	(pulg)	4,00		
	(mm)	101,60		
$t_{\text{perfil-L}}$	(pulg)	0,25		
	(mm)	6,35		
Información de diseño				
Material	Acero estructural	ASTM A-36		
$\sigma_f$	(psi)	36 259,50		
	(MPa)	250,00		
$T_c$	(psi)	29 007,60		
	(MPa)	200,00		
$E$	(psi)	29 007 600,00		
	(MPa)	200 000,00		
Esfuerzos en puntos		PUNTO 1	PUNTO 2	PUNTO 3
$y_{\text{punto}}$	(pulg)	1,00	14,75	15,00
	(mm)	25,40	374,65	381,00
$\sigma_x$	(psi)	287,90	4 246,54	4 318,52
	(MPa)	1,99	29,28	29,78
$T_{xy}$	(psi)	401,52	221,65	0,00
	(MPa)	2,77	1,53	0,00

**Tabla 2.9.** Resumen de cálculos de esfuerzos de flexión y cortantes para los tres puntos críticos del Caso 6 de la viga compuesta por 4 perfiles HSS 4x4x3/16.

Cálculos para la viga a analizar: 4 perfiles HSS4x4x3/16 pulg - CASO 6				
Información de la geometría				
$h_{\text{viga-4T}}$	(pulg)	24,00		
	(mm)	609,60		
$a_{\text{viga-4T}}$	(pulg)	43,00		
	(mm)	1 092,20		
$d_{\text{viga-4T}}$	(pulg)	10,00		
	(mm)	254,00		
$I_{\text{viga-4T-x}}$	(pulg <sup>4</sup> )	1 056,84		
	(mm <sup>4</sup> )	439 890 019,83		
$a_{\text{perfil-T}} = h_{\text{perfil-T}}$	(pulg)	4,00		
	(mm)	101,60		
$t_{\text{perfil-T}}$	(pulg)	0,17		
	(mm)	4,42		
Información de diseño				
Material	Acero estructural	ASTM A-36		
$\sigma_f$	(psi)	36 259,50		
	(MPa)	250,00		
$T_c$	(psi)	29 007,60		
	(MPa)	200,00		
$E$	(psi)	29 007 600,00		
	(MPa)	200 000,00		
Esfuerzos en puntos				
		PUNTO 1	PUNTO 2	PUNTO 3
$y_{\text{punto}}$	(pulg)	8,09	11,83	12,00
	(mm)	205,41	300,38	304,80
$\sigma_x$	(psi)	3 321,91	4 857,78	4 929,25
	(MPa)	22,90	33,49	33,99
$T_{xy}$	(psi)	354,50	126,64	0,00
	(MPa)	2,44	0,87	0,00

En la mecánica aplicada, la teoría de falla de la “máxima energía de distorsión” de Von Mises es la más utilizada para evaluar el estado plano de esfuerzos de materiales dúctiles, como lo es el acero ASTM A-36 [28]. Para ello, considerando  $\sigma_3=0$  del estado triaxial, se tienen las fórmulas para los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (2-3)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (2-4)$$

Con ellos, se obtiene el esfuerzo equivalente (Ec. 2-5) a ser comparado con el esfuerzo admisible, que es el esfuerzo de fluencia afectado por un factor de seguridad (FS):

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \sigma_{\text{Adm}} = \frac{\sigma_f}{\text{FS}} \quad (2-5)$$

El factor de seguridad, para todo el presente trabajo ha sido tomado con valor de 2, empleando el criterio propuesto por Joseph Vidosic en su libro “Machine Design Projects” (1957), el cual recomienda que el rango de factores debería variar entre 1,5 y 2 si el material es bien conocido, si las condiciones del medio ambiente son razonablemente constantes y si el diseño se encontrará a cargas y esfuerzos que pueden calcularse con facilidad.

Finalmente, se examinó la deflexión máxima que se da en cada uno de los tres tramos de la viga. Se tomaron como valores permisibles para todos los casos como 1/800 del claro para distancias entre soportes ( $L_a$  y  $L_b$ ) y 1/300 para los trechos en voladizo ( $L_c$ ); estos valores se acataron a partir de la recomendación propuesta por la Asociación Americana de Oficiales de Carreteras Estatales y Transportes (AASHTO, por sus siglas en inglés) para el diseño estructural [29]. Utilizando la teoría de la viga elástica propuesta por Hibbeler en su bibliografía, la cual encuentra una relación entre la deflexión de una viga elástica con su momento flector interno mediante ecuaciones diferenciales [30], se obtuvieron los valores en mención de la siguiente manera:

$$\frac{d^2f}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (2-6)$$

Con la doble integración definida, para cada uno de los tramos de viga (a, b y c) en cada uno de las alternativas en el caso 6 de estudio se calcularon las ecuaciones de deflexión:

$$f_a = \frac{-163 x^4 + 2\ 083x^3 - 49\ 671x}{EI} \quad (2-7a)$$

$$f_b = \frac{-163 x^4 + 10\ 120x^3 - 220\ 480x^2 + 196\ 6399x - 6\ 144\ 985}{EI} \quad (2-7b)$$

$$f_c = \frac{-163 x^4 + 16\ 781x^3 - 646\ 850x^2 + 11\ 063\ 370x - 70\ 842\ 244}{EI} \quad (2-7c)$$

En las tablas 2.9, 2.10 y 2.11 se encuentran resumidos los resultados de la verificación por resistencia y por rigidez para el Caso 6 de cada configuración transversal propuesta para la viga principal. En el ANEXO 5 se encuentran los análisis de deflexiones completos comprobados mediante el software de ingeniería SkyCiv Beam Calculator.

**Tabla 2.10.** Verificación por resistencia y por rigidez (deflexión) para el Caso 6 de la configuración 2 x C.

<b>Análisis de diseño - Viga de 2 perfiles C15x33.9 - CASO 6</b>				
<b>Criterios máximos de diseño</b>				
<b>FS</b>	Factor de seguridad	2,00		
$\sigma_{Adm}$	(psi)	18 129,75		
	(MPa)	125,00		
$f_{m\acute{a}x-a} = a/800$	(pulg)	0,30		
<b>McCormac</b>	(mm)	7,62		
$f_{m\acute{a}x-b} = b/800$	(pulg)	0,60		
<b>McCormac</b>	(mm)	15,24		
$f_{m\acute{a}x-c} = c/300$	(pulg)	0,80		
<b>McCormac</b>	(mm)	20,32		
<b>Esfuerzo equivalente y deflexiones máximas por tramo</b>		<b>PUNTO 1</b>	<b>PUNTO 2</b>	<b>PUNTO 3</b>
$\sigma_{eq-2C}$	(psi)	974,53	4 759,72	5 168,09
	(MPa)	6,72	32,82	35,63
$f_{a-2C}$	(pulg)	-0,08		
	(mm)	-2,08		
$f_{b-2C}$	(pulg)	-0,26		
	(mm)	-6,61		
$f_{c-2C}$	(pulg)	0,05		
	(mm)	1,38		
<b>Diseño por resistencia y flexión</b>				
¿Cumple resistencia?		<b>Sí</b>	<b>Sí</b>	<b>Sí</b>
$\sigma_{eq-2C} < \sigma_{t-adm}$ ?				
¿Cumple deflexión permisible?		<b>Sí</b>		
$f_{(a,b,c)-2C} < f_{m\acute{a}x-(a,b,c)}$ ?				

**Tabla 2.11.** Verificación por resistencia y por rigidez (deflexión) para el Caso 6 de la configuración 4 x L.

<b>Análisis de diseño - Viga de 4 perfiles L4x4x1/4 - CASO 6</b>				
<b>Criterios máximos de diseño</b>				
<b>FS</b>	Factor de seguridad	2,00		
$\sigma_{Adm}$	(psi)	18 129,75		
	(MPa)	125,00		
$f_{m\acute{a}x-a} = a/800$	(pulg)	0,45		
<b>McCormac</b>	(mm)	11,43		
$f_{m\acute{a}x-b} = b/800$	(pulg)	0,60		
<b>McCormac</b>	(mm)	15,24		
$f_{m\acute{a}x-c} = c/300$	(pulg)	0,40		
<b>McCormac</b>	(mm)	10,16		
<b>Esfuerzo equivalente y deflexiones máximas por tramo</b>		<b>PUNTO 1</b>	<b>PUNTO 2</b>	<b>PUNTO 3</b>
$\sigma_{eq-l}$	(psi)	752,68	4 263,86	4 318,52
	(MPa)	5,19	29,40	29,78
$f_{a-4L}$	(pulg)	-0,03		
	(mm)	-0,87		
$f_{b-4L}$	(pulg)	-0,11		
	(mm)	-2,76		
$f_{c-4L}$	(pulg)	0,02		
	(mm)	0,58		
<b>Diseño por resistencia y flexión</b>				
¿Cumple resistencia?		<b>Sí</b>	<b>Sí</b>	<b>Sí</b>
$\sigma_{eq-4L} < \sigma_{t-adm}$ ?				
¿Cumple deflexión permisible?		<b>Sí</b>		
$f_{(a,b,c)-4L} < f_{m\acute{a}x-(a,b,c)}$ ?				

**Tabla 2.12.** Verificación por resistencia y por rigidez (deflexión) para el Caso 6 de la configuración 4 x T.

Análisis de diseño - Viga de 4 perfiles HSS4x4x3/16 - CASO 6				
Criterios máximos de diseño				
<b>FS</b>	Factor de seguridad	2,00		
$\sigma_{Adm}$	(psi)	18 129,75		
	(MPa)	125,00		
$f_{m\acute{a}x-a} = a/800$	(pulg)	0,45		
<b>McCormac</b>	(mm)	11,43		
$f_{m\acute{a}x-b} = b/800$	(pulg)	0,60		
<b>McCormac</b>	(mm)	15,24		
$f_{m\acute{a}x-c} = c/300$	(pulg)	0,40		
<b>McCormac</b>	(mm)	10,16		
Esfuerzo equivalente y deflexiones máximas por tramo		<b>PUNTO 1</b>	<b>PUNTO 2</b>	<b>PUNTO 3</b>
$\sigma_{eq-4T}$	(psi)	3 378,18	4 862,73	4 929,25
	(MPa)	23,29	33,53	33,99
$f_{a-4T}$	(pulg)	-0,05		
	(mm)	-1,24		
$f_{b-4T}$	(pulg)	-0,16		
	(mm)	-3,94		
$f_{c-4T}$	(pulg)	0,03		
	(mm)	0,82		
Diseño por resistencia y flexión				
¿Cumple resistencia?		<b>Sí</b>	<b>Sí</b>	<b>Sí</b>
$\sigma_{eq-4T} < \sigma_{t-adm}$ ?				
¿Cumple deflexión permisible?		<b>Sí</b>		
$f_{(a,b,c)-4T} < f_{m\acute{a}x-(a,b,c)}$ ?				

### 2.4.3. Posicionamiento final de los soportes en la viga

En este punto del proceso, habiendo evaluado y comparado de la misma manera los casos faltantes para cada una de las tres alternativas de viga, se pudo tomar la decisión de descartar cinco de los casos de distribución de soportes (15 alternativas en total). Con esto, todo el rango de dieciocho opciones se redujo a dos alternativas de sección transversal, con las cuales se trabajó en lo que queda de la tesis.

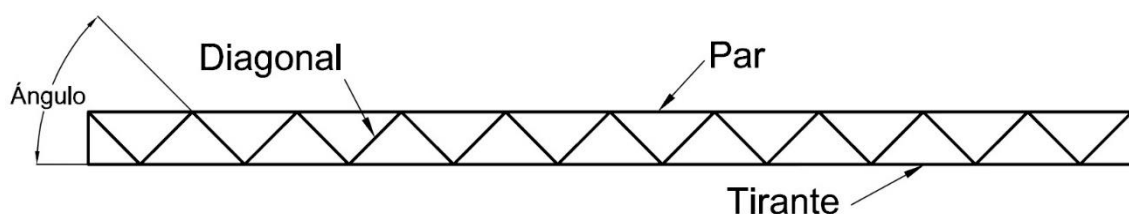
Resultó que el **Caso 6** de distribución de soportes ( $a=30'$ ,  $b=70'$  y  $c=10'$ , según el diagrama de la Tabla 2.5) es con el que se cumplen los requisitos de resistencia y rigidez con los menores esfuerzos sobre la viga principal y con deflexiones mínimas de la misma y es por esta razón que se tomó la decisión de descartar el resto. Fue, también, por esta razón que las distintas tablas de resultados que se mostraron a lo largo de la subsección se basaron en esta situación de cálculo.

#### 2.4.4. Diseño frontal y posterior de las alternativas en celosía

Al término del epígrafe anterior se redujeron las posibilidades estructurales de la viga principal de las dieciocho a tres; dos de estas opciones involucran la configuración de una armadura metálica más conocida en el rubro como una “viga de celosía” –tal y como se pudo apreciar anticipadamente en el análisis tecnológico– y se diferencian entre ellas por sus dimensiones, sus pesos y por el tipo de perfil metálico que las componen tanto en sus elementos longitudinales como en los diagonales. A pesar de que la elección de una celosía parece encontrarse, a priori, alineada con los parámetros de economía que se busca para la estructura debido a su facilidad de diseño y fabricación, así como a su ligereza relativa a luces extensas [31], no se procedió a hacer ninguna eliminación de alternativas hasta haber calculado por completo cada elemento de las mismas.

Tal y como el subtítulo lo dice, la viga de celosía es una armadura de forma rectangular compuesta típicamente por elementos superiores, llamados pares; inferiores, llamados tirantes; y diagonales (Figura 2.6). En el trabajo que se viene presentando, tanto los pares como los tirantes los constituyen perfiles únicos que se extienden la misma longitud que posee la viga. Como toda estructura de esta naturaleza, sus elementos se registrarán por un par de supuestos para facilitar su modelamiento para el cálculo:

1. Los elementos se encuentran unidos mediante pasadores lisos, siempre y cuando las líneas centrales de los mismos sean concurrentes en un punto.
2. Todas las cargas se aplican en las juntas.



**Figura 2.6.** Diagrama representativo de una viga de celosía tipo Warren con los nombres de sus componentes señalados.

Cada componente estructural, en consecuencia, actúa como un miembro de fuerza axial, ya sea a tensión o a compresión [32]; sus secciones estándar se eligieron,

entonces, en base a un análisis por tracción y compresión en aquellos que soporten la mayor carga de cada tipo.

El estudio de las fuerzas se muestra en la primera parte de la presente subsección; al final, se mostrarán los resultados de los cálculos de resistencia y estabilidad por pandeo que se realizaron sobre las dos alternativas de viga en celosía para la elección de los perfiles laminados estándar más apropiados para las diagonales y los conectores, así como para corroboración de los pares y tirantes ya seleccionados.

#### 2.4.4.1. Fuerzas sobre los elementos de la armadura

Se optó por trabajar con la geometría básica de la celosía Warren, formada por triángulos isósceles, como la que regiría el diseño frontal y posterior de la viga. El número de diagonales depende tanto de la altura de las vigas como del ángulo que formen las mismas con los tirantes o los pares (Figura 2.6). Tomando en cuenta que la fuerza axial soportada por las diagonales aumenta conforme disminuye el valor del ángulo señalado, se encontró que la cifra recomendada para estos diseños pertenece a un rango que varía entre 40° y 55° [33]. Para obtener, entonces, un número natural de diagonales con las alturas de viga ya definidas desde la subsección anterior ( $h_{\text{viga-4T}}=24''$  para la compuesta por tubos "HSS" y  $h_{\text{viga-4L}}=30''$  para la compuesta por ángulos "L"), se estableció el ángulo de las mismas como 45°.

En la Tabla 2.12, junto con la Figura 2.7, se muestran los resultados de los DCL nuevos e idealizados que se plantearon para las alternativas en estudio, "4 x L" y "4 x T" respectivamente, con las cargas y soportes redistribuidos para su aplicación puntual sobre los nodos, en cumplimiento con lo indicado por los supuestos para el cálculo de armaduras observados al inicio de la subsección. Los cálculos se consideraron sólo para los elementos de la parte frontal de la viga, para lo cual se trabajó con los valores de las fuerzas aplicadas y reacciones calculados divididos a la mitad. En la idealización, los efectos y resultados son perfectamente válidos también para el análisis de la cara posterior de la estructura, ya que esta es exactamente igual a la primera.

$$W_{\text{sn}} = (W_{\text{faja transportadora}} + W_{\text{arena}} + W_{\text{cubierta}} + W_{\text{peso propio}}/2)/2 \quad (2-8a)$$

$$W_{\text{in}} = (W_{\text{pasarela}} + W_{\text{personal}} + W_{\text{peso propio}}/2 + W_{\text{extra}})/2 \quad (2-8b)$$

Dado que la posición de los apoyos “M” y “N” se corrieron unas pulgadas para hacerlos encajar con los nodos más cercanos a los mismos desde la posición en la que ya se encontraban de lo que era el “Caso 6” de posicionamiento, para una mayor exactitud se calcularon nuevamente las reacciones, esfuerzos y deflexiones en el modelamiento inicial para comprobar que los perfiles seleccionados para los pares y tirantes sigan siendo los correctos en lo que concierne a la resistencia y rigidez. Esta comprobación resultó ser positiva dado que los cambios en los esfuerzos no superaron el 12%.

