

**UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**“DISEÑO DE UNA CARROCERIA BITREN CON SISTEMA DE VOLTEO LATERAL PARA INCREMENTAR LA CARGA ÚTIL DE ACARREO DE MENAS DE COBRE A 77TN, EN LA EMPRESA MINERA CONDESTABLE S.A.A”**

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL**

Para optar el Título Profesional de

**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**PRESENTADO POR EL BACHILLER**

LLAMOCCA LEON, HUGO SERGIO

**ASESOR**

DÁVILA IGNACIO, CARLOS VIDAL

**Villa El Salvador**

**2020**

## **DEDICATORIA**

A Dios por guiarme y protegerme día a día. A mis padres Felicitas León Soca y Sergio Llamocca Gutiérrez que gracias a su apoyo incondicional e logrado desarrollarme y culminar con éxito mis estudios profesionales

## **AGRADECIMIENTO**

A todos mis profesores de la Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur que siempre estuvieron en cada etapa de mi formación académica, gracias a ellos aprendí que el estudio, la responsabilidad y la constancia te hacen una mejor persona.

## ÍNDICE

DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
LISTA DE FIGURAS .....	vi
LISTA DE TABLAS.....	vii
RESUMEN .....	viii
INTRODUCCIÓN .....	1
OBJETIVOS.....	3
a. Objetivo General.....	3
b. Objetivos Específicos.....	3
CAPITULO I .....	4
MARCO TEÓRICO.....	4
1.1 Bases Teóricas.....	4
1.2 Definición de Términos Básicos .....	22
CAPITULO II .....	25
METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL .....	25
<b>2.1 Delimitación temporal y espacial del trabajo.....</b>	<b>25</b>
<b>2.2 Determinación y análisis del problema .....</b>	<b>25</b>
<b>2.3 Modelo de solución Propuesto .....</b>	<b>26</b>
<b>2.4 Resultados.....</b>	<b>53</b>
CONCLUSIONES.....	59
RECOMENDACIONES .....	60
BIBLIOGRAFÍA .....	61
ANEXOS .....	63
Anexo 01: Ficha técnica de acero HARDOX 500.....	64
Anexo 02: Ficha técnica de acero ASTM 572 .....	65

Anexo 03: Plano de estructura de la Viga .....	66
Anexo 04: Plano de estructura de la Tolva .....	67
Anexo 05: Presupuesto de la fabricación de la carrocería Bitren.....	68
Anexo 06: Fotos del proceso de fabricación de la carrocería Bitren .....	69
Anexo 07: Ficha técnica de neumáticos 12R20 .....	70
Anexo 08: Ficha técnica de Ejes de 16TN de capacidad .....	71
Anexo 09: Ficha técnica de Suspensión Mecánica de 16TN capacidad .....	72

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Beneficios del Bitren en comparación a la del camión tradicional.....	11
Figura 2: Ventajas del transporte Briten .....	11
Figura 3: Bitren de 75 toneladas .....	12
Figura 4: Carrocería bitren con sistema de volteo lateral .....	26
Figura 5: Mecanismo y geometría principal para el volteo lateral.....	28
Figura 6: Diagrama de la fuerza de empuje en pared de tolva.....	30
Figura 7: Diagrama de momento flector .....	31
Figura 8: Diagrama de presión .....	37
Figura 9: Peso de Tolva remolque y Volquete.....	38
Figura 10: Diagrama de cuerpo libre en viga.....	40
Figura 11: Diagrama de momento flector y fuerza cortante máxima .....	41
Figura 12: Sesión de viga seleccionada en los tramos A y B .....	42
Figura 13: Peso de Viga en tolva remolque.....	43
Figura 14: Posición inicial y final de la tolva .....	45
Figura 15: Distribución de pesos en tren posterior y frontal .....	46
Figura 16: Cargas actuantes sobre la tolva remolque .....	48
Figura 17: Peso adicional en tren frontal .....	49
Figura 18: Propiedades de alambre tubular .....	52
Figura 19: Dimensiones Camión 8x4 .....	54
Figura 20: Angulo de estabilidad .....	55
Figura 21: Rendimiento del año 2017-2019 .....	56
Figura 22: Diseño de la carrocería Bitren .....	57
Figura 23: Mejora del rendimiento por el incremento de la carga útil .....	58