Se verificó, en segundo lugar, que la cantidad de elementos obtenida cumpla con el principio de determinación estática para las armaduras [34]. Para un ángulo de 45°, ambos casos resultan estáticamente determinados.

Si: #barras + #reacciones = 2 (#juntas) → estáticamente determinada (2-9a)

Si: #barras + #reacciones > 2 (#juntas) → estáticamente indeterminada (2-9b)

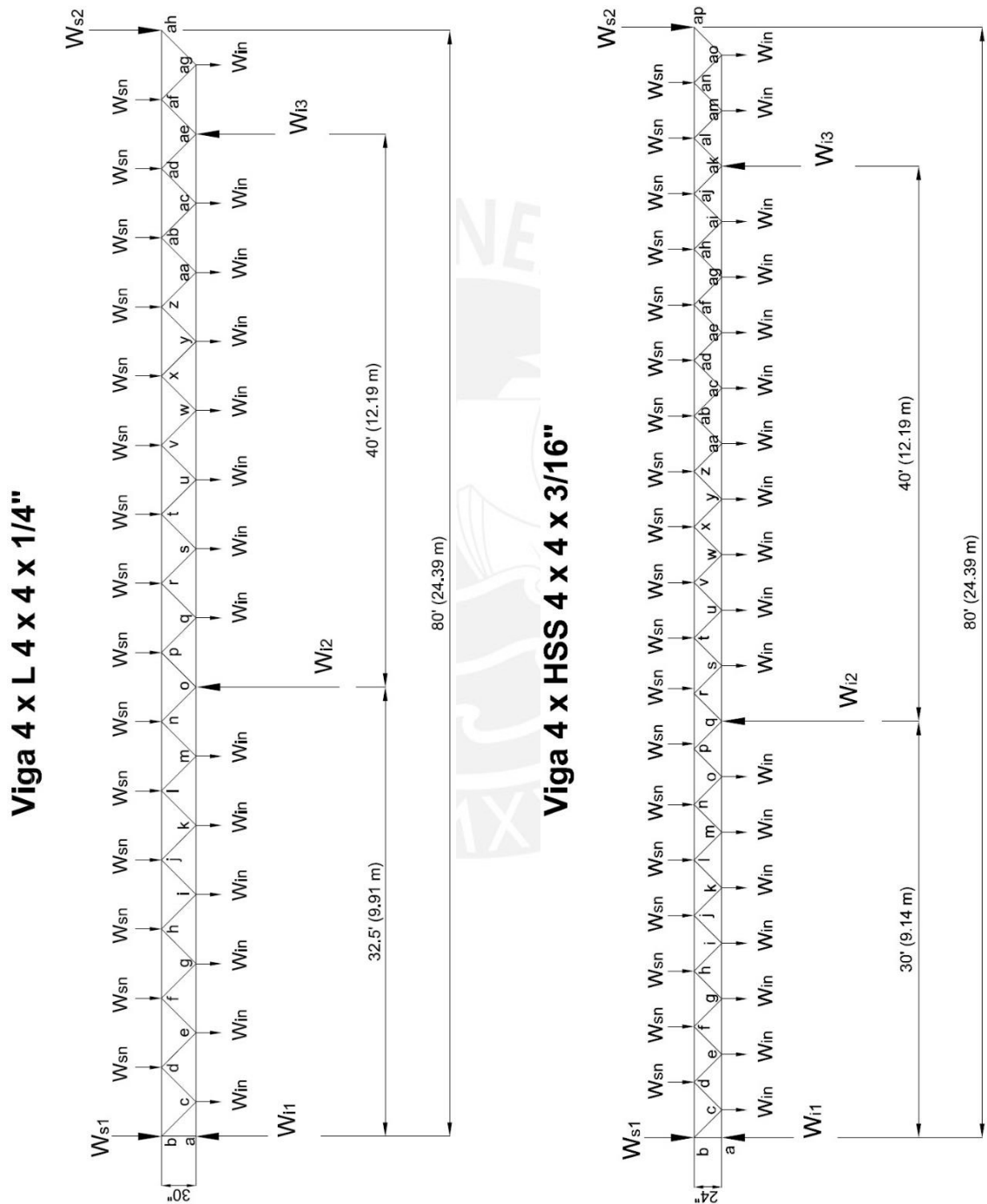
**Tabla 2.13.** Resumen de fuerzas y reacciones correspondiente al DCL de la cara frontal para las dos alternativas de vigas en estudio.

<b>Cargas y reacciones sobre la celosía</b>		
<b>Cargas en los pares</b>	<b>Viga: 4 x L</b>	<b>Viga: 4 x T</b>
$W_{sn}$ (lbf)	<b>-276,11</b>	<b>-220,89</b>
(N)	-1 227,16	-981,73
$W_{s1}$ (lbf)	<b>-353,88</b>	<b>-326,27</b>
(N)	-1 572,80	-1 450,08
$W_{s2}$ (lbf)	<b>-747,52</b>	<b>-719,91</b>
(N)	-3 322,33	-3 199,61
<b>Cargas en los tirantes</b>	<b>Viga: 4 x L</b>	<b>Viga: 4 x T</b>
$W_{in}$ (lbf)	<b>-392,90</b>	<b>-314,32</b>
(N)	-1 746,22	-1 396,98
$W_{i1}$ (lbf)	<b>1 762,95</b>	<b>1 619,92</b>
(N)	7 835,35	7 199,63
$W_{i2}$ (lbf)	<b>5 385,81</b>	<b>5 104,30</b>
(N)	23 936,92	22 685,76
$W_{i3}$ (lbf)	<b>3 594,92</b>	<b>4 176,63</b>
(N)	15 977,44	18 562,82

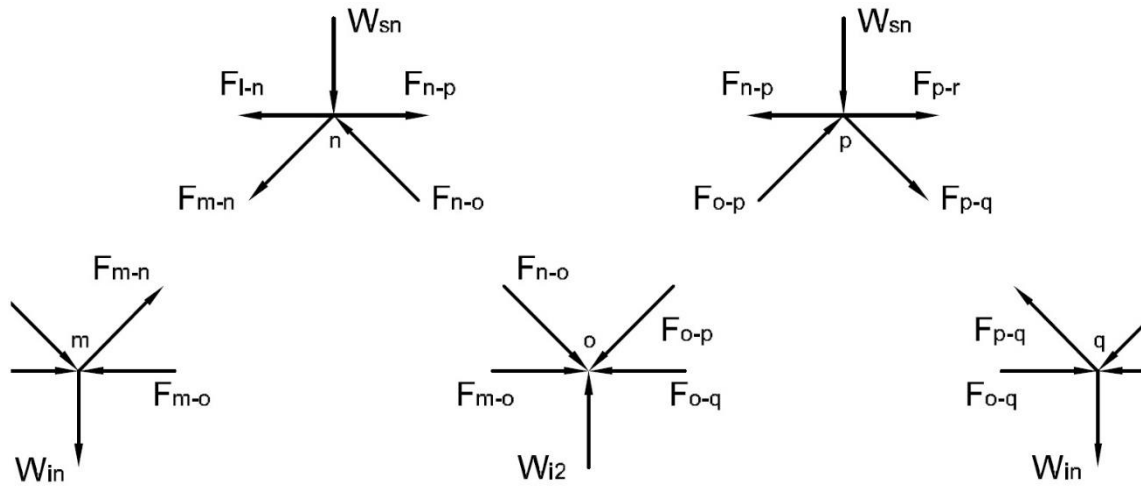
Para identificar qué tipo de fuerza –tracción o compresión– actúa sobre cada elemento diagonal u horizontal se empleó el procedimiento de cálculo por nodos. Dado que el sistema de fuerzas que actúa en cada junta es coplanar y concurrente, el equilibrio de torques se satisface de manera automática y sólo es necesario satisfacer el equilibrio



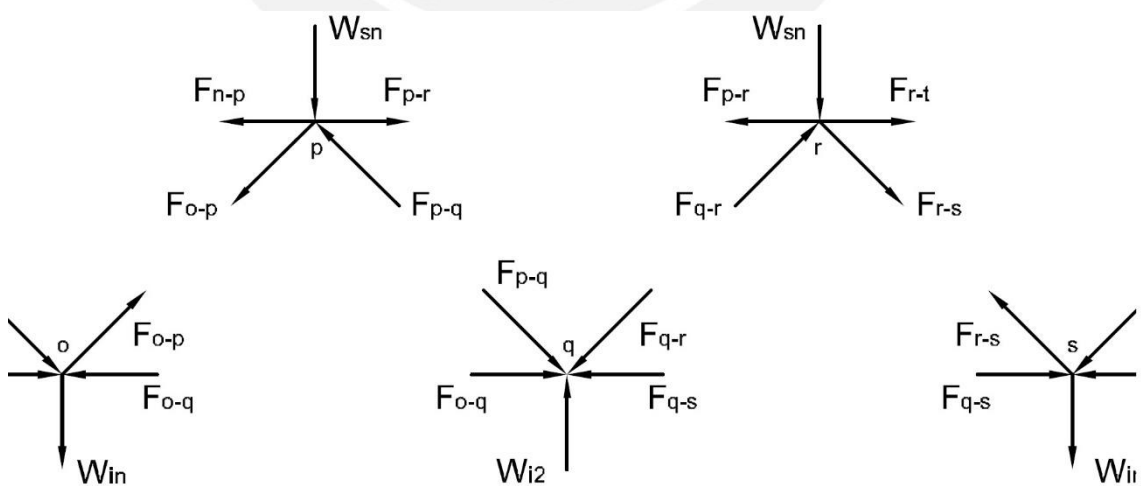
en dos ejes, ya que la armadura se encuentra en equilibrio; con esto, sólo se pueden plantear dos ecuaciones por articulación [34]. Es en este principio en el que se basan las ecuaciones de determinación estática presentadas anteriormente (Ec. 2-9).



**Figura 2.7.** Diagramas de cuerpo libre frontales para ambas opciones de viga basados en los supuestos para el cálculo de armaduras para las dos alternativas de vigas de celosía con ángulos en 45° con sus tirantes y pares.



**Figura 2.8.** Diagramas de cuerpo libre de los nodos frontales con las fuerzas que ejercen mayor carga de tracción y compresión sobre las diagonales ( $F_{o-p}$  y  $F_{o-q}$ ) y sobre los pares ( $F_{m-o}$  y  $F_{n-o}$ ) en la viga "4 x L".



**Figura 2.9.** Diagramas de cuerpo libre de los nodos frontales con las fuerzas que ejercen mayor carga de tracción y compresión sobre las diagonales ( $F_{q-r}$  y  $F_{r-s}$ ) y sobre los pares ( $F_{o-q}$  y  $F_{p-r}$ ) en la viga "4 x T".

Se hizo el diagrama de cuerpo libre de cada nodo de la viga, los cuales se encuentran representados por letras del abecedario en la Figura 2.7. Con esto, se calcularon las magnitudes y sentidos de las fuerzas en todos los elementos para las dos alternativas de viga de celosía. En las figuras 2.8 y 2.9, se muestran los diagramas de nodos planteados para las vigas “4 x L” y “4 x T” en donde se encuentran concentradas las fuerzas máximas tanto en sus pares y tirantes como en sus diagonales; más adelante, en la Tabla 2.13, se muestran los valores respectivos a estas cargas. Las fuerzas de tracción y compresión máximas se resaltaron con amarillo para las diagonales; por otra parte, se resaltaron con naranja las fuerzas de tracción y compresión máximas que afectan a los pares o a los tirantes. El resumen completo de fuerzas del cálculo por nodos se ubica en el ANEXO 6.

**Tabla 2.14.** Fuerzas axiales máximas en tracción y compresión, resultado de aplicar el procedimiento de cálculo por nodos, en los elementos para las vigas “4 x L” y “4 x HSS”

<b>Fuerzas máximas en pares, tirantes y diagonales</b>							
<b>Viga "4 x L"</b>			<b>Viga "4 x T"</b>				
<b>Fm-o</b>	(lbf)	<b>5 518,86</b>	Compresión	<b>Fo-q</b>	(lbf)	<b>6 567,97</b>	Compresión
Tirante	(N)	24 528,27		Tirante	(N)	29 191,00	
<b>Fn-p</b>	(lbf)	<b>8 123,86</b>	Tracción	<b>Fp-r</b>	(lbf)	<b>9 020,79</b>	Tracción
Par	(N)	36 106,04		Par	(N)	40 092,42	
<b>Fo-p</b>	(lbf)	<b>3 932,66</b>	Compresión	<b>Fq-r</b>	(lbf)	<b>3 749,75</b>	Compresión
Diagonal	(N)	17 478,48		Diagonal	(N)	16 665,57	
<b>Fp-q</b>	(lbf)	<b>3 542,18</b>	Tracción	<b>Fr-s</b>	(lbf)	<b>3 437,37</b>	Tracción
Diagonal	(N)	15 743,01		Diagonal	(N)	15 277,19	

#### 2.4.4.2. Análisis de resistencia y estabilidad en los elementos de la celosía

Tal y como se mencionó al inicio de la subsección, las fuerzas máximas en tracción y compresión, producto del procedimiento de cálculo por nodos, sirvieron para seleccionar los perfiles para las diagonales y para verificar la elección previa de sección transversal de los pares y tirantes. Al tratarse estos de elementos largos con cierto grado de esbeltez, las fuerzas axiales de compresión pueden causar una falla de estabilidad en la estructura debido al pandeo [35] y, como consecuencia, este efecto fue el previamente analizado al efecto de la tracción. Antes de mostrar los resultados, se repasarán las fórmulas que se emplearon en el análisis.

La probabilidad de pandeo depende principalmente de cómo el grado de esbeltez afecta al esfuerzo aplicado. Este factor se ve influenciado, a su vez, de manera proporcional por el efecto que ejercen los apoyos extremos de la barra sobre su longitud efectiva y de manera inversamente proporcional el momento de inercia de su sección; esto significa que mientras más larga sea la longitud efectiva, la barra será más propensa a fallar en el plano transversal al eje que tenga el momento de inercia mínimo. Se seleccionaron para las diagonales, un perfil en “L” y “HSS” correspondiente a cada tipo de viga de celosía en estudio; la esbeltez de estas y de sus respectivos pares y tirantes fueron calculadas con la siguiente ecuación:

$$\lambda = L_p \times \sqrt{\frac{A}{I_a}} \quad (2-10)$$

Luego de haber elegido el plano crítico de pandeo de cada barra, se continuó con la selección del método de cálculo. La diferencia entre los procedimientos conocidos radica en el trato que se le da a la zona no válida de la curva de pandeo Euler. De todos los propuestos en la bibliografía, el método de Johnson, con sus factores de seguridad respectivos, está propuesto por la AISC como el estándar para el diseño de estructuras en acero [36]; este propone las siguientes funciones para calcular el esfuerzo admisible según el grado de esbeltez:

$$\sigma_{p\text{-adm}} = \frac{\sigma_f - \left(\frac{\sigma_f^2}{4\pi^2 E}\right)\lambda^2}{FS_p} \quad \text{si } \lambda < \lambda_{JE} \quad (2-11a)$$

$$\sigma_{p\text{-adm}} = \frac{\pi^2 E}{FS_p \lambda^2} \quad \text{si } \lambda \geq \lambda_{JE} \quad (2-11b)$$

El Factor de seguridad de pandeo ( $FS_p$ ) se encuentra planteado de la siguiente manera:

$$FS_p = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{\lambda}{\lambda_{JE}} - \frac{\lambda^3}{8\lambda_{JE}^3} \quad \text{si } \lambda < \lambda_{JE} \quad (2-12a)$$

$$FS_p = 1,92 \quad \text{si } \lambda \geq \lambda_{JE}$$

Con las fuerzas máximas de compresión en las diagonales calculadas y con la función para la curva de esfuerzo admisible de pandeo Johnson-Euler definida, se siguió un proceso de tanteo, análisis y error que, finalmente, dio como resultado la selección de los perfiles “L 2 x 2 x 1/8” para las diagonales que irían soldadas mediante cartelas en la viga “4 x L” y los perfiles “HSS 1-1/4 x 1-1/4 x 1/8” para las diagonales soldadas directamente en la alternativa “4 x T”. Las tablas 2.14 y 2.15 resumen el procedimiento explicado con los resultados pertinentes a la selección propuesta. Por otra parte, las fuerzas axiales máximas de compresión ejercidas sobre los pares o tirantes de las vigas se utilizaron para comprobar que las selecciones ya establecidas de la subsección anterior tampoco fallen por pandeo; sus resultados también fueron positivos y se pueden observar en las tablas del ANEXO 6.

**Tabla 2.15.** Resumen de resultados del análisis de estabilidad por pandeo para el perfil a compresión seleccionado para las diagonales de la alternativa de viga “4 x L”.

Compresión en las diagonales - Asumiendo L2x2x1/8					
$L_{diag-L}$	(pulg)	42,43			
	(mm)	1 077,63			
$L_{p-diag-L}$	(pulg)	42,43			
	(mm)	1 077,63			
$A_{diag-L}$	(pulg <sup>2</sup> )	0,49			
	(mm <sup>2</sup> )	316,77			
$I_{diag-L-x}$	(pulg <sup>4</sup> )	0,19			
	(mm <sup>4</sup> )	78 667,74			
$I_{diag-L-y}$	(pulg <sup>4</sup> )	0,19			
	(mm <sup>4</sup> )	78 667,74			
$I_{diag-L-n}$	(pulg <sup>4</sup> )	0,08			
	(mm <sup>4</sup> )	31 258,98			
$W_{diag-L}$	(lb/pie)	1,67			
	(kg/m)	2,48			
Esbeltez					
x-x		y-y		n-n	
				Más crítico	
$\lambda_{diag-L-x}$	68,38	$\lambda_{diag-L-y}$	68,38	$\lambda_{diag-L-n}$	108,48
$\lambda_{JE}$				125,66	
Análisis del pandeo - Método de Johnson (1892)					
$F_{c-diag-L}$			(lbf)	3 932,66	
			(N)	17 478,48	
$\sigma_{p-diag-L-adm}$			(Psi)	11 910,36	
			(MPa)	82,12	
$\sigma_{p-diag-L}$			(Psi)	8 002,68	
			(MPa)	55,18	
<b>¿Perfil pandea?</b>				No pandea	

**Tabla 2.16.** Resumen de resultados del análisis de estabilidad por pandeo para el perfil a compresión seleccionado para las diagonales de la alternativa de viga “4 x T”.

<b>Compresión en las diagonales - Asumiendo HSS1.25x1.25x1/8</b>					
$L_{diag-T}$	(pulg)	<b>33,94</b>			
	(mm)	862,10			
$L_{p-diag-T}$	(pulg)	<b>33,94</b>			
	(mm)	862,10			
$A_{diag-T}$	(pulg <sup>2</sup> )	<b>0,49</b>			
	(mm <sup>2</sup> )	317,42			
$I_{diag-T-x}$	(pulg <sup>4</sup> )	<b>0,10</b>			
	(mm <sup>4</sup> )	42 455,61			
$I_{diag-T-y}$	(pulg <sup>4</sup> )	<b>0,10</b>			
	(mm <sup>4</sup> )	42 455,61			
$I_{diag-T-n}$	(pulg <sup>4</sup> )	-			
	(mm <sup>4</sup> )	-			
$W_{diag-T}$	(lb/pie)	<b>1,77</b>			
	(kg/m)	2,63			
<b>Esbeltez</b>					
<b>x-x</b>		<b>y-y</b>		<b>n-n</b>	
<b>Más crítico</b>					
$\lambda_{diag-T-x}$	<b>74,54</b>	$\lambda_{diag-T-y}$	<b>74,54</b>	$\lambda_{diag-T-n}$	-
$\lambda_{JE}$				<b>125,66</b>	
<b>Análisis del pandeo - Método de Johnson (1892)</b>					
$F_{c-diag-T}$			(lbf)	<b>3 982,74</b>	
			(N)	17 701,09	
$\sigma_{p-diag-T-adm}$			(Psi)	<b>16 038,39</b>	
			(MPa)	110,58	
$\sigma_{p-diag-T}$			(Psi)	<b>8 095,01</b>	
			(MPa)	55,77	
<b>¿Perfil pandea?</b>					<b>No pandea</b>

Por último, se utilizaron las fuerzas máximas en tracción aplicadas a todos los elementos de la viga para calcular los esfuerzos correspondientes para corroborar que ninguno supere el esfuerzo admisible indicado y que, en conclusión, utilizando también el FS de 2 establecido en el epígrafe 2.4.2 del presente capítulo, todos los perfiles seleccionados son los correctos para ambas alternativas de celosía. Como se puede apreciar en la Tabla 2.16, se ratificó el análisis de resistencia en las diagonales para los dos casos. En el ANEXO 6, se exponen resultados del análisis de resistencia, también ratificados, para los pares y tirantes; quedando, con esto, cerrado el diseño frontal y posterior de las opciones de vigas principales de celosía.

**Tabla 2.17.** Resumen de la corroboración por tracción de los elementos diagonales de la viga “4 x L” y “4 x T”.

Tracción en los elementos diagonales de las alternativas de celosía					
Elementos diagonales 4 x L - L2x2x1/8			Elementos diagonales 4 x T - HSS1.25x1.25x1/8		
$A_{diag-L}$	(pulg <sup>2</sup> )	<b>0,49</b>	$A_{diag-T}$	(pulg <sup>2</sup> )	<b>0,49</b>
	(mm <sup>2</sup> )	316,77		(mm <sup>2</sup> )	317,42
$F_{t-diag-L}$	(lbf)	<b>3 542,18</b>	$F_{t-diag-T}$	(lbf)	<b>3 607,67</b>
	(N)	15 743,01		(N)	16 034,09
$\sigma_{t-diag-L-adm}$	(Psi)	<b>18 129,71</b>	$\sigma_{t-diag-T-adm}$	(Psi)	<b>18 129,71</b>
	(Mpa)	125,00		(Mpa)	125,00
$\sigma_{t-diag-L}$	(Psi)	<b>7 208,08</b>	$\sigma_{t-diag-T}$	(Psi)	<b>7 326,44</b>
	(Mpa)	49,70		(Mpa)	50,51
<b>¿Perfil falla?</b>		<b>No falla</b>	<b>¿Perfil falla?</b>		<b>No falla</b>

#### 2.4.5. Descarte de alternativa

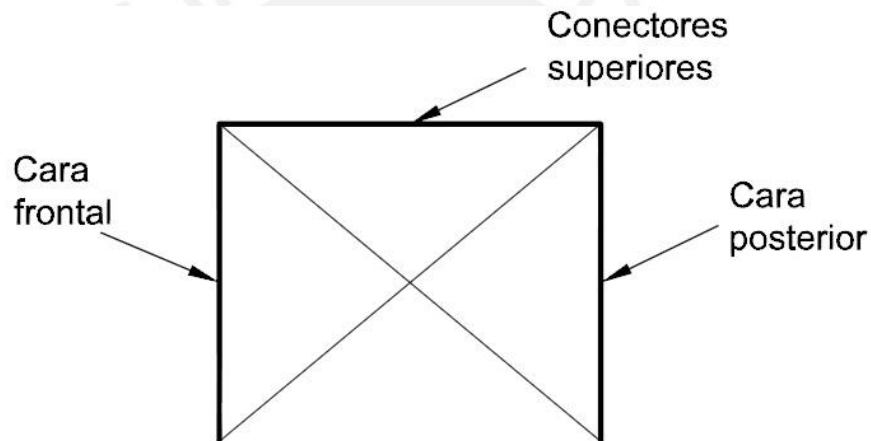
Fue en esta parte del trabajo que se pudo decidir la eliminación de la alternativa de configuración “2 x C” para la viga cuya sección transversal, como y se expresó, estaría formada por los dos canales estándar de 15 x 33.9. El fallo se tomó debido a que, en suma, a pesar de que su geometría es la más pequeña que cumple con los análisis, resultan ser la alternativa más pesada en comparación a sus contrapartes en celosía – 90% más pesada que la “4 x L” y 42% más pesada que la “4 x HSS”, según el análisis expuesto en la Tabla 2.17– y con la que se dan los esfuerzos y deflexiones –como se observa en las Tabla 2.9–; esto es el resultado su alto espesor y la baja inercia en comparación a los otros dos tipos de alternativa propuestos. Adicionalmente, estos son los perfiles más grandes que se pueden encontrar en casi todos proveedores del mercado siderúrgico local. Todo esto trae como consecuencia final un aumento definitivo en el precio de los materiales, así como un posible incremento, también, del costo de transporte y del montaje.

**Tabla 2.18.** Pesos lineales finales de las alternativas de viga propuestas.

Comparativo de pesos totales								
Viga "4 x L"		Viga "4 x T"		Viga "2 x C"				
$W_{diag-L}$	(lb)	<b>767,56</b>	$W_{diag-T}$	(lb)	<b>811,02</b>	$W_{diag-C}$	(lb)	-
	(kg)	348,47		(kg)	368,20		(kg)	-
$W_{par-L}$	(lb)	<b>2 105,60</b>	$W_{par-T}$	(lb)	<b>3 008,00</b>	$W_{par-C}$	(lb)	<b>5 424,00</b>
	(kg)	955,94		(kg)	1 365,63		(kg)	2 462,50
$W_{viga-4L}$	(lb/pie)	<b>35,91</b>	$W_{viga-4T}$	(lb/pie)	<b>47,74</b>	$W_{viga-2C}$	(lb/pie)	<b>67,80</b>
	(kg/m)	53,44		(kg/m)	71,03		(kg/m)	100,89

## 2.5. Diseño superior e inferior de la viga principal

Usualmente, las vigas de celosía construidas para propósitos industriales, a pesar de que se encuentran sometidas a cargas excéntricas que generan un efecto de torsión sobre la viga, no poseen barras diagonales o conectores en sus cuatro lados – observados desde un corte transversal– [37]; lo recomendado, entonces, al momento de diseñar una estructura de esta índole es colocar, cada cierto tramo, diagonales cruzadas en el interior de la sección de la viga que garanticen la rigidez de la fabricación cuando se produzcan estos tipos de carga [31]; esta construcción es conocida como Cruces de San Andrés (Ver Figura 2.10).



**Figuras 2.10.** Diagrama lineal representativo del corte transversal de una viga de celosía con una Cruz de San Andrés considerada en su diseño.

A pesar de esta sugerencia, la forma constructiva referida no es aplicable al diseño del presente trabajo debido a la presencia de los rodillos de retorno que se instalan en el interior de la viga para el regreso de la faja transportadora; en consecuencia, se tuvo que prescindir del diseño de Cruz de San Andrés, quedando la viga compuesta por sus caras frontal y posterior unidos solamente por conectores superiores.

Omer W. Blodgett, en su manual *Design of Welded Structures* (Diseño de Estructuras Soldadas), certificado por la fundación James F. Lincoln para estructuras soldadas, define a esta forma de la sección transversal, sin refuerzo cruzado, con el nombre de “sección abierta” y que, para todos los fines de estudio de torsión, puede ser modelada idealmente como un canal “C” con la abertura dirigida hacia abajo [38]. Con esto, se tuvo que encontrar una forma constructiva de la viga que permita garantizar la rigidez



contra la torsión de la misma cuando esta se vea afectada por las cargas excéntricas debido al peso de la pasarela de acceso, por el personal que pueda encontrarse trabajando sobre esta, el sistema de accionamiento de la faja o por algún otro tipo de carga.

Este problema se solucionó añadiendo conectores en la parte inferior de la estructura, transformando así el modelamiento de “sección abierta” a una “sección cerrada”, tal y como lo recomienda la bibliografía [38]. Se compararon, luego, las dos opciones mediante sus factores de resistencia a la torsión (Ec. 2-11a y 2-11b) y sus ángulos de torsión (Ec. 2-12) para cada tipo de viga de celosía en estudio, asumiendo que los conectores tendrán la misma sección que las diagonales de la celosía y, finalmente, se verificó que los modelos seleccionados no fallen por resistencia (Ec. 2-13).

Los factores de resistencia a la torsión para las dos opciones se calcularon de la siguiente manera:

$$FRT_{abierta} = 2 \times (\beta h_{viga} t^3) + (\beta a_{viga} t^3) \quad (2-13a)$$

$$FRT_{cerrada} = \frac{2 \times (t (a_{viga})^2 (h_{viga})^2)}{a_{viga} + h_{viga}} \quad (2-13b)$$

Luego de haber obtenido los valores de todos los factores, estos se tradujeron en ángulos de torsión para un mejor entendimiento en su evaluación. Esto se hizo mediante la fórmula:

$$\theta = \frac{T \times L_{viga}}{E_s \times FRT} \quad (2-14)$$

Finalmente, se realizó la verificación por resistencia al corte por torsión:

$$\tau_{tor-adm} = \frac{t (F_{exc-adm} \times e)}{FRT} \rightarrow F_{exc} \leq F_{exc-adm} \quad (2-15)$$

Las tablas 2.18 y 2.19 resumen los resultados obtenidos del estudio explicado en las ecuaciones anteriores.

**Tabla 2.19.** Resumen del análisis comparativo de torsión por rigidez y resistencia para la sección abierta y cerrada de la alternativa de viga "4 x L".

Análisis de torsión en la viga "4 x L"					
Sección abierta		Sección cerrada			
$FRT_{abierta-4L}$	(pulg <sup>4</sup> ) (mm <sup>4</sup> )	271,92 113 181 649,25	$FRT_{cerrada-4L}$	(pulg <sup>4</sup> ) (mm <sup>4</sup> )	91 183,56 37 953 463 854,30
$\theta_{abierta-4L}$	(rad) (°)	0,1545 8,8496	$\theta_{cerrada-4L}$	(rad) (°)	0,0005 0,0264
$\tau_{t-abierta-4L-adm}$	(psi) (MPa)	51 750,00 356,80	$\tau_{t-cerrada-4L-adm}$	(psi) (MPa)	51 750,00 356,80
$F_{exc-abierta-4L-adm}$	(lbf) (N)	86 330,43 384 016,74	$F_{exc-cerrada-4L-adm}$	(lbf) (N)	28 949 382,30 128 773 221,34


**Tabla 2.20.** Resumen del análisis comparativo de torsión por rigidez y resistencia para la sección abierta y cerrada de la alternativa de viga "4 x T".

Análisis de torsión en la viga "4 x T"					
Sección abierta		Sección cerrada			
$FRT_{abierta-4T}$	(pulg <sup>4</sup> ) (mm <sup>4</sup> )	58,65 24 412 948,65	$FRT_{cerrada-4T}$	(pulg <sup>4</sup> ) (mm <sup>4</sup> )	39 739,70 16 540 912 605,16
$\theta_{abierta-4T}$	(rad) (°)	0,7161 41,0278	$\theta_{cerrada-4T}$	(rad) (°)	0,0011 0,0606
$\tau_{t-abierta-4T-adm}$	(psi) (MPa)	51 750,00 356,80	$\tau_{t-cerrada-4T-adm}$	(psi) (MPa)	51 750,00 356,80
$F_{exc-abierta-4T-adm}$	(lbf) (N)	29 793,95 132 530,05	$F_{exc-cerrada-4T-adm}$	(lbf) (N)	20 186 793,15 89 795 297,03

Teniendo en cuenta que la fuerza excéntrica sobre la viga es 6 441,60 lbf (28 689,18 N), se puede observar que ninguno de los cuatro casos fallará por resistencia; sin embargo, el ángulo de torsión producido por esta fuerza es 309 veces más pequeño para la sección cerrada de la viga “4 x L” y 670 veces más pequeño para la sección cerrada de la viga “4 x T”, casi anulando la deformación angular en ambos casos. Esto lleva a concluir que, en efecto, es muy conveniente colocar tanto en la parte superior como inferior de la viga conectores que, a su vez, sirven de refuerzo contra la torsión de la misma. El Código de Construcción Norteamericano (*Uniform Building Code*), recomienda un espaciamiento máximo que pueden tener los refuerzos contra la torsión en un diseño estructural [39]:

$$\text{Se elegirá } \frac{p_h}{8} \quad (2-16)$$

Con esto, dado que para la viga “4 x L” la distancia de separación máxima resulta 16 pulgadas (406,4 mm) y 15 pulgadas (381 mm) para la viga “4 x T”, se colocarán cada 15 pulgadas y cada 12 pulgadas respectivamente un conector de refuerzo horizontal tanto en la cara superior como inferior con las mismas dimensiones que las barras diagonales soldadas a lo largo de la cara frontal y posterior de las vigas de celosía (L 2 x 2 x 1/8 y HSS 1,25 x 1,25 x 1/8 para cada caso) para que estos coincidan con los nodos de la armadura planteada.



### **CAPÍTULO 3**

## **EFFECTO DEL SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO RADIAL SOBRE LA ESTRUCTURA**

Con la viga principal de soporte definida, quedó solamente por realizar el diseño principal de los brazos de soporte complementarios y la estimación de las formas constructivas finales que se ven afectadas por el sistema que permite que el extremo alto de la viga inclinada se desplace radialmente de un punto de apilamiento a otro para cumplir con su función esperada. Tal y como se pudo haber anticipado desde el estudio tecnológico del capítulo anterior, este proceso final, cuyo desarrollo es el motivo principal del presente capítulo, involucró dos partes principales, los cuales pueden verse indicados en la Figura 3.1.