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Comparación de la capacidad de carga de un camión con la de un Bitren .....	12
Tabla 2: Factor de seguridad para el diseño .....	13
Tabla 3: Criterios de esfuerzo de diseño para la determinación de la fuerza cortante .....	16
Tabla 4: Estimaciones para la resistencia ultima a cortante.....	16
Tabla 5: Categoría de los vehículos.....	19
Tabla 6: Tolerancia del pesaje dinámico .....	20
Tabla 7: Ejes retractiles .....	20
Tabla 8: Ancho máximo.....	21
Tabla 9: Altura máxima.....	21
Tabla 10: Longitudes máximas.....	22
Tabla 11: Voladizo posterior categoría M.....	22
Tabla 12: Voladizo posterior categoría N .....	22
Tabla 13: Resumen de cargas actuantes en viga .....	39
Tabla 14: Cuadro resumen de pesos tren frontal y posterior de carga N1 .....	50
Tabla 15: Cuadro resumen de pesos tren frontal y posterior de carga N2 .....	50
Tabla 16: Resumen de cargas actuantes sobre el camión.....	53
Tabla 17: Resumen de cargas actuantes sobre el camión.....	54
Tabla 18: Aumento aproximado del rendimiento .....	58

## RESUMEN

El presente trabajo de suficiencia profesional tiene como objetivo diseñar una carrocería bitren con sistema de volteo lateral, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A. Para lo cual inicialmente se determinó la geometría para el mecanismo de volteo lateral de la tolva de la carrocería bitren, mediante simulaciones en el fuente propia , determinando una altura de diseño de 3300mm, un ancho máximo requerido de 2600mm, una sección transversal de la tolva de 3.92m<sup>2</sup> y un ángulo de inclinación para la descarga del material de 45°; seguidamente se determinó que se usarán neumáticos 12R20 con capacidad de 7.3TN, ejes de 77.5 pulgadas de trocha con capacidad de carga de 16 TN en cada eje y 3 suspensiones mecánicas de 16TN de capacidad con altura de montaje o manejo de 9.8” en cada eje; además la tolva de la carrocería bitren tendrá una longitud de 5.5 Mts, un espesor en la pared lateral lateral de la tolva de 8.0mm y un piso inferior de 10mm en acero HARDOX 500. Con el diseño se incrementa la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, y su implementación beneficiará en 51.94% anual el rendimiento en la empresa Minera Condestable S.A.A.

**Palabras Claves:** Carrocería; Bitren; Sistema de Volteo Lateral; Carga Útil

## INTRODUCCIÓN

Efrón (2013), señala de que en América Latina el sector minero genera crecimiento económico, de un país o región; sin embargo, en muchos casos raramente se escucha hablar de la importancia, en este sector de los equipos de transporte, o de la infraestructura de carga que se utiliza; por lo cual resalta la necesidad de estrategias de mejora en el proceso de transporte y en la capacidad de acarreo de los equipos de carga.

Barbero y Guerrero (2017), señalan que, en América Latina, la relación entre las unidades tractivas y las remolcadas es un indicador del uso eficiente de los equipos de transporte de carga, o dicho de otra forma es un indicador de lo que respecta al uso óptimo de la flota.

Dentro de los equipos de transporte de carga más utilizados, según Ochoa y Lizaldes (2013), señalan al camión volquete o basculante, como el más utilizado, para el transporte de material excavado y agregados, en las minas; resaltan que está constituido de un sistema hidráulico y mecánico, para volcar la carga que transporta en una caja que reposa sobre el chasis del vehículo.

Así también, Acevedo (2015), resalta que existe una tendencia en muchas empresas mineras a la utilización del bitren, como vehículo de carga, resaltando su mayor capacidad de acarreo en comparación a los equipos de carga tradicional como son los volquetes. Además, precisa que existen resultados de investigaciones realizadas en América Latina respecto a la seguridad, en la cual señalan que transportando el 48% de las toneladas por kilómetro, los bitrenes estuvieron involucrados en sólo 28% de los accidentes, mientras que el volquete transportando 36% de la carga por kilómetro, representa el 60% de los accidentes.

Respecto a los equipos de carga bitren, Constamagna (2018), lo define como una formación de un camión con al menos dos remolques que se articulan entre sí mediante un sistema de enganche tipo B, conocido también como quinta rueda, el

cual permite transportar una mayor carga; y al tener mayor número de ejes permite lograr una presión en la ruta menor que el transporte convencional.

Arce et al. (2017), señala que la fabricación de carrocerías metálicas se encuentra posicionada en el sector manufacturero, sector que es un importante inyector al producto bruto interno de la economía del Perú. En este contexto el ámbito de la industria de carrocerías metálicas representa un aporte significativo en tributos, generación de empleo y desarrollo de la sociedad.