- El diseño del extremo desplazable, el cual consta de los soportes que sujetan a la viga y que se extienden desde la parte inferior de la misma hasta unirse con la base de desplazable.
- El diseño de las formas constructivas que, cumpliendo con criterios de resistencia y funcionalidad, pueda compatibilizar la viga principal de soporte con el pivote estimado.



**Figura 3.1.** Fotografía con los puntos a tomarse en cuenta a lo largo del presente capítulo: **1.** Los brazos de soporte y la base de desplazamiento; **2.** Pivote del equipo.

[40]

### 3.1. El extremo desplazable

La presente subsección tiene como objetivo específico alcanzar el diseño adecuado de los soportes de la viga principal que hacen que esta mantenga su ángulo de elevación y que, a su vez, conectan a la misma con la base móvil que se desplaza lo largo de un perímetro circunferencial manteniendo, mediante una separación transversal, la estabilidad contra la volcadura del equipo durante su funcionamiento.

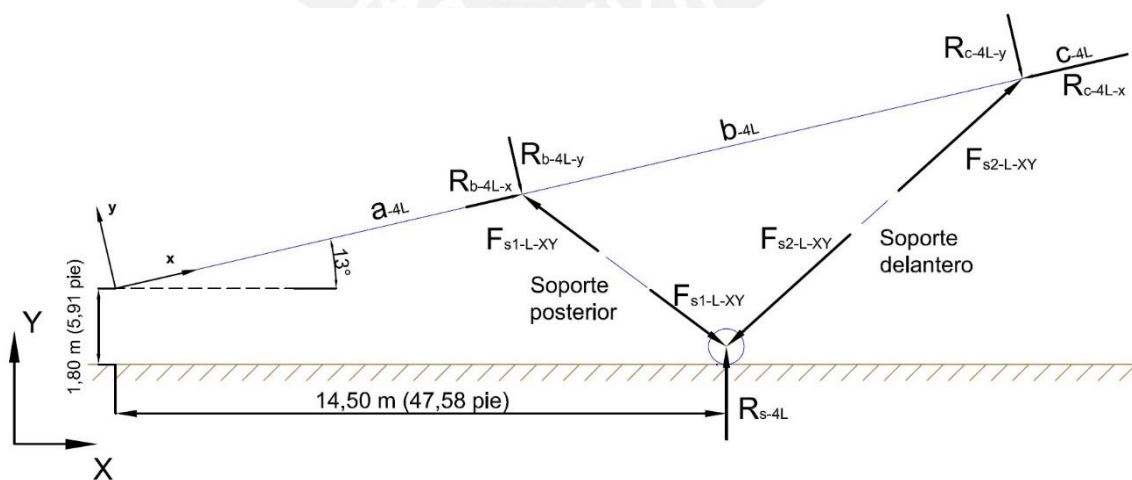
#### 3.1.1. Diseño de los soportes

Los cuatro soportes del apilador, con sus elementos rigidizadores complementarios, forman una armadura compuesta usualmente de barras tubulares rectangulares soldadas. Estos elementos se encuentran sometidos a fuerzas axiales de compresión que provienen de las reacciones debido al sustento que le dan a la viga principal inclinada y a sus cargas. Como se puede observar en las figuras 3.2 y 3.3, cada una de

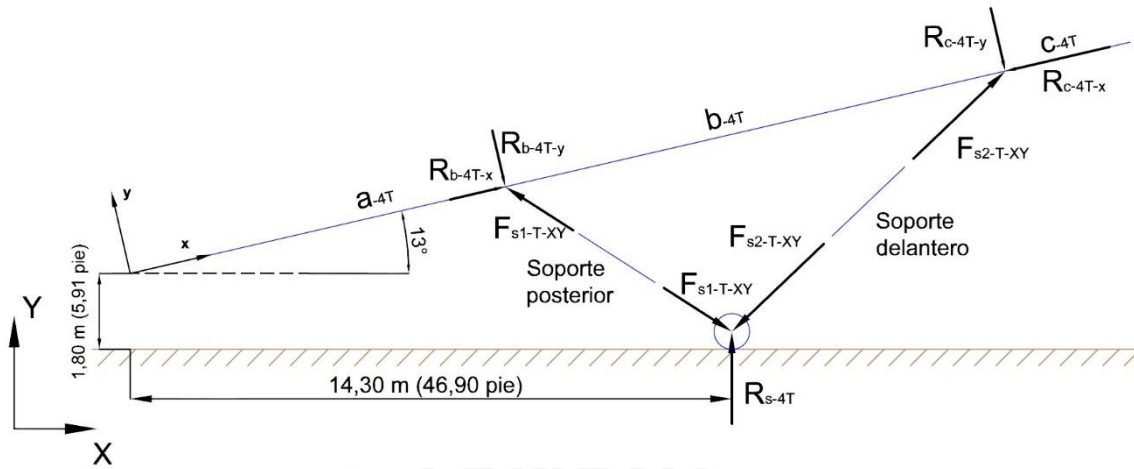
las fuerzas  $R_{b-y}$  y  $R_{c-y}$  –ubicadas en el plano “y” respecto a la viga– corresponden, tanto para la opción “4 x L” como para la “4 x T”, a una de las componentes que afectan a cada brazo de soporte en mención.

Al enfocarse, en primer lugar, en el DCL de fuerzas internas en los soportes, observados desde la vista frontal del equipo, se buscó que la unión de los ejes centrales de los mismos en la base móvil se encuentre a una distancia del pivote de la viga de tal manera que las componentes en el eje “X” (horizontal respecto al suelo) de las reacciones externas sobre los soportes –  $R_{s-4L}$  y  $R_{s-4T}$ , en las figuras 3.2 y 3.3 para cada caso alternativo de viga– se anulen entre sí con el fin de cumplir con los requisitos de equilibrio en el eje horizontal eliminando la necesidad de colocar un elemento que se oponga a una posible componente en este eje, ya sea mediante la fabricación e instalación de un riel o de un elemento tensor entre la base desplazable y el pivote extremo. Es de esta manera que se pueden reducir los costos de material, fabricación, posibles obras civiles y montaje.

Fue así que mediante el uso de análisis de nodos con fuerzas internas, manteniendo fijas las distancias a, b y c sobre la viga y utilizando como dato las reacciones “y” de los soportes b y c de la viga, como se puede observar en las figuras 3.2 y 3.3, se pudo establecer para la opción “4 x L” de la viga, la distancia óptima del punto de unión de los soportes a 14,50 m del pivote; y para la viga “4 x T”, a 14.30 m del pivote.



**Figura 3.2.** Ubicación óptima frontal del nodo de unión de los soportes de la viga “4 x L” inclinada en la base móvil, en donde la componente horizontal de la reacción sobre la rueda se vuelve nula.



**Figura 3.3.** Ubicación óptima frontal del nodo de unión de los soportes de la viga “4 x T” inclinada en la base móvil, en donde la componente horizontal de la reacción sobre la rueda se vuelve nula.

Con la distancia fijada entre el pivote y el punto de unión de los soportes en la base, para poder obtener la fuerza axial total sobre los elementos de soporte, se procedió con el cálculo de la distancia mínima de separación al pie de los mismos en el plano lateral del equipo (YZ); esta no sólo serviría para seleccionar el perfil más adecuado para los apoyos, sino que también permitió definir la forma de la base desplazable y las fuerzas a las cuales esta última se encontraría sometida. Se ejecutó, entonces, el análisis de seguridad contra el vuelco lateral, especificado en la norma ISO 5049-1: 1994 –para el diseño estructural de equipos móviles para el manejo de materiales a granel–; en ella, se precisa la siguiente ecuación [41]:

$$v_k = \frac{M_s}{M_k} = 1,5 \tag{3-1}$$

Debido a que se analiza el estado crítico en el instante en que el equipo está por volcarse, el único punto de apoyo sobre el suelo se encuentra en una de las ruedas. Así también, se idealizó la posición del peso de la estructura en el centro de simetría de su vista lateral; en la práctica, esta se encontraría ligeramente corrida hacia su izquierda (favoreciéndola) debido al peso añadido de la pasarela y al motor de accionamiento del transportador de banda. Finalmente, Nonnast, en su bibliografía, plantea las fórmulas de la fuerza de viento que actúa sobre la estructura, así como la fuerza generada por la inercia de todo el peso durante el frenado del equipo [42] [43]; las fórmulas para

calcularlas se observan en las ecuaciones 3-2 y 3-3 y su forma de aplicación se aprecian en el diagrama de la Tabla 3.1:

$$F_{\text{viento}} = 1,6 (k_{\text{viento}}) A_{\text{frontal}} \quad (3-2)$$

$$F_{\text{acc}} = \frac{R_{\text{volc}}}{7} \quad (3-3)$$

La Tabla 3.1 muestra en su diagrama la transición gráfica entre la geometría inicial con la que se había venido trabajando hasta ese momento y la final, que resultó del análisis. Se observa, luego, que la distancia mínima lateral que debe poseer la base móvil para que el equipo se encuentre asegurado en su estabilidad contra el vuelco es de 254,94 pulg (6,48 m) para la alternativa de viga “4 x L” y 212,12 pulg (5,39 m) para la alternativa de viga “4 x T”.

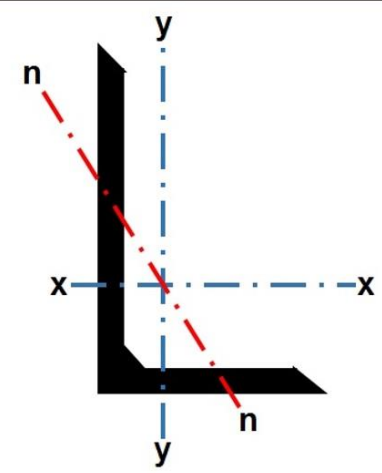
**Tabla 3.1.** Resumen de resultados del cálculo de separación lateral mínima de los soportes extremos para que el equipo se encuentre a prueba de vuelcos en el caso de frenado.

Cálculo de separación lateral mínima para los soportes extremos					
VIGA 4 x L			VIGA 4 x T		
$h_{\text{equipo-4L}}$	(pulg) (m)	279,90 7,11	$h_{\text{equipo-4T}}$	(pulg) (m)	267,15 6,79
$A_{\text{lateral-4L}}$	(pulg <sup>2</sup> ) (m <sup>2</sup> )	28 800,00 18,58	$A_{\text{lateral-4T}}$	(pulg <sup>2</sup> ) (m <sup>2</sup> )	23 040,00 14,86
$R_{\text{volc-4L}}$	(lbf)	20 392,88	$R_{\text{volc-4T}}$	(lbf)	21 528,56
$= W_{\text{equipo}}$	(N)	$2 F_{s1-L-Y}$	9 049,33	$= W_{\text{equipo}}$	(N)
		$2 F_{s2-L-Y}$	10 997,30		
$F_{\text{viento-4L}}$	(N)	$2 F_{s1-L-Y}$	40 253,43	$F_{\text{viento-4T}}$	(N)
		$2 F_{s2-L-Y}$	48 918,41		
$F_{\text{acc-4L}}$	(lbf)	3 278,18	$F_{\text{viento-4T}}$	(lbf)	2 622,54
$M_{k-4L}$	(lbf-pulg)	$2 F_{s1-L-Y}$	14 582,06	$F_{\text{acc-4T}}$	(N)
		$2 F_{s2-L-Y}$	2 913,27		
$d_{\text{base-4L-min}}$	(pulg)	$2 F_{s1-L-Y}$	12 958,86	$M_{k-4T}$	(lbf-pulg)
		$2 F_{s2-L-Y}$	1 732 970,17		
$d_{\text{base-4L-min}}$	(m)	$2 F_{s1-L-Y}$	19 983,92	$D_{\text{base-4T-min}}$	(pulg)
		$2 F_{s2-L-Y}$	254,94		
					(m)
					5,39



Con las direcciones finales de los soportes ya obtenidas, se realizó, finalmente, el cálculo las fuerzas axiales totales que ejercen compresión sobre los mismos. Se estudiaron solamente los soportes delanteros de cada alternativa debido a que estos son los más cargados axialmente para ambos casos y, además, por su longitud, son los más esbeltos. La metodología estándar de Johnson para el análisis de estabilidad para estructuras metálicas a compresión, vista en el capítulo anterior, fue la utilizada nuevamente para encontrar las secciones adecuadas para los soportes.

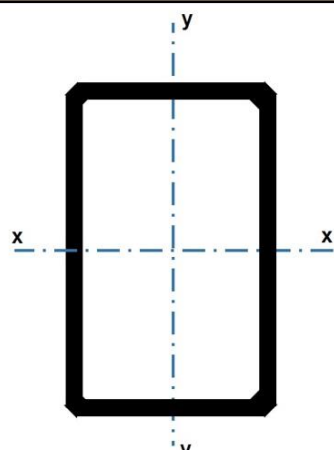
**Tabla 3.2.** Resumen de resultados del análisis de estabilidad por pandeo para el perfil a compresión seleccionado para los brazos de soporte de la alternativa de viga “4 x L”.

Compresión en los soportes delanteros de 4 x L - Asumiendo L6x6x3/4					
$L_{s2-L}$	(pulg)	387,91			
	(mm)	9 852,81			
$L_{p-s2-L}$	(pulg)	387,91			
	(mm)	9 852,81			
$A_{s2-L}$	(pulg <sup>2</sup> )	8,46			
	(mm <sup>2</sup> )	5 458,05			
$I_{s2-L-x}$	(pulg <sup>4</sup> )	28,10			
	(mm <sup>4</sup> )	11 696 103,06			
$I_{s2-L-y}$	(pulg <sup>4</sup> )	28,10			
	(mm <sup>4</sup> )	11 696 103,06			
$I_{s2-L-n}$	(pulg <sup>4</sup> )	11,60			
	(mm <sup>4</sup> )	4 828 284,54			
$W_{s1-L}$	(lb/pie)	28,80			
	(kg/m)	42,85			
Esbitez					
x-x		y-y		n-n	
				Más crítico	
$\lambda_{s2-L-x}$	212,84	$\lambda_{s2-L-y}$	212,84	$\lambda_{s2-L-n}$	331,27
$\lambda_{JE}$				125,66	
Análisis del pandeo - Método de Johnson (1892)					
$F_{s2-L}$	(lbf)	8 424,44			
	(N)	37 473,75			
$\sigma_{p-s2-L-adm}$	(Psi)	1 358,76			
	(Mpa)	9,37			
$\sigma_{p-s2-L}$	(Psi)	995,80			
	(Mpa)	6,87			
<b>¿Perfil pandea?</b>				No pandea	

Para la alternativa “4 x L”, se buscó un elemento con sección a afin a esta geometría, es decir, otro ángulo, con el fin mantener una armonía constructiva en la estructura – factor de carácter estético que sí es tomado en cuenta como factor secundario final en

el diseño de estructuras metálicas–; sin embargo, no fue posible encontrar un perfil estandarizado de dimensiones bajas que cuente con la suficiente inercia para contrarrestar la alta esbeltez que le da su longitud. La sección angular mínima que podía soportar el pandeo fue una “L 6 x 6 x 3/4”, tal y como se muestra en la Tabla 3.2, la cual no sólo superaba las 4” de lado recomendadas, por ser este el tamaño de los tirantes en donde se unirán con la viga principal, sino que también porque es, aproximadamente, 67% más pesado que el perfil tubular cuadrado “HSS 4 x 4 x 3/8”, seleccionado para el caso “4 x T”, el más pequeño que se mantiene estable con la carga aplicada en su respectivo caso de viga. Esto se da debido a que su mayor inercia en el plano más probable de pandeo les permite contrarrestar el efecto negativo que tiene la gran longitud de los elementos posteriores –más de 9 m– sobre su esbeltez.

**Tabla 3.3.** Resumen de resultados del análisis de estabilidad por pandeo para el perfil a compresión seleccionado para los brazos de soporte de la alternativa de viga “4 x T”.

Compresión en los soportes delanteros de 4 x T- Asumiendo HSS4x4x3/8					
$L_{s2-T}$	(pulg)	363,45			
	(mm)	9 231,58			
$L_{p-s2-T}$	(pulg)	363,45			
	(mm)	9 231,58			
$A_{s2-T}$	(pulg <sup>2</sup> )	4,78			
	(mm <sup>2</sup> )	3 083,86			
$I_{s2-T-x}$	(pulg <sup>4</sup> )	10,30			
	(mm <sup>4</sup> )	4 287 183,68			
$I_{s2-T-y}$	(pulg <sup>4</sup> )	10,30			
	(mm <sup>4</sup> )	4 287 183,68			
$I_{s2-T-n}$	(pulg <sup>4</sup> )	-			
	(mm <sup>4</sup> )	-			
$W_{s1-T}$	(lb/pie)	17,20			
	(kg/m)	25,59			
Esbeltez					
x-x		y-y		n-n	
Más crítico					
$\lambda_{s2-T-x}$	247,59	$\lambda_{s2-T-y}$	247,59	$\lambda_{s2-T-n}$	-
$\lambda_{JE}$				125,66	
Análisis del pandeo - Método de Johnson (1892)					
$F_{s2-T}$	(lbf)			9 100,67	
	(N)			40 481,78	
$\sigma_{p-s2-T-adm}$	(Psi)			2 432,40	
	(Mpa)			16,77	
$\sigma_{p-s2-T}$	(Psi)			1 903,90	
	(Mpa)			13,13	
¿Perfil pandea?				No pandea	

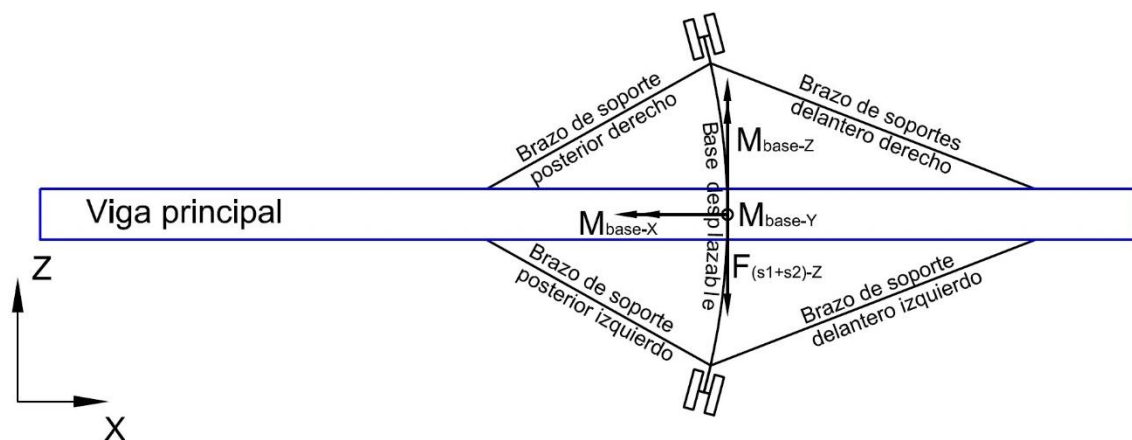
Con esto, se tomó la decisión de conservar el tubo cuadrado elegido en la Tabla 3.3 como la selección más apropiada para ambas alternativas.

Los brazos de soporte elegidos se montarán en sus respectivos puntos extremos, en lugares de la viga que coincidan con el nodo de cruce de sus diagonales de la celosía, mediante uniones de pivote con pines de acero estructural de 1" (25,40 mm) calculados por resistencia al corte.

### 3.1.2. Diseño de la base móvil

En su extremo superior, los cuatro soportes se unen a los tirantes de la cara frontal y posterior de la viga; mientras que por su extremo inferior, se unen las caras laterales de la base desplazable (ver DETALLES B, C y E y del PLANO), transmitiéndole a este último su carga axial. El elemento móvil se diseñó con una curvatura que permitiría el desplazamiento del equipo sobre el perímetro circular deseado; en lo que respecta a su longitud de arco, esta se extendió más allá de los puntos de unión de los soportes, respetando la separación mínima lateral calculada entre los mismos en la Tabla 3.1 en páginas anteriores, para confirmar que las ruedas estimadas, con el respectivo sistema de accionamiento y frenado que se seleccionen, no se interpongan con la forma constructiva establecida.

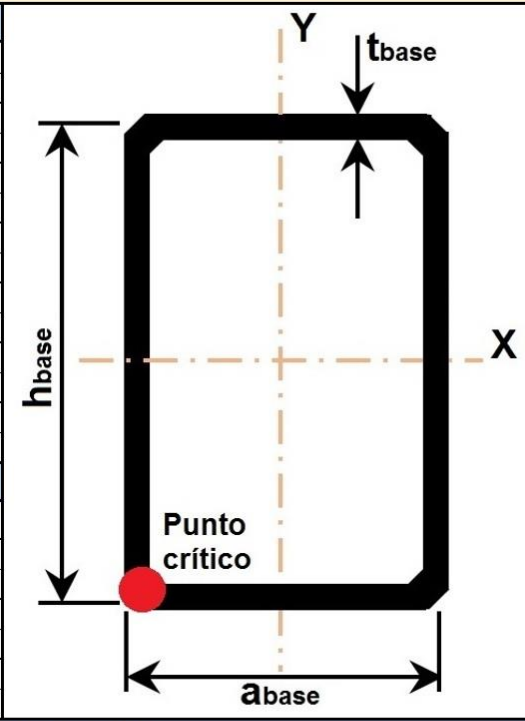
**Figura 3.4.** Esquema de vista superior del equipo apilador radial con enfoque en la base estructural desplazable; se muestran las fuerzas y momentos trasladados al punto crítico del elemento en evaluación.



Para poder elegir un perfil apropiado para la base curva, en primer lugar, se trasladaron fuerzas del extremo de apoyo de la misma hacia el punto donde estas, con sus respectivos momentos producidos, ejercen un mayor efecto sobre la sección; esto es, a la mitad de su arco. El detalle de las fuerzas trasladadas se puede observar en la Figura 3.4, el cual muestra el diagrama de vista superior válido para ambas alternativas de viga en estudio.

**Tabla 3.4.** Resultados del análisis de resistencia para la sección de la base móvil, válida tanto para la alternativa “4 x L” como para la “4 x HSS”.

Análisis de resistencia de la base desplazable: Asumiendo - HSS9x5x3/8		
Información de la geometría		
$h_{base}$	(pulg)	9,00
	(mm)	228,60
$a_{base}$	(pulg)	5,00
	(mm)	127,00
$t_{base}$	(pulg)	0,35
	(mm)	8,86
$I_{base-X}$	(pulg <sup>4</sup> )	92,50
	(mm <sup>4</sup> )	38 501 406,87
$I_{base-Y}$	(pulg <sup>4</sup> )	36,80
	(mm <sup>4</sup> )	15 317 316,46
$J_{base}$	(pulg <sup>4</sup> )	86,90
	(mm <sup>4</sup> )	36 170 510,88
$A_{base}$	(pulg <sup>2</sup> )	8,97
	(mm <sup>2</sup> )	5 787,09
Información de diseño		
Material	Acero estructural	ASTM A-36
$\sigma_{base-adm}$	(psi)	18 129,75
	(MPa)	125,00
E	(psi)	29 007 600,00
	(MPa)	200 000,00
$W_{base}$	(lb/pie)	32,50
	(kg/m)	48,36
Esfuerzos en el punto crítico		
$X_{crítico}$	(pulg)	-4,50
	(mm)	-114,30
$Y_{crítico}$	(pulg)	-2,50
	(mm)	-63,50
$\sigma_{base-X}$	(psi)	13 790,56
	(MPa)	95,08
$T_{base-XY}$	(psi)	3 616,03
	(MPa)	24,93
$\sigma_{base-eq}$	(psi)	15 146,18
	(MPa)	104,43
¿Cumple criterio de resistencia?		Si cumple
$\sigma_{base-eq} < \sigma_{base-adm} ?$		



Dado que sobre esta sección se ejercen una fuerza de tracción, dos momentos de flexión y uno de torsión, se procedió, luego, a analizarla por resistencia utilizando las fórmulas de esfuerzos equivalentes y el criterio de Von Mises (fórmulas 2-3 a 2-5) para seleccionar el perfil óptimo. En la sección, el punto más cargado en un estado plano de esfuerzos se encuentra ubicado el extremo inferior izquierdo, visto en el corte al elemento en dirección del eje Z del equipo, tal y como lo muestra el diagrama de la Tabla 3.4. De esto, se concluyó que un perfil fabricado rectangular “HSS 9 x 5 x 3/8” sería el más adecuado y económico para cumplir con la función de base desplazable para las dos alternativas que se diseñan. Se puede considerar, también una viga W, por su bajo peso y alta inercia para soportar la flexión. En la Tabla 3.4, presentada se muestran los resultados del análisis realizado.

### 3.2. El extremo pivotante

El presente trabajo finalizaría con la aproximación de la forma constructiva que compatibilizaría la viga principal de soporte con el sistema de pivote que se estime. Se ideó, en primer lugar, un concepto de diseño para hacer que la viga pivote sobre su extremo bajo; esta debía ser lo suficiente genérica y funcional para que la forma constructiva estructural de esta parte del apilador permita tener flexibilidad de diseño a la persona que realice la ingeniería de detalle del sistema, es decir, con poco riesgo a caer en incompatibilidad con la estructura principal.

La solución se encontró en la aplicación de un dispositivo mecánico conocido como acoplador de quinta rueda, una plataforma en forma de herradura que pivota en un perno rey de 2”, utilizada por camiones tráiler y hasta camionetas rurales para adaptar un remolque o semirremolque en su parte posterior (ver Figura 3.5). La capacidad de carga vertical y de arrastre de un acople común de marca JOST o YORK Big “D” es de 45 000 lb (20 430 kg) y 150 000 lb (68 100 kg) respectivamente, lo cual supera con creces lo requerido por las cargas actuantes. Su mayor ventaja es su alta disponibilidad y su baja complejidad de instalación; esto, junto con su robusta sencillez en el diseño, resultan no solo un alto grado de seguridad y economía, sino también en un alto grado de adaptabilidad en cualquier otro campo en donde desee utilizarse [44], como lo es en un apilador radial.



**Figura 3.5.** Izquierda: Fotografía de un acople de quinta rueda para camión marca JOST. Derecha: Perno rey que se acopla al centro de la quinta rueda para que la carga pueda pivotar.

[45]

### 3.2.1. Descarte final de alternativa

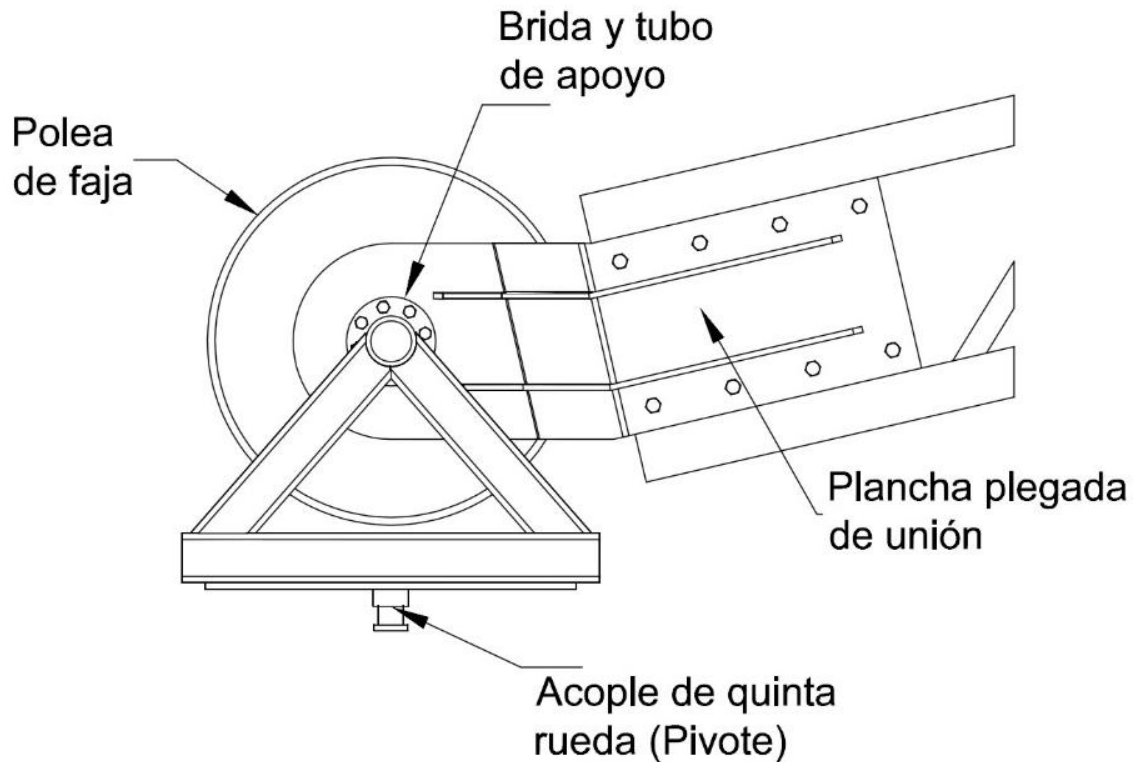
A esta altura del trabajo, quedó completamente claro que debía descartarse la alternativa “4 x L” que había venido siendo parte del proceso de diseño. Hasta este punto, a pesar de las claras desventajas de resistencia –menores secciones e inercias–, fabricación –necesidad de diseñar, cortar y soldar cartelas para cada una de las numerosas uniones que tiene la viga principal–, economía –como mayor cantidad de horas hombre empleadas– y hasta estéticas que ofrecía el uso de perfiles angulares en un apilador radial de esta capacidad, esta forma aún podía resultar mejor que su contraparte en perfiles tubulares cuadrados en la evaluación económica final debido a que la viga resultaba ser 25% más liviana; sin embargo, el factor decisivo para su descarte fue la poca flexibilidad que ofrece su geometría para adaptarse a la conexión con el sistema de pivote que se deseaba estimar. Para alcanzar la compatibilidad entre la viga “4 x L” y el sistema de pivote, se hubiese tenido que fabricar una estructura pequeña de adaptación con una forma constructiva tubular que, al final, probablemente complicaría el diseño, la fabricación y el montaje. El riesgo incrementado de obtener un resultado más complicado o menos económico al fin de cuentas llevó a que, en adelante, sólo se trabaje con la alternativa de viga y estructura “4 x T”. Este resultado puede observarse con mayor detalle en el análisis económico del Capítulo 4.

### 3.2.2. Adaptación al pivote

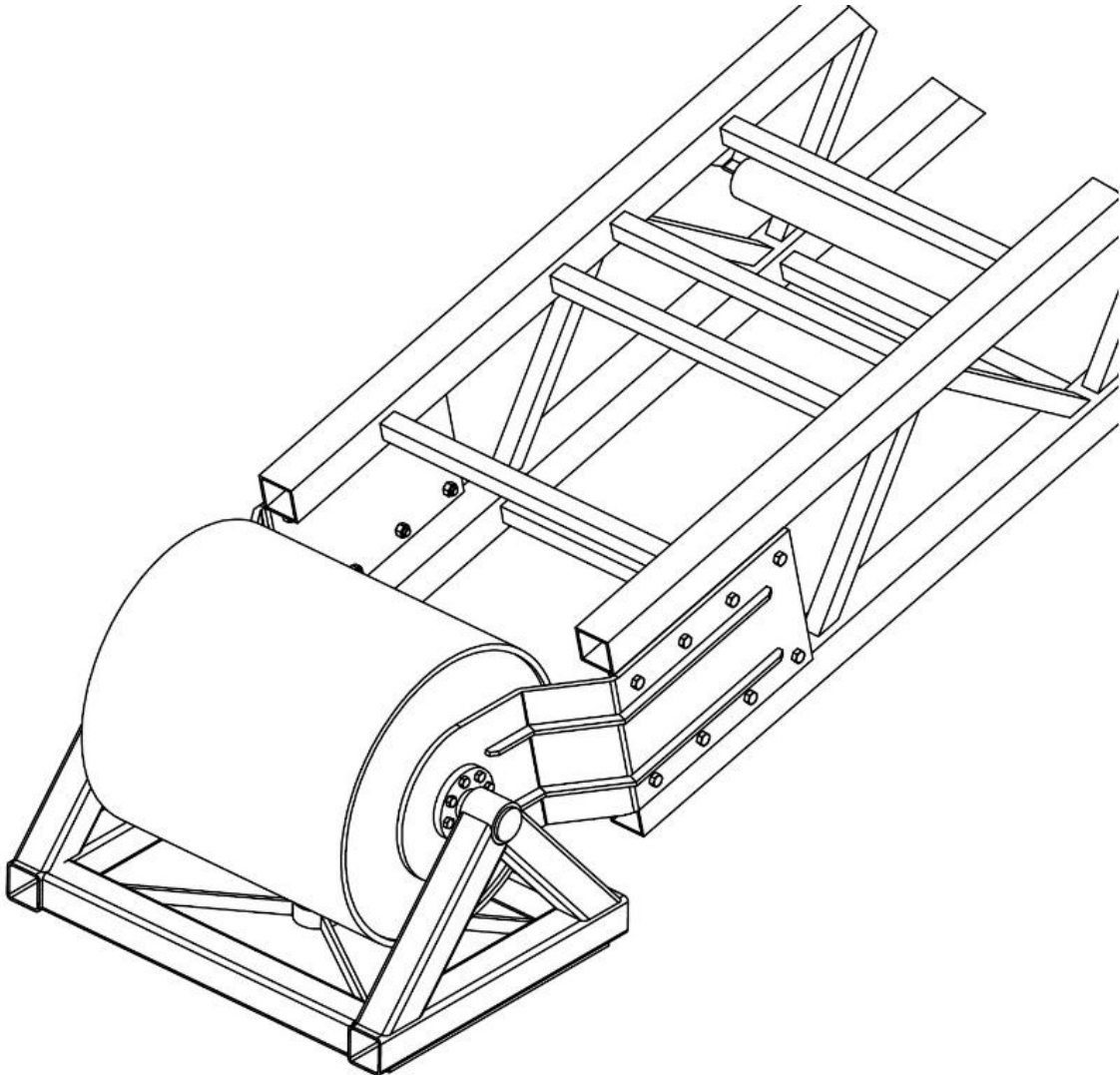
Con el sistema de pivote estimado, se concibió la forma más apropiada de adaptarlo a la estructura de la viga principal. Se llegó, entonces, a una estructura de acero como la

mostrada en las figuras 3.6 y 3.7, la cual consta de tres partes principales que fueron motivo de cálculo preliminar para que quien realice la ingeniería de detalle pueda basarse en información confiable.