En esa misma línea de idea, Gonzales et al. (2018), señala que, en los últimos períodos, el sector manufactura peruano ha presentado un retroceso, lo cual ha generado índices productivos muy por debajo de lo esperado; asimismo, los niveles actuales de competitividad de tal sector reflejan la existencia de un escaso compromiso por parte de las empresas que lo conforman para salir de tal situación. Estos acontecimientos impactan también en el subsector metal mecánico y en la industria de carrocerías metálicas, por lo que mejorar los lineamientos para afrontar tal coyuntura se convierte en una necesidad prioritaria nacional.

Un caso en particular, es el escenario que presenta, la Compañía Minera Condestable S.A.A; que tal como lo señala Baldeón (2011), es una empresa dedicada al procesamiento y comercialización de concentrados de cobre, el cual es obtenido mediante la explotación de sus yacimientos; el cual carece de bitrenes con sistema de volteo lateral con capacidad útil de 77TN; con el propósito de aumentar su capacidad de acarreo de menas de cobre, actualmente siendo de 36TN.

Bajo este contexto es que la Compañía Minera Condestable S.A.A; solicitó a la empresa RTB SATECI S.A.C, la fabricación de una flota de carrocerías Bitren con sistema de volteo lateral de capacidad de carga útil de 77 TN.

Y con la finalidad de atender tal requerimiento, es que la Empresa RTB SATECI S.A.C, procedió al diseño de tal carrocería; motivo por el cual en este trabajo de suficiencia profesional describo el procedimiento que realice como parte de mi aporte al proyecto.

## OBJETIVOS

### a. **Objetivo General**

Diseñar una carrocería bitren con sistema de volteo lateral, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A.

### b. **Objetivos Específicos**

- Determinar la geometría para el mecanismo de volteo lateral de la tolva de la carrocería bitren, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A.
- Calcular el dimensionamiento de los componentes del remolque de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A.
- Calcular el dimensionamiento de la tolva de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A.

# CAPITULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Bases Teóricas

#### 1.1.1 Estado del Arte

Rodríguez (2019), realizó la investigación titulada “Diseño de un semirremolque plataforma tridem en acero de alta resistencia empleando herramientas computacionales, para optimizar la capacidad de carga en la empresa FAMECA S.A.C.”, en la Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo. La investigación establece como objetivo: Obtener el diseño de un semirremolque plataforma TRIDEM de mayor capacidad de carga útil, con acero de alta resistencia y con un menor peso; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se realizó el diseño de un semirremolque plataforma TRIDEM, logrando incrementar la capacidad de la carga útil en un 2.5% equivalente a 38,000 kg, y reduciendo en un 13% su peso neto; asimismo, el semirremolque plataforma STX está diseñado para soportar el transporte de más de 6 veces de su peso (6 TN).

Vargas (2018), realizó la investigación titulada “Mejora del diseño de un semirremolque volquete encapsulado para incrementar la carga útil en el transporte de mineral a granel”, en la Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo. La investigación establece como objetivo: Mejorar el diseño de un semirremolque volquete encapsulado para incrementar la carga útil en el transporte de mineral a granel; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se mejoró el diseño de un semirremolque volquete encapsulado, incrementando de esta manera la carga útil, de 35, 300 kg a 36,551 kg, en el transporte de mineral a granel; el rediseño redujo el peso de los componentes en un 30.63%, a través del uso de chapas de alta resistencia Strenx 700 MC, en el chasis principal. Asimismo, mediante el cálculo de elementos finitos, y su simulación en el solidworks, se observa la mejora de la estructura por medio del

aumento del factor de seguridad de 2.543 a 4.103 en la viga principal y de 3.387 a 4.047 en el casco.

Díaz (2017), realizó la investigación titulada “Diseño de tolva ligera para camiones 785 B/C y su impacto en la productividad en una Empresa Minera”, en la Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo. La investigación establece como objetivo: Diseñar una tolva ligera, para camiones 785B/C de acarreo de mineral para una empresa minera; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se realizó el diseño de una tolva ligera, resistente y económica para camiones 785B/C, logrando incrementar la capacidad de la carga en un 14.11 Tn/ciclo adicional; además la mejora del diseño da como resultado el ahorro del costo de operación y de mantenimiento, lo que conlleva al aumento de la productividad.