- **Brida y tubo de apoyo:** Elemento que irá atornillado a la plancha plegada de unión y que transmitirá las cargas a la armadura giratoria sobre la cual se encuentra apoyado.
- **Armadura giratoria:** Es la estructura triangular de sección HSS a la que se le transmitirán las fuerzas mediante el tubo de la brida y que se unirá al acople mediante un perno rey en su parte inferior que le dará al equipo su carácter pivotante.
- **Plancha plegada de unión:** El elemento estructural que, como lo indica su nombre, unirá mediante tornillos distribuidos el extremo de la viga principal con la brida de apoyo y sobre la cual se fijará el eje de la polea extrema del transportador de banda.



**Figura 3.6.** Esquema frontal de la forma constructiva que compatibilizará el acople de quinta rueda con la estructura de la viga principal tubular cuadrada.



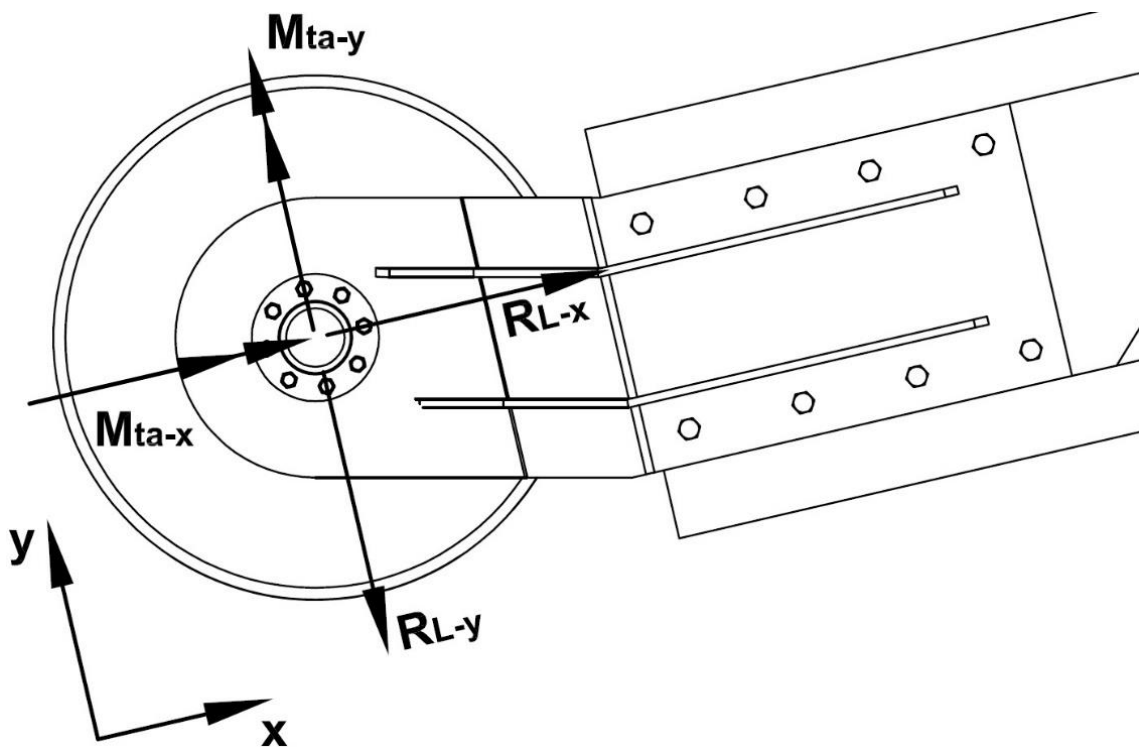
**Figura 3.7.** Esquema isométrico de la forma constructiva de compatibilización entre el pivote y la estructura del apilador radial.

### 3.2.2.1. La brida y tubo de apoyo

El elemento que se encuentre en el extremo inferior de la viga principal no sólo debe encontrarse en la capacidad de resistir las fuerzas de reacción propias del apoyo que representa para la estructura, también debe contrarrestar las fuerzas de tensión que la faja transportadora (T1 y T2, como se vieron en el Capítulo 1) ejerce sobre la polea y, finalmente, debe darle al equipo el grado de libertad apropiado para que este pueda pivotar verticalmente.



La solución se encontró en un conjunto formado por un tubo de acero laminado en caliente de calidad estructural soldado a una brida slip-on afín a este perfil. Se instalarían dos de ellos: uno en la parte frontal del equipo y otro en su lado posterior; ambos, por su lado, se atornillarán directamente sobre las placas plegadas que adaptarán el extremo de la viga con el sistema de pivote y, a su vez, los extremos de los tubos (a 2,60 pulg o 66 mm de la brida) se apoyarán sobre la estructura que se une al acople de quinta rueda para girar sobre sí misma.



**Figura 3.8.** Diagrama de fuerzas de reacción que actúan sobre el tubo de apoyo así como los momentos causados debido al traslado de estas cargas hacia el límite con su brida respectiva.

Como lo muestra el diagrama de la Figura 3.8, este apoyo, nombrado “apoyo L” desde el capítulo anterior, está sometido a fuerzas que resultan de la reacción a la carga ejercida por los pesos de la arena, la estructura de acero y los componentes de la faja transportadora, así como de las tensiones ejercidas por la misma durante su funcionamiento. La Tabla 3.5 demuestra, por resistencia al esfuerzo equivalente en su punto crítico debido a la resultante de las fuerzas y los momentos, que la selección de un perfil tubular de 2” de diámetro estándar es suficiente para cumplir con los requerimientos de carga.

**Tabla 3.5.** Resultados del análisis de resistencia para la sección del tubo estructural de apoyo de 2" que soporta el extremo pivotante de la viga.

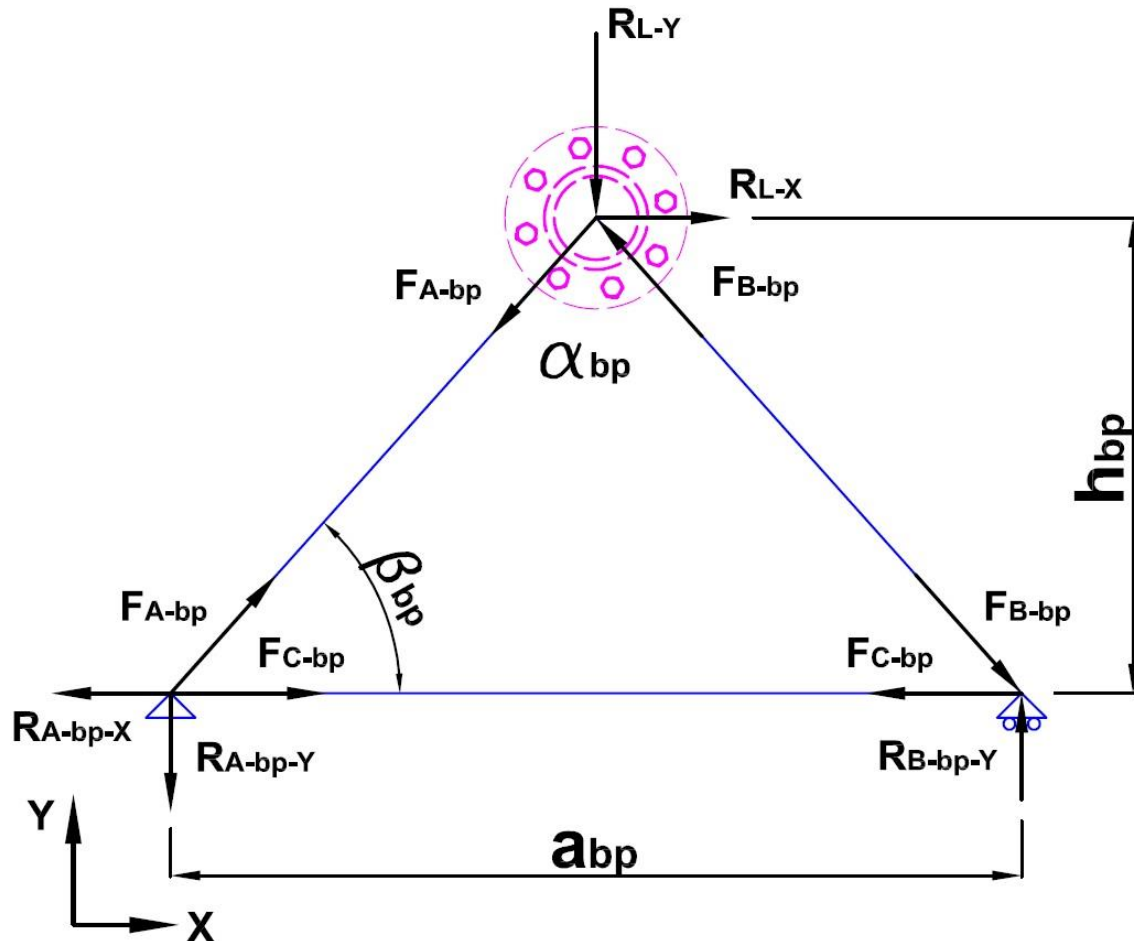
<b>Resistencia para los tubos de apoyo</b>					
<b>Dimensiones básicas del tubo - Asumiendo PIPE2STD</b>					
$L_{ta}$		(pulg)		<b>2,60</b>	
		(mm)		66,04	
$\varnothing_{ta-e}$	(pulg)	<b>2,38</b>	$\varnothing_{ta-i}$	(pulg)	<b>2,07</b>
	(mm)	60,30		(mm)	53,17
<b>Reacciones actuantes y momentos debido al traslado de fuerzas</b>					
$R_{L-x}$	(lbf)	<b>2 093,96</b>	$M_{ta-x}$	(lbf-pulg)	<b>4 211,78</b>
	(N)	9 314,41		(N-mm)	475 868,20
$R_{L-y}$	(lbf)	<b>1 619,92</b>	$M_{ta-y}$	(lbf-pulg)	<b>5 444,31</b>
	(N)	7 205,74		(N-mm)	615 124,87
$R_{L-Res}$	(lbf)	<b>2 647,42</b>	$M_{ta-Res}$	(lbf-pulg)	<b>6 883,28</b>
	(N)	11 776,29		(N-mm)	777 707,63
<b>Evaluación de resistencia</b>					
$\sigma_{ta-p1}$	(psi)	<b>12 157,90</b>	$\tau_{ta-p1}$	(psi)	<b>2 443,49</b>
	(MPa)	83,83		(MPa)	16,85
$\sigma_{ta-eq}$		(psi)		<b>12 873,47</b>	
		(MPa)		88,76	
$\sigma_{ta-adm}$		(psi)		<b>18 129,71</b>	
		(MPa)		125,00	
<b>¿Cumple resistencia?</b>			<b>Sí cumple</b>		

### 3.2.2.2. La armadura giratoria

Las fuerzas sobre los dos tubos de apoyo son causadas al encontrarse soportados por una armadura que se encargará de mantenerlas con un grado de libertad rotacional en el plano vertical. A su vez, esta estructura pequeña llevará instalada en su parte inferior el perno rey que encajará en el acople de quinta rueda para darle al equipo, finalmente, su característica pivotante en el plano horizontal.

La armadura, que estará compuesta por tubos HSS cuadrados dispuestos de forma triangular, como se ha podido ver planteado en los diagramas de las figuras 3.6 y 3.7 del presente capítulo. Estos perfiles fueron seleccionados por resistencia a la tracción y su estabilidad contra el pandeo, ya que, tanto para la parte frontal como en la posterior,

dos de ellos se encuentran sometidos a fuerzas de tensión y el otro a compresión (Ver Figura 3.9).



**Figura 3.9.** Diagramas de cuerpo libre de los nodos de la armadura giratoria sobre la que se apoyará el extremo bajo del apilador radial.

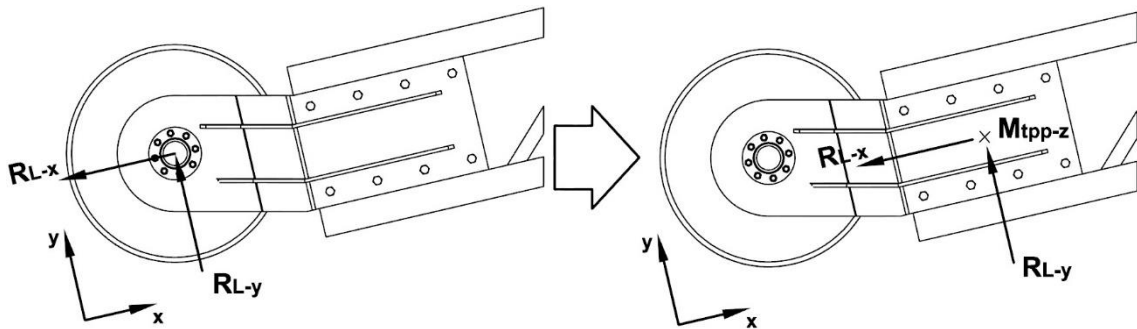
Luego de haber calculado las fuerzas en sus respectivas direcciones, se utilizaron los valores más críticos sobre la armadura para comprobar, tanteando una sección, la resistencia y estabilidad de la misma. Los perfiles tubulares cuadrados HSS 2 x 2 x 1/8 resultaron mucho más que suficientes para soportar los esfuerzos a los que se encontrará sometida la armadura. La Tabla 3.6 resume los resultados de los cálculos que se ejecutaron en este epígrafe.