Ledesma (2016), realizó la investigación titulada “Diseño estructural de semirremolques volquetes tridem para optimizar la capacidad de carga útil en RMB Sateci”, en la Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo. La investigación establece como objetivo: Diseñar estructuralmente semirremolques volquetes tridem livianos y resistentes capaces de optimizar su capacidad de carga útil sin sobrepasar el peso bruto máximo vehicular establecido en el decreto supremo N°058-2003-MTC; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se realizó el diseño de un semirremolque volquete liviano y resistente, con el cual se optimizó la capacidad de carga en un 10% del peso bruto vehicular; además se disminuyó la incertidumbre del diseño en el dimensionamiento de los materiales.

Gambo y Puma (2016), realizó la investigación titulada “Optimización del diseño y producción de un semirremolque plataforma de 36 TN de capacidad de 03 ejes suspensión neumática y Neumáticos extraanchas”, en la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, Cusco. La investigación establece como objetivo: Incrementar la producción con el diseño óptimo de un semirremolque plataforma

de 36 TN de capacidad de 03 ejes suspensión neumática y Neumáticos extraancha; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se realizó el diseño óptimo de un semirremolque plataforma de 36 TN, logrando aumentar la capacidad de la carga en 964 kg aproximadamente, ello se logró por medio de la reducción del peso neto de la estructura planteada, en el cual se disminuyó los espesores de las chapas de las vigas principales y se modificó el perfil lateral (riel lateral) con un canal laminado, todo esto se llegó a realizar sin la necesidad de poner en riesgo la resistencia estructural de la unidad.

Ochoa y Lizaldes (2016), realizó la investigación titulada “Rediseño de los sistemas de volteo instalados en los volquetes del gobierno provincial Autónomo de El Oro”, en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador. La investigación establece como objetivo: Rediseñar los sistemas de volteo instalados en los volquetes del gobierno provincial Autónomo de El Oro; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se logró rediseñar los sistemas de volteo instalados en los volquetes, cumpliendo con las normativas ecuatorianas en relación a los pesos y dimensiones máximas permitidas; además el rediseño permite eliminar las falencias del sistema actual, asegurando una mayor resistencia a la torsión anti-vuelco, y una fácil operación y mantenimiento.

Guzmán (2016), realizó la investigación titulada “Diseño de Semirremolque”, en la Universidad de Jaén, España. La investigación establece como objetivo: Diseñar un semirremolque caja cerrada de tres ejes, para su acoplamiento a una unidad tractora; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se logró diseñar un semirremolque mediante cálculos analíticos de forma estática, que cumplen con las solicitaciones de carga máxima a las que están sometidos; realizado el análisis económico se determina que su construcción es factible; además su funcionalidad es segura y confiable.

Sotomayor y Padilla (2016), realizo la investigación titulada “Diseño asistido por computadora de una plataforma cama baja de cuello desmontable con capacidad de 45 toneladas usando los programas SAP2000 y ANSYS”, en la Escuela Superior Politécnica del Litoral, Ecuador. La investigación establece como objetivo: Elaborar una plataforma tipo cama baja de cuello desmontable mediante el uso de programas computacionales de diseño; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se diseñó la plataforma tipo cama baja de cuello desmontable en donde su estructura y dimensiones cumplen con los requerimientos inicialmente establecidos, es así que mediante los cálculos y el análisis respectivo se puede concluir que el proyecto es viable.

Unger (2014), realizo la investigación titulada “Optimización del semirremolque para Metalúrgica Bonano S.A.”, en el Instituto Tecnológico de Buenos Aires, Argentina. La investigación establece como objetivo: Optimizar la estructura del semirremolque Bonano DA0032 e implementar el uso de acero de alta resistencia; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se optimizo el diseño del semirremolque Bonano DA0032, reduciendo el peso de la estructura en un 16% y aumentando así la carga útil; asimismo el valor de la rigidez torsional en el modelo computacional es 1,21 kNm/° y para la estructura real es 1,55 kNm/°, ante estos resultados se considera el modelo valido y su implementación viable.

Rodríguez (2010), realizo la investigación titulada “Diseño de un semirremolque de dos niveles, en la Escuela Superior Politécnica del Litoral, Ecuador. La investigación establece como objetivo: Diseñar un sistema de dos niveles par la trasportación de pallets acoplable a cabezas tractoras; Al desarrollar la investigación se llega a la siguiente conclusión: Se diseñó un semirremolque eficiente, acoplable a todo tipo de cabezal, siendo asistido por el fuente propia, mediante el cual se logró optimizar el diseño, concluyéndose que, de

construirse este modelo de semirremolque, debe considerarse que se ha depreciado las fallas de fabricación.

### **1.1.2 Marco Teórico General**

#### **A. Transporte de carga en la minería**

Según Zurita (2018) el transporte en la minería está relacionado a la cultura de seguridad, desarrollo sostenible y respeto por el medio ambiente. Desde el surgimiento de la minería en el Perú, el transporte ha sido una parte esencial para el desarrollo de este sector. Iniciándose por los balancines hasta llegar a modernos tractos remolcadores siempre con el objetivo de transportar, oportunamente, los materiales, insumos y los minerales terminados. Hoy en día, el transporte concierne un factor vital para asegurar la continuidad de las operaciones; puesto que, el abastecimiento constante de insumos, materiales y equipos impactan en forma directa a los procesos mineros, teniendo siempre en cuenta mantener altos estándares de seguridad y respeto por el medio ambiente (p.1).

Zurita (2018) señala que, debido a la naturaleza del sector minero, se demanda el empleo de todo tipo de materiales que van desde equipos y componentes (considerados carga sobredimensionada), insumos, materiales peligrosos (IQBF), carga general (repuestos y materiales) hasta servicios que incluyen el transporte al personal; para todo ello, se requiere de un transporte adecuado, seguro y eficiente (p.1).

Para Zurita (2018) el transporte de producto terminado, inicia, en la etapa de proyectos; puesto que, se transportan piezas y componentes para el armado de las plantas de procesamiento de mineral, tanques, espesadores, así como también, equipos de extracción (camiones de acarreo, palas, perforadoras, etc.), los cuales, debido a la zona geográfica de nuestro país, llegan desarmadas. Asimismo, el transporte de carga requiere una

evaluación detallada al momento de realizar un plan de traslado. Es decir que se inicie con una revisión de los tipos de unidad a requerir (que pueden ser, por ejemplo, camabajas especiales o modulares) en la hoja de ruta, indicando los principales riesgos ubicados en la zona trazada (p.1).

Según Ochoa y Lizaldes (2013) en la minería el transporte y carga forma parte del área de operaciones y a su vez supone uno de los retos más reveladores y principales, dada la accidentada geografía del territorio nacional. Ante ello se debe poseer un buen servicio y seguridad en el traslado de equipos, suministros y productos; en este caso minerales de cobre (p.34).

Dentro de los equipos de transporte de carga más utilizados, según Ochoa y Lizaldes (2013), señalan al camión volquete o basculante, como el más utilizado, para el transporte de material excavado y agregados, en las minas; resaltan que está constituido de un sistema hidráulico y mecánico, para volcar la carga que transporta en una caja que reposa sobre el chasis del vehículo (p.10).

Así también, Acevedo (2015), resalta que existe una tendencia en muchas empresas mineras a la utilización del bitren, como vehículo de carga, resaltando su mayor capacidad de acarreo en comparación a los equipos de carga tradicional como son los volquetes. Además, precisa que existen resultados de investigaciones realizadas en América Latina respecto a la seguridad, en la cual señalan que transportando el 48% de las toneladas por kilómetro, los bitrenes estuvieron involucrados en sólo 28% de los accidentes, mientras que el volquete transportando 36% de la carga por kilómetro, representa el 60% de los accidentes (p.21).

- **Vehículo de carga BITREN**

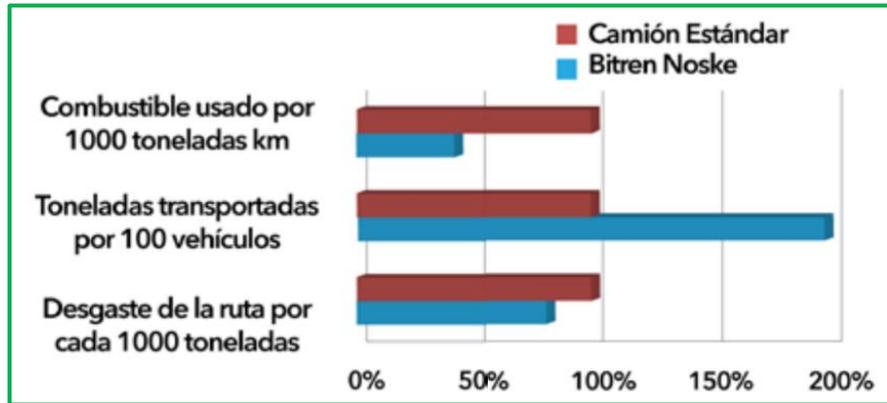
Para Nieves y Rogosz (2018), en comparación con un camión común con acoplado, los bitrenes admiten que la capacidad de carga nominal pase de 48 ton brutas a 60 tn, y el largo de las unidades se acrecienta hasta 23 metros con el agregado de 7 ejes. Así el mayor peso se reparte entre más ejes, por lo que, los kilos sobre cada uno de ellos se ven reducidos en un 20% respecto de las configuraciones normales (p.15).