**Tabla 3.6.** Resultados del estudio de resistencia y estabilidad por pandeo para la armadura giratoria de soporte.

<b>Análisis de la armadura giratoria - Asumiendo HSS2x2x1/8</b>					
<b>Información necesaria</b>					
<b>Datos de la armadura</b>		<b>Datos del perfil asumido</b>			
$h_{bp}$	(pulg)	<b>19,00</b>	$L_{p-bp}$	(pulg)	<b>25,50</b>
	(mm)	482,60		(mm)	647,58
$a_{bp}$	(pulg)	<b>34,00</b>	$A_{bp}$	(pulg <sup>2</sup> )	<b>0,84</b>
	(mm)	863,60		(mm <sup>2</sup> )	541,93
$\alpha_{bp}$		<b>83,60°</b>	$I_{bp-xx}$	(pulg <sup>4</sup> )	<b>0,49</b>
				(mm <sup>4</sup> )	202 288,47
$\beta_{bp}$		<b>49,20°</b>	$I_{bp-yy}$	(pulg <sup>4</sup> )	<b>0,49</b>
				(mm <sup>4</sup> )	202 288,47
$L_{bp}$	(pulg)	<b>25,50</b>	$W_{bp}$	(lb/pie)	<b>3,04</b>
	(mm)	647,58		(kg/m)	4,52
<b>Evaluación de la sección</b>					
<b>Resistencia a la tracción</b>		<b>Estabilidad por pandeo</b>			
$F_{C-bp}$	(lbf)	<b>1 722,68</b>	$F_{B-bp}$	(lbf)	<b>419,07</b>
	(N)	7 662,87		(N)	1 864,13
$\sigma_{tr-bp-adm}$	(psi)	<b>18 129,71</b>	$\sigma_{p-bp-adm}$	(psi)	<b>19 820,47</b>
	(MPa)	125,00		(MPa)	136,66
$\sigma_{tr-bp}$	(psi)	<b>2 050,81</b>	$\sigma_{p-bp}$	(psi)	<b>498,90</b>
	(MPa)	14,14		(MPa)	3,44
<b>¿Cumple resistencia?</b>		<b>Sí cumple</b>	<b>¿Cumple estabilidad?</b>		<b>Sí cumple</b>

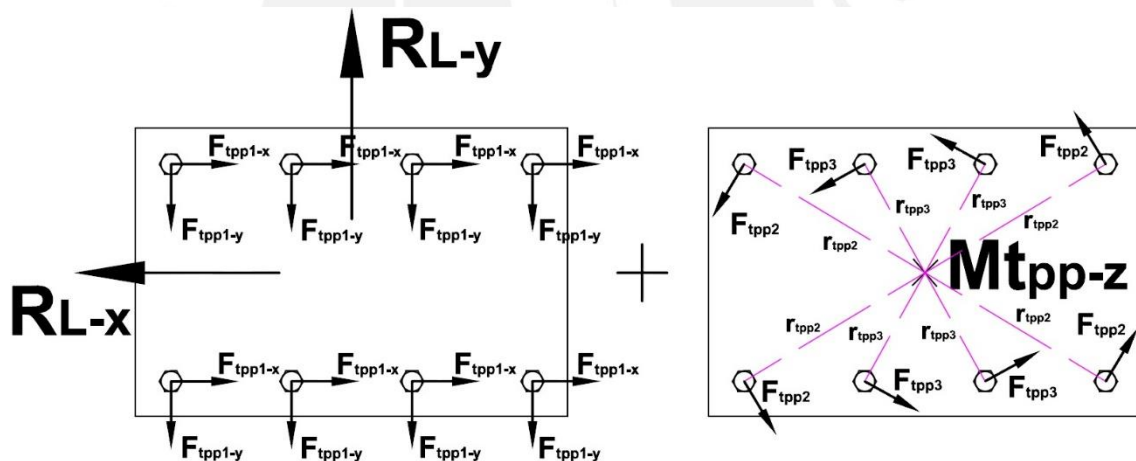
### 3.2.2.3. Los tornillos de unión

La función de las planchas plegadas de 5/8" es de adaptar el extremo de la viga principal al sistema de pivote estimado. Esto es logrado mediante una uniones atornilladas que la colocan sobre otra plancha de 5/8" soldada en entre los pares y tirantes de la viga a manera de almas, reemplazando a las diagonales iniciales que aquí se encuentren. En total, como se observa en la Figura 3.10, ocho pernos por lado de viga constituyen esta unión y se calcularon en base a resistencia a los esfuerzos a los que se encuentran sometidos; estos son: a esfuerzos de corte debido a las fuerzas de reacción en el pivote, así como a esfuerzos de torsión y tracción debido a los momentos que resultan de trasladar estas mismas fuerzas.



**Figura 3.10.** Diagrama de fuerzas de reacción en el soporte del extremo pivotante de la viga principal y su efecto de traslado a la zona atornillada de la plancha plegada de conexión.

En casos como este, el análisis se realiza por superposición de efectos cortantes, tanto de las fuerzas como del momento resultante en el traslado [46]. La Figura 3.11 muestra cómo se repartieron los esfuerzos sobre los tornillos de unión.



**Figura 3.11.** Diagrama del efecto de superposición del efecto de las fuerzas cortantes sobre los tornillos de unión: a la izquierda, se representan las fuerzas debido a las reacciones en el apoyo pivotante; y a la derecha, las fuerzas debido al momento que resulta del traslado de las reacciones.

Finalmente, utilizando el tornillo más cargado por fuerzas de corte, se ejecutó el análisis de resistencia pertinente; de esta manera, se obtuvo como resultado un diámetro mínimo de 8 mm, aproximadamente, para la selección (Tabla 3.7). Con esto, entonces, se estimó la elección de un tornillo de cabeza hexagonal de acero DIN EN 24033 M12.

**Tabla 3.7.** Resultados del estudio de resistencia por corte para los tornillos de fijación de la plancha plegada que adapta a la viga con el sistema de pivote estimado.

<b>Análisis de resistencia para estimación de tornillos</b>					
<b>Información inicial de geometría y cargas</b>					
$r_{tpp2}$	(pulg)	<b>11,71</b>	$r_{tpp3}$	(pulg)	<b>6,90</b>
	(mm)	297,51		(mm)	175,26
$R_{L-x}$	(lbf)	<b>2 093,96</b>	$M_{tpp-z}$	(lbf-pulg)	<b>40 035,53</b>
	(N)	9 314,41		(N-mm)	4 523 414,27
$R_{L-y}$	(lbf)	<b>1 619,92</b>			
	(N)	7 205,74			
<b>Fuerzas de corte sobre los tornillos</b>					
<b>Debido a las reacciones</b>			<b>Debido al momento</b>		
$F_{tpp1-x}$	(lbf)	<b>261,75</b>	$F_{tpp2}$	(lbf)	<b>634,37</b>
	(N)	1 164,30		(N)	2 821,81
$F_{tpp1-y}$	(lbf)	<b>202,49</b>	$F_{tpp3}$	(lbf)	<b>373,70</b>
	(N)	900,72		(N)	1 662,30
<b>Resultados del análisis</b>					
$\tau_{pp-adm}$	(lbf)	<b>14 503,77</b>			
	(N)	100,00			
$\emptyset_{tpp-mín}$	(pulg)	<b>0,31</b>			
	(mm)	7,89			

## CAPÍTULO 4

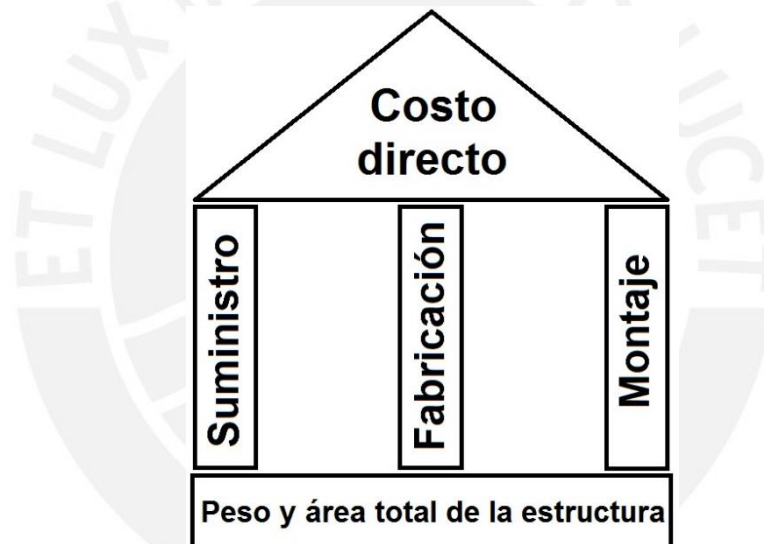
### ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA ESTRUCTURA

Un factor muy importante –tal vez el más importante– que rige muchas de las decisiones que se toman en la ingeniería aplicada a la industria el día de hoy, como ya se ha podido observar a manera general en las decisiones tomadas en capítulos anteriores, es la economía del diseño; un trabajo de esta naturaleza, entonces, no estaría completo sin haber hecho un estudio del valor monetario del resultado obtenido. No es motivo de esta sección evaluar la viabilidad económica del equipo completo, sino conocer, basado en bibliografía pertinente, cotizaciones y estimados –a partir de conocimientos empíricos de empresas especializadas en el rubro metalúrgico–, el costo directo aproximado que tendrá la fabricación de la estructura alcanzada y corroborar, en consecuencia, las decisiones que se tomaron a lo largo del proceso de diseño.

Como se mencionó en el capítulo anterior, se descartó el diseño final de la alternativa estructural “4 x L” debido a su alta probabilidad de resultar, a primera vista, menos viable económicamente que su contraparte “4 x T”. Es en esta sección que se puede demostrar aquella conclusión. Los costos y ratios que se presentan en el capítulo se encuentran basados en información del mercado local peruano al mes de junio del año 2015.

#### 4.1. Descripción económica de la estructura

La estimación de costos directos en la industria metalmeccánica de hoy en día se encuentra basada en rendimientos que dictan, utilizando criterios como el peso de la estructura y su área superficial como datos de entrada, la cantidad de que se necesita comprar (suministro), los consumibles y las horas hombres u horas máquina que se requieren para completar el trabajo (fabricación) y las horas hombre que se emplearán para el montaje y puesta en marcha. De estos tres pilares del costo directo de una estructura (Figura 4.1), para los análisis realizados en el presente trabajo de tesis sólo se tomarán en cuenta dos de ellos: el suministro y la fabricación.



**Figura 4.1.** Composición de los costos directos involucrados en la estimación económica aplicada a cualquier estructura metálica en la industria actual.

Para alcanzar el propósito del capítulo, se tuvo que sentar la base para el análisis que se iba a realizar. Como se mencionó en el párrafo anterior, para poder utilizar los ratios empíricos de la industria, antes que todo, se tuvo que hacer el desagregado de la cantidad de materia prima que se requería comprar, el peso total de la estructura y el área total de todos los elementos de la misma. Al conjunto de estas características, suficientes para estimar apropiadamente el costo se le llama, en el presente trabajo, descripción económica de la estructura.



#### 4.1.1. Metrado total de las alternativas

El principal dato de entrada para obtener el costo de suministro de cualquier estructura es su metrado. Este se define como el conjunto de materia prima que deben adquirirse en el mercado siderúrgico local para poder ejecutar la fabricación del diseño propuesto.

Ya que tanto para la alternativa “4 x L” como para la “4 x T” el sistema pivotante es el mismo, el metrado de este –y en consecuencia su costo– no se considera dentro de la lista, tal y como se aprecia en la Tabla 4.1. Esto se debe a que no afectará el fin comparativo del presente capítulo.

**Tabla 4.1.** Metrado comercial obtenido de las dos estructuras alternativas para el apilador radial.

Metrado total de las alternativas estructurales para el apilador radial							
Información de los elementos			Información comercial			En orden de compra	
Elemento estructural	Cantidad		Producto		Formato de venta	4 x L	4 x T
	4 x L	4 x T	4 x L	4 x T			
Base móvil	7 115 mm		Viga W 10 x 26		9 000 mm/viga	1,00 viga	
Soportes posteriores	13 516 mm	13 254 mm	Tubo 4" Sch. 80		6 000 mm/tubo	6,00 tubo	6,00 tubo
Soportes delanteros	18 463 mm	19 706 mm	Tubo 4" Sch. 80				
Pares y Tirantes	91 440 mm	97 536 mm	L 4x4x1/4	HSS 4x4x3/16	6 000 mm/perfil	16,00 angulo	17,00 tubo
Diagonales	48 986 mm	47 126 mm	L 2x2x1/8	HSS 1-1/4x1-1/4x1/8	6 000 mm/perfil	18,00 ángulo	21,00 tubo
Conectores	53 340 mm	72 898 mm					
Pares y Tirantes - Adaptador	1 524 mm	- -	HSS 4x4x3/16	-	6 000 mm/perfil	1,00 tubo	- -
Diagonales - Adaptador	1 149 mm	- -	HSS 1-1/4x1-1/4x1/8	-	6 000 mm/perfil	2,00 tubo	- -
Conectores - Adaptador	5 334 mm	- -			6 000 mm/perfil		-
Pasamanos	24 426 mm		Tubo 1-1/2" STD		6 000 mm/tubo	9,00 tubo	
Baranda intermedia	24 426 mm						
Soporte de pasarela	44 501 mm		Canal C 3 x 4.1		6 000 mm/viga	8,00 viga	
Columna	1 097 280 mm <sup>2</sup>		Plancha 1 200x38,1x3/8"		2 880 000 mm <sup>2</sup> /pl	1,00 pl	
Rodapie	2 477 414 mm <sup>2</sup>		Plancha 24 384x101,6x1/4"		2 880 000 mm <sup>2</sup> /pl	1,00 pl	

Se considera importante notar que se ha agregado una estructura tubular “Adaptador” en los últimos 5 pies (1.5 m) de la viga principal en la alternativa con viga de celosía “4 x L”, esto se debe a que, como se mencionó en el párrafo de la subsección 3.2.1, esta es necesaria para poder acoplarse al sistema de pivote estimado.

#### 4.1.2. Tipo de estructura metálica según el peso

No se puede comenzar un estimado monetario de cualquier diseño de carácter metálico sin antes conocer el peso total del acero que se utilizaría en la fabricación del mismo (Tabla 4.2). Se trata de información tan importante que el conjunto de rendimientos de material u horarios que se emplee serán definidos por la clasificación de la estructura

según su peso. Asimismo, necesitan de este mismo dato de entrada para obtener las cantidades totales; incluso, cuando se requieren estimaciones con menor precisión, se realizan aproximaciones de costos sólo basados en el peso del acero y sin considerar el metrado. En la práctica la clasificación de las fabricaciones metálicas se resume en tres o hasta cuatro categorías distintas según la preferencia de quien maneje el costo [47]:

- Ligera → < 5 kg/m
- Liviana → < 18 kg/m
- Mediana → < 30 kg/m
- Pesada → < 90 kg/m
- Extra pesada → > 90 kg/m

**Tabla 4.2.** Cálculo de los pesos lineales de acero e identificación de tipo de estructura para las alternativas de estructura.

Peso de las estructuras de acero					
Viga "4 x L"			Viga "4 x T"		
$W_{diag-L}$ (lb)	767,56	$W_{viga-4L}$ (lb/pie) 46,08 (kg/m) 68,57	$W_{diag-T}$ (lb)	811,02	$W_{viga-4T}$ (lb/pie) 47,74 (kg/m) 71,03
$W_{par-L}$ (lb)	2 105,60		$W_{par-T}$ (lb)	3 008,00	
$W_{cartelas-4L}$ (lb)	574,63				
$W_{adapt-4L}$ (lb)	238,69				
$W_{diag-L}$ (kg)	348,47		$W_{diag-T}$ (kg)	368,20	
$W_{par-L}$ (kg)	955,94		$W_{par-T}$ (kg)	1 365,63	
$W_{cartelas-4L}$ (kg)	260,88				
$W_{adapt-4L}$ (kg)	108,36				
$W_{pasarela-4L}$	(lb/pie) 20,52 (kg/m) 30,53		$W_{pasarela-4T}$	(lb/pie) 20,52 (kg/m) 30,53	
$W_{soportes-4L}$	(lb) 1 130,00 (kg) 513,02		$W_{soportes-4T}$	(lb) 1 130,00 (kg) 513,02	
$W_{base-4L}$	(lb) 606,92 (kg) 275,54		$W_{base-4T}$	(lb) 606,92 (kg) 275,54	
$W_{estructura-4L}$	(lb/pie) 88,31 (kg/m) 131,41		$W_{estructura-4T}$	(lb/pie) 89,97 (kg/m) 133,87	
<b>ESTRUCTURA EXTRA-PESADA</b>			<b>ESTRUCTURA EXTRA-PESADA</b>		

Como se observa en la Tabla 4.2, y como ya se había mencionado en el punto 3.2.1, la mayor diferencia entre las alternativas “4 x L” y “4 x T” es el añadido de cartelas, que según opinión experta del equipo de ingeniería de la empresa metal mecánica dedicada al diseño y fabricación estructuras metálicas Fabricantes y Constructores S.R.L, en casos como este puede llegar a ser el 20% del peso sumado de pares, tirantes y diagonales aproximadamente; por otra parte, a esta alternativa se encuentra, nuevamente, el añadido de una estructura de adaptación tubular ( $W_{adapt-4L}$ ) de 5 pies (1,5 m) para poder compatibilizar la viga compuesta de ángulos al sistema de pivote estimado. En materiales, entonces, el peso estructural de la alternativa con viga de celosía angular es bastante similar a la de tubos cuadrados, siendo las dos opciones, al final, de carácter extra-pesado.

#### 4.1.3. Área superficial

Para obtener las cantidades y costos de arenado y pintado (de protección y de acabado) en una estructura metálica es necesario tener el dato del área superficial de la misma, ya que los rendimientos pertinentes se rigen por esta medida. Se vio necesario, entonces obtener esta magnitud.

Dado que calcular este criterio resultaría en una gran cantidad de tiempo invertido en áreas complejas, las tablas de estimación propuestas por la constructora COSAPI SA establecen densidades de área que dependen del tipo de estructura metálica con la cual se está trabajando según su peso. Los ratios de estimación son los siguientes:

Ligera	→	50 m <sup>2</sup> /t
Liviana	→	40 m <sup>2</sup> /t
Mediana	→	30 m <sup>2</sup> /t
Pesada	→	25 m <sup>2</sup> /t
Extra pesada	→	15 m <sup>2</sup> /t

Con lo anterior, se calcularon las áreas superficiales para ambas alternativas, siendo estas de 48 m<sup>2</sup> para “4 x L” y 49 m<sup>2</sup> para “4 x T”.

## 4.2. Costos directos

Finalmente, con la descripción económica del diseño estructural definida y con los rendimientos debidamente seleccionados para las categorías de peso correspondientes –estructuras extra-pesadas– se cotizaron los materiales metrados y se estimaron las cantidades y costos de las alternativas para ser analizados y comparadas con debida objetividad. Todos los costos presentados se encuentran en dólares americanos (\$), al tipo de cambio en el Perú (S/. 3.00) e incluyen el impuesto respectivo IGV del 18%.