Acevedo (2015) señala algunos beneficios que aportan el uso de transporte Bitren, como son la reducción de las emisiones de GEI (gases efecto invernadero), debido a que emplea menos combustible por tonelada transportada; asimismo, incrementan la vida útil de las carreteras y reduce su deterioro, lo que conlleva a generar menor necesidad de mantenimiento (p.29).

Según Acevedo (2015) una serie de estudios señalan que, por la mayor cantidad de ejes, los vehículos Bitren reducen el daño al asfalto en hasta un 57%, si comparados con el camión convencional de 5 ejes y 45 toneladas brutas (p.29).

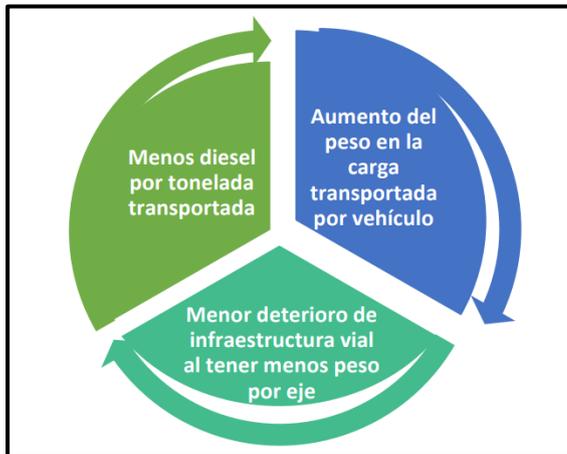
Como lo señala Nieves y Rogosz (2018), con lo descrito se logra un menor consumo de combustible por tonelada transportada. Además, este transporte de carga, poseen un menor costo operativo y un mayor nivel de seguridad, así como de tecnología, en comparación a la de un camión convencional, lo que genera como beneficio el generar un menor nivel de contaminación por kilo transportado (p.15).

En la siguiente figura se muestra los beneficios del Bitren en comparación a la del camión tradicional.



**Figura 1:** Beneficios del Bitren en comparación a la del camión tradicional  
Fuente: (Acevedo, 2015)

Según Nieves y Rogosz (2018) el bitren está formado por un camión con al menos 2 remolques que se articulan entre sí, a través de un sistema de enganche tipo B o “quinta rueda”. Este tipo de enganche evita el “efecto tijera” del segundo acoplado y colabora en el viraje del equipo. En la siguiente figura se muestra las ventajas del bitren que contribuyen a la competitividad del transporte (p.14).



**Figura 2:** Ventajas del transporte Briten  
Fuente: (Nieves & Rogosz, 2018)

Nieves y Rogosz (2018) señalan que este tipo de vehículos puede ser de 7 u 9 ejes y el largo total de 25 hasta 30,5 metros, con una capacidad máxima de transporte de 75 toneladas de peso bruto. En la siguiente tabla se muestra la capacidad de carga comparada a la de un camión (p.15).

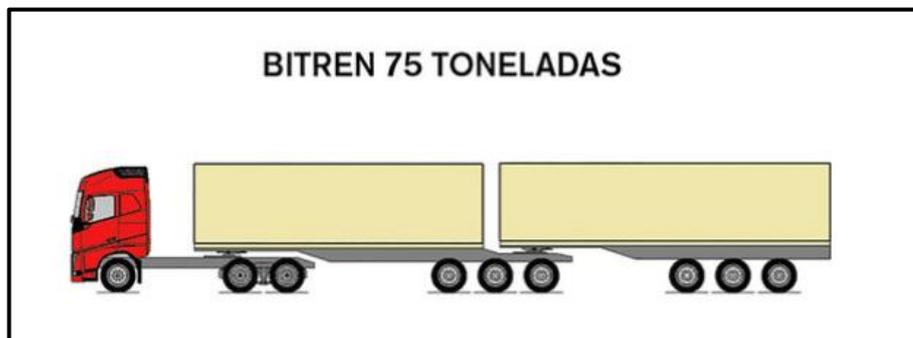
**Tabla 1:** Comparación de la capacidad de carga de un camión con la de un Bitren

	<b>Camión</b>	<b>Bitren</b>
Peso bruto máximo (toneladas)	45	75
Longitud total (metros)	20,5 – 22,4	25 - 30
Peso por eje (toneladas)	10,5	8,5
Peso neto máximo (toneladas)	27 - 29	54

Fuente: (Nieves & Rogosz, 2018)

Según Vargas (2017) con este sistema se aumentaría la eficiencia del costo por tonelada, evitando un mayor desgaste de las vías y reduciendo el consumo de combustible, y por ende minimizando la contaminación. El sistema permite duplicar el peso por viaje, lo que incrementa la eficiencia y disminuye el deterioro de las vías. Al emplear el transporte de carga Bitren, el costo del transporte, bajaría en un 30% aproximadamente (p.1).

Vargas (2017) señala que el bitren tiene una capacidad de carga de 75 toneladas de peso bruto (80% más que un vehículo convencional), con un peso neto cercano a 55 toneladas, con nueve ejes. En la siguiente figura se muestra el transporte Bitren de 75 toneladas (p.1).



**Figura 3:** Bitren de 75 toneladas

Fuente: (Volvo Trucks, 2018)

### 1.1.3 Marco Teórico Específico

#### A. Diseño de una carrocería Bitren

- **Cálculo del módulo de sección y selección de perfiles**

Para determinar el módulo de la sección y la selección de perfiles se empleará las siguientes formulas.

$$S = \frac{M}{\sigma d} \dots (1)$$

Donde:

S = Modulo de sección

M = Momento flector en la sección de interés

$\sigma d$  = Esfuerzo de diseño

$$S = \frac{I_{xx}}{c} \dots (2)$$

Donde:

S = Modulo de sección

$I_{xx}$  = Momento inercia eje x

c = Distancia eje centroidal de la viga a las fibras más externas

- **Factor de seguridad para el diseño de materiales dúctiles**

**Tabla 2:** Factor de seguridad para el diseño

Factor de seguridad	
N = 1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño
N = 2.0 a 2.5	Diseño de elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
N = 2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
N = 4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores

Fuente: (Mott, 2006)

- **Diseño de miembros bajo tensión o compresión directa**

La fórmula 3 indica que, para un miembro sometido a tensión o compresión axial directa, el esfuerzo es uniforme a través de toda el área si se satisfacen las cuatro condiciones. (Mott, 2000, p.83)

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots (3)$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo normal directo: tensión o compresión

F = directa

A = Área de la sección transversal de un miembro sometido a F

Según Mott (2000) para que la fórmula 3 sea válida deben satisfacerse las siguientes condiciones:

- El miembro con carga debe ser recto.
- El miembro con carga debe tener una sección transversal uniforme a lo largo en toda la longitud que se considera.
- El material del que está hecho el miembro debe ser homogéneo.
- La carga debe aplicarse a lo largo del eje centroidal del miembro de modo que no haya tendencia a que éste se flexione.

Mott (2000) señala que es importante observar que el concepto de esfuerzo se refiere a la resistencia interna opuesta por un área unitaria, es decir, un área infinitamente pequeña (p.83).

- **Esfuerzos normales de diseño**

Según Mott (2000) el esfuerzo de diseño es aquel nivel de esfuerzo que puede desarrollarse en un material, al tiempo que se asegura que el miembro que soporta la carga sea seguro. El factor de diseño N es el número entre el que se divide la resistencia registrada del material para obtener el esfuerzo de

diseño  $\sigma_d$ . Pueden utilizarse las siguientes ecuaciones para calcular el esfuerzo de diseño para un cierto valor de N: (p.82)

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \dots (4) \text{ Basado en la resistencia a la cedencia}$$

$$\sigma_d = \frac{S_u}{N} \dots (5) \text{ Basado en la resistencia última}$$

Como lo indica Mott (2000) normalmente el diseñador es quien determina, por medio de su criterio y experiencia, el valor del factor de diseño. En algunos casos, son los códigos, normas o políticas de la compañía los que especifican los factores de diseño o los esfuerzos de diseño que se utilizarán (p.84).

- **Diseño de esfuerzo cortante**

Según Mott (2000) cuando se someten miembros a esfuerzos cortantes, el diseño debe basarse en el diseño por esfuerzo cortante  $T_d$  (p.94).

$$t_d = \frac{S_{ys}}{N} \dots (6) \text{ Basado en la resistencia a la cedencia a cortante}$$

Mott (2000) señala que la resistencia a la cedencia a cortante,  $s_{ys}$  es el nivel de esfuerzo cortante al que el material presentaría el fenómeno de cedencia. Es decir, sufriría una significativa cantidad de deformación por cortante, con poco o ningún aumento en la carga tipo cortante aplicada

Para Mott (2000) si los valores de la resistencia a la cedencia a cortantes están disponibles, pueden utilizarse en las ecuaciones de esfuerzo de diseño. Pero, por desgracia, con frecuencia no se reportan estos valores y es necesario basarse en estimaciones. Para la resistencia a la cedencia a cortante, una estimación que con frecuencia se utiliza es: (p.94).