### 4.2.1. Costos de suministro

Los costos de suministro se basan en cotizaciones solicitadas al proveedor siderúrgico peruano ACEROS TRADI S.A. En la Tabla 4.3 se resume el estudio de precios unitarios que se aplicó y los resultados para cada alternativa estructural.

**Tabla 4.3.** Resumen del análisis de precios unitarios para el suministro del material para la fabricación de la estructura.

Análisis de costos de suministro									
Elemento estructural	Producto obtenido		Cantidades requeridas		P.U.		Subtotal (\$)		
	4 x L	4 x T	4 x L	4 x T	4 x L	4 x T	4 x L	4 x T	
Base móvil	Viga W 10 x 26		1,00 viga		\$334,70	\$334,70	\$334,70	\$334,70	
Soportes posteriores	Tubo 4" Sch. 80		6,00 tubo	6,00 tubo	\$74,80	\$74,80	\$448,80	\$448,80	
Soportes delanteros	Tubo 4" Sch. 80								
Pares y Tirantes - Viga	L 4x4x1/4	HSS 4x4x3/16	16,00 ángulo	17,00 tubo	\$47,21	\$67,74	\$755,36	\$1 151,58	
Diagonales - Viga	L 2x2x1/4	HSS 1-1/2x1-1/2x1/8	18,00 ángulo	21,00 tubo	\$21,46	\$18,15	\$386,28	\$381,15	
Conectores - Viga									
Cartelas - Viga	Plancha 1/4"	-	4,00 pl	-	\$54,21	-	\$216,84	-	
Pares y Tirantes - Adaptador	HSS 4x4x3/16	-	1,00 tubo	-	\$67,74	-	\$67,74	-	
Diagonales - Adaptador	HSS 1-1/2x1-1/2x1/8	-	2,00 tubo	-	\$18,15	-	\$36,30	-	
Conectores - Adaptador									
Pasamanos	Tubo 1-1/2" STD		9,00 tubo		\$18,36	\$18,36	\$165,24	\$165,24	
Baranda intermedia	Canal C 3 x 4.1		8,00 viga		\$47,26	\$47,26	\$378,08	\$378,08	
Soporte de pasarela	Plancha 300x300x3/8"		1,00 pl		\$621,88	\$621,88	\$621,88	\$621,88	
Columna	Platina 6"x1/4"x6000		1,00 pl		\$54,21	\$54,21	\$54,21	\$54,21	
Rodapie	Platina 6"x1/4"x6000		1,00 pl		\$54,21	\$54,21	\$54,21	\$54,21	
<b>Costo total de suministro:</b>							<b>\$3 465,43</b>	<b>\$3 535,64</b>	

### 4.2.2. Costos de fabricación

De manera similar al análisis de suministro, utilizando rendimientos y costos unitarios, se hizo el análisis de fabricación de la estructura. Como se observa en la Tabla 4.4, este cuenta con dos subdivisiones importantes en todo proceso producción en acero: los recursos materiales, representados por la cantidad de consumibles empleados; y los

recursos de mano de obra, representados por la cantidad de horas-hombre directas utilizadas para completar el trabajo.

**Tabla 4.4.** Resumen del análisis de precios unitarios para la fabricación de la estructura.

Análisis de costos de fabricación								
	Descripción	Costos unitarios	Rendimientos empíricos		Cantidades		Subtotales	
			4 x L	4 x T	4 x L	4 x T	4 x L	4 x T
Consumibles	Discos de esmeril	2,50 \$/und	1,00 und/t		3,20 und		\$8,01	\$8,01
	Pintura - Capa 1	55,65 \$/gl	0,04 gl/m <sup>2</sup>		1,79 gl		\$99,60	\$99,60
	Pintura - Capa 1	55,65 \$/gl	0,03 gl/m <sup>2</sup>		1,34 gl		\$74,70	\$74,70
	Electrodos MIG	1,61 \$/kg	17,25 kg/t	15,00 kg/t	55,27 kg	48,06 kg	\$88,99	\$77,38
	Oxígeno	2,00 \$/m <sup>3</sup>	9,20 m <sup>3</sup> /t	8,00 m <sup>3</sup> /t	29,48 m <sup>3</sup>	25,63 m <sup>3</sup>	\$58,96	\$51,27
Mano de obra	Fabricación	5,00 \$/hh	0,07 hh/kg	0,06 hh/kg	213,62 hh	181,36 hh	\$1 068,09	\$906,78
	Arenado	5,00 \$/hh	0,33 hh/m <sup>2</sup>		1,07 hh		\$5,34	\$5,34
	Pintura	5,00 \$/hh	0,36 hh/m <sup>2</sup>		1,17 hh		\$5,83	\$5,83
<b>Costo total de fabricación:</b>							<b>\$1 409,52</b>	<b>\$1 228,90</b>

#### 4.2.3. Costos totales

Finalmente, se pudo calcular el estimado del costo total de cada alternativa, resultando la de viga en celosía tubular “4 x T” la más conveniente económicamente por escasa diferencia relativa (\$110, aproximadamente), a pesar del menor costo de material y el menor peso de la otra opción. Esto se debe a que la información empírica en industria metalmeccánica revela que la cantidad de mano de obra requerida para fabricar vigas en celosía con perfiles angulares es, por lo menos, 25% mayor que para fabricar una tubular. Esto se debe a la cantidad de horas de operario de corte y de soldador que se emplearán para la misma, sin considerar las horas máquina empleadas por el pantógrafo; así también, la cantidad de consumibles para esta alternativa “4 x L” se vio afectada en un 15% más que la opción restante.

**Tabla 4.5.** Tabla comparativa de costos totales para ambas alternativas estructurales propuestas.

Comparativo de costos totales			
Estructura "4 x L"		Estructura "4 x T"	
C. Suministro	\$3 465,43	C. Suministro	\$3 535,64
C. Fabricación	\$1 409,52	C. Fabricación	\$1 228,90
<b>TOTAL</b>	<b>\$4 874,95</b>	<b>TOTAL</b>	<b>\$4 764,54</b>

## CONCLUSIONES

1. A lo largo de todo el proceso de diseño, se pudo notar una clara ventaja de resistencia, de estabilidad y hasta de adaptabilidad a otras formas constructivas que obtiene la estructura mediante el uso de los perfiles tubulares sobre los angulares o los canales. Fue así que se llegó a la conclusión de que en armaduras de esta índole para apiladores radiales, y para cualquier armadura en donde las cargas de compresión son las que predominan sobre la misma y la longitud de sus elementos es amplia, es mejor utilizar secciones tubulares. A pesar de que los estos pueden ser algo más pesados que sus equivalentes en otras secciones, todo ve compensado por sus altas inercias que contrarrestan los efectos negativos de una esbeltez elevada. Esto es consecuente con la tendencia de la construcción en acero actual para diseñar y fabricar estructuras tubulares en vez de angulares.
2. Por otra parte, debido a su bajo peso total en comparación con las estructuras de perfiles tubulares, se concluye también que los ángulos son las secciones más adecuadas para ser usadas en estructuras muy largas que no se encuentren sometidas a cargas grandes de compresión o cuyos elementos no posean, por su longitud, un elevado grado de esbeltez. Asimismo, es mejor utilizarlas cuando las uniones entre los elementos no son excesivas en cantidad ya que su fabricación tiene mayor dificultad; esto se vio reflejado en el costo total extra que se obtuvo al estimar en el análisis económico debido al suministro y fabricación de cartelas y lo que corroboró su descarte final en el presente trabajo.
3. Económicamente, tal y como se había anticipado entre el Capítulo 2 y 3, la mejor opción para la construcción de la estructura del apilador radial es la que cuenta con una viga en celosía de perfiles tubulares, cumpliéndose, también, lo estipulado por las conclusiones 1 y 2; sin embargo, cabe notar que esta diferencia no es excesiva (2.3%) y, al final, para apiladores radiales de este tipo, la decisión entre usar una opción de viga angular o una opción tubular queda a criterio del cliente o de quien realice el diseño.

4. Con el modelamiento aproximado que se hizo para el vuelco del apilador radial, se puede concluir que la estructura frontal de cualquier viga de celosía es superior al de una viga de canales. Esto se debe al área de incidencia del viento sobre la misma, el cual juega un papel importante a favor del vuelco. Si bien, para fines de sobreestimación, se tomó el área frontal de las vigas de celosía como si esta estuviesen tapadas, esto no funciona así en los casos prácticos y la fuerza del viento sería mucho menor que si se aplicara una viga de canales, sobre los cuales sí actúa el viento sobre el total de su altura. Esto fuera del hecho de que la viga de canales es más pesada y, en consecuencia, genera mayor fuerza debido a la inercia.
5. Durante el diseño de los brazos de soporte, mediante la búsqueda de una geometría adecuada, se eliminó la necesidad de diseñar un riel o un tensor que conecte la base desplazable con el punto de pivote. Con esto, se concluye que no es necesario elevar el costo de la estructura, y del equipo global, con la aplicación de alguno de estos elementos, a pesar de que se trata de una práctica común en apiladores observados en el estado de la tecnología. Esto se dio gracias a la falta de restricciones impuestas por condiciones de terreno o de trabajo.
6. Los brazos de soporte de los apiladores radiales con estructura tubular se optimizan mediante la preferencia en el uso de tubos cilíndricos al uso de tubos cuadrados. Es por esta razón que en el presente trabajo, entre el diseño y el plano, se cambió la selección de los brazos de soporte de tubo cuadrado HSS 4 x 4 x 3/8 a tubo circular de 4" Sch 80. Esto se debe al destaje excesivo que sufrirían los tubos cuadrados al momento de fabricar los brazos en la zona previa a la unión con la viga.

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. Para los componentes de la faja transportadora, dado que se trata de una estimación, es imperativo que quien realice la ingeniería de detalle calcule el tamaño adecuado del eje que soporta las poleas extremas y verifique la selección del motor con su tiempo de arranque, así como el efectos de las vibraciones del mismo sobre la viga. Es para compensar este último efecto que la estructura total se encuentra sobredimensionada.
2. Para la fabricación de la estructura de soporte del apilador radial, las juntas soldadas se realizarán con método MIG y se podrán calcular siguiendo los lineamientos del código de soldadura estructural AWS D1.1 o con DIN 4100, los cuales especifican los tamaños mínimos del cordón en filete y tope en función de los espesores de los elementos a ser unidos así como los requisitos de resistencia de los mismos.
3. Para la base desplazable, a pesar de que se eligió un perfil tubular rectangular de  $9 \times 5 \times 3/8$ , como se observa en el Capítulo 3, Tabla 3.4, se recomienda un cambio a una viga fabricada de alma llena  $W 10 \times 26$ , ya que con esta se puede alcanzar una construcción más cercana a las idealizaciones propuestas en modelamiento para el diseño de los brazos de soporte.
4. Es necesario que quien realice el diseño del sistema de accionamiento para el desplazamiento de la base se cifa a los lineamientos establecidos por la norma ISO 5049-1, la cual observa que estos equipos deben tener una aceleración y frenado máximos de  $0,2 \text{ m/s}^2$ .
5. Se utilizó el peso total sobreestimado del equipo (9 974,92 t) para aproximar la aplicación de cuatro ruedas Michelin XCA de 0,85 m de diámetro, infladas con 75 psi e instaladas en la base desplazable. Se recomienda que quien realice el diseño del sistema motriz del equipo se base en esta estimación; de no poder adaptarse a sus necesidades o a la forma constructiva de la estructura puede cambiarse este parámetro siempre y cuando se respeten las alturas ya establecidas y la aceleración en el diseño de la estructura.



6. El sistema motor que se elija deberá ser lo suficientemente robusto como para trabajar en condiciones expuestas al clima, a polvo excesivo y a arranques continuos.
7. Se escogieron tornillos de un mayor tamaño (M12) a lo encontrado en la Tabla 3.7 del Capítulo 3 debido a que estos no han sido evaluados por resistencia cuando se dé el ajuste de los mismos durante el montaje. Esto es para ofrecer un mayor grado de seguridad general, pero deberá ser verificado por quien realice la ingeniería de detalle del equipo.



## BIBLIOGRAFÍA

- MEZA, Henry. Comportamiento de la Economía Peruana en el Segundo Trimestre de 2013. Lima: INEI, 2013, [0] pp. 1-23.
- AMQS. “Radial Stacker Conveyors”. En: All Mine & Quarry Supplies, 2015. [1] (<http://www.amqs.com.au/d383-106/radial-stacker-conveyors>) (Consulta: 27 de julio de 2015)
- LINK-BELT. Materials Handling and Processing Equipment Catalog 1000. Chicago: Link-Belt Company, 1963, [2] pp. 127, [11] pp. 176, [14] pp. 517, [16] pp. 325, [17] pp. 161
- JOYAL. “Transportador de correia”. En: Quarry-Crusher, 2015. [3] (<http://www.quarry-crusher.com/pt/product/Belt-Conveyor.html>) (Consulta: 27 de julio de 2015)
- ALEXANDER, Mark, Sidney MINDESS. Aggregates in concrete. New York: Taylor & Francis Group, 2005, [4] pp. 2-5
- WU, Aixiang, Yezhi SUN. Granular Dynamic Theory and Its Applications. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2002, [5] pp. 15
- MECHANICAL ENGINEERING. “Belt Conveyor Basics”. En: WordPress & Dynamic News, 2011. [6] (<http://www.mechanicalengineeringblog.com/tag/belt-conveyor-basics>) (Consulta: 27 de julio de 2015)
- CEMA. Belt Conveyors for Bulk Materials. Florida: Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2002, [7] pp. 20, [8] pp. 55, [9] pp. 65, [10] pp. 66, [13] pp. 276, [14] pp. 179
- COTAQUISPE, Luis. Diseño de Equipos de Transporte y Almacenamiento: Apuntes acerca de faja transportadora. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2014, [10] pp. 5, [12] pp. 3

- GOODYEAR. Pylon®. Estados Unidos: Goodyear Industrial Equipment, 2014, [11] pp. 2
- RENOLD. Método de selección de transmisión por cadena. España, 2012, [18] pp. 97
- THOMAS, Clyde. The Design of a Radial Stacker. Utah: Brigham Young University, 1982, [19] pp. 1, [22] pp. 5, [37] pp. 52
- SUPERIOR INDUSTRIES. “Radial stackers vs. mast stackers: a stronger side of material handling”. En: Aggregates Manager, abril 2015, [20] (<http://www.aggman.com/radial-stackers-vs-mast-stackers-a-stronger-side-of-material-handling/>) (Consulta: 27 de julio de 2015)
- HIBBELER, R.C. Análisis Estructural. New Jersey: Prentice Hall, 2010, [21] pp. 9, [24] pp. 12-25, [27] pp. 398, [30] pp. 305 , [32] pp. 84, [34] pp. 87
- EEMUA. Factory Stairways, Ladders and Handrails. Londres: Engineering Equipment and Materials User’ Association, [23] pp. 29
- McCORMAC, Jack. Diseño Estructural en Acero. New Jersey: Prentice Hall, 2002, [25] pp. 23-54, [29] pp. 292
- ISO 5049-1. Mobile Equipment for Continuous Handling of Bulk Materiales Part 1: Rules for the Design of Steel Structure. Estados Unidos: International Organization for Standarization, 2004, [26] pp. 4, [41] pp. 46
- RODRÍGUEZ, Jorge. Resistencia de Materiales 2. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010, [28] pp. 14, [35] pp. 6-4, [36] pp. 15-22
- NONNAST, Robert. El Proyectista de Estructuras Metálicas. Madrid: Paraninfo, 1993, [31] pp. 71, [33] pp. 72, [42] pp. 73, [43] pp. 275

- BLODGETT, Omer. Design of Welded Structures. Ohio: The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, 1991, [38] pp. 2.10-3.
- ICBO. Uniform Building Code 97. Estados Unidos: International Council of Building Officials, 1997, [39] pp. 2.126
- PRODUCERS SUPPLY COMPANY. “PSC Used Machinery Catalog”. En: PSC, agosto 2008, [40] (<http://producerssupplycompany.com/fixed-height-radial-stacker>) (Consulta: 27 de julio de 2015)
- YORK. Acopladores de Quinta Rueda Patentados. Miami: JOST International, 2015, [44] pp. 2
- JOST. “Quinta-roda JSK 37C”. En: JOST Brasil, agosto 2008, [45] (<http://www.implementos.com.pe/informacion-tecnica/2012-11-14-08-32-44/quinta-rueda-jost.html>) (Consulta: 27 de julio de 2015)
- PAULSEN, Kurt. Elementos de máquinas: Uniones atornilladas. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2011, [46] pp. 27
- PAGE, John. Estimator's General Construction Man-Hour Manuall. Gulf Professional Publishing: Houston, 1999, [47] pp. 160