$s_{ys} = \frac{S_y}{2} = 0.5 S_y \dots (7)$  Con base en la resistencia a la cedencia a cortante

En la siguiente tabla se muestra los criterios de esfuerzo de diseño para la determinación de la fuerza cortante. (Mott, 2000, p.94)

**Tabla 3:** Criterios de esfuerzo de diseño para la determinación de la fuerza cortante

Forma de carga	Diseño por esfuerzo $t_d = s_{ys}/N = 0.5$	Materiales dúctiles $s_y/N = s_y/2N$
Estática	N=2	$t_d = s_y/4$
Repetida	N=4	$t_d = s_y/4$
Impacto	N=6	$t_d = s_y/4$

Fuente: (Mott R. , 2000)

En la siguiente tabla se muestra las estimaciones para la resistencia última a cortante. (Mott, 2000, p.95)

**Tabla 4:** Estimaciones para la resistencia ultima a cortante

Fórmula	Material
$S_{us} = 0.65 S_u$	Aleaciones de aluminio
$S_{us} = 0.82 S_u$	Acero
$S_{us} = 0.90 S_u$	Hierro maleable y aleaciones de cobre
$S_{us} = 1.3 S_u$	Hierro colado gris

Fuente: (Mott R. , 2000)

- **Diseño por esfuerzo de apoyo**

Según Mott (2000) el esfuerzo de apoyo es un fenómeno localizado que se crea cuando dos piezas de carga se ponen en contacto. La condición de esfuerzo en realidad es un esfuerzo

de compresión, pero debido a la naturaleza localizada del esfuerzo, se utilizan esfuerzos permisibles distintos (p.95).

Mott (2000) indica que, para el AISC, el esfuerzo de apoyo permisible en el acero en el caso de superficies planas, o en el caso del área proyectada de pernos en agujeros perforados, taladrados o escariados es (p.95):

$$\sigma_{bd} = 0.90 s_y \dots (8)$$

Asimismo, para determinar el esfuerzo de apoyo permisible, la norma AISC nos brinda el cálculo de la carga de apoyo permisible, a partir de la siguiente formula (p.95):

$$w_b = \frac{s_y - 13}{20} (0.66 dL) \dots (9)$$

Donde  $s_y$  se expresa en ksi,  $d$  y  $L$  en pulgadas, y  $W_b$  en kips.

- **Factores de concentración de esfuerzo**

Según Mott (2000), al definir el método para calcular el esfuerzo que causa la carga de tensión o compresión directa sobre un miembro, se puso énfasis en que el miembro debe tener una sección transversal uniforme para que la formula  $\sigma=F/A$  sea válida (p.103).

$$\sigma_1 = \frac{F}{A_1} = \frac{F}{\pi D^2/4} \dots (10)$$

Cuando el diámetro de la barra tiene el valor menor de  $d$ , el esfuerzo es: (Mott, 2000, p.103)

$$\sigma_2 = \frac{F}{A_2} = \frac{F}{\pi d/4} \dots (10)$$

Al agregar el factor de concentración de esfuerzo  $K_b$ , la formula queda de la siguiente manera: (Mott, 2000, p.103)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = k_1 \sigma_{nom} \dots (11)$$

En este caso, el esfuerzo nominal se basa en la sección menor, es decir: (Mott, 2000, p.104)

$$\sigma_{nom} = \sigma_2 = \frac{F}{A_2} = F/(\pi d^2/4) \dots (12)$$

Entonces el valor de K, representa el factor por el cual el esfuerzo real es mayor que el esfuerzo nominal calculado con la fórmula estándar. (Mott, 2000, p.104)

Según Mott (2000), las concentraciones de esfuerzo provocan más daños en el caso de cargas dinámicas tales como cargas repetidas, de impacto o choque. De hecho, las fallas por fatiga ocurren con mayor frecuencia cerca de los lugares donde se concentran los esfuerzos con pequeñas grietas locales que crecen con el tiempo hasta que la sección restante ya no puede soportar la carga. Bajo carga estática, el elevado esfuerzo cerca de la discontinuidad puede causar cedencia local que redistribuiría el esfuerzo a un valor promedio menor que la resistencia a la cedencia y, por consiguiente, la pieza seguiría siendo segura (p.104).

Entonces, el valor de  $k_1$  se calcula a partir de: (Mott, 2000, p.105)

$$k_1 = \sigma_{m\acute{a}x} / \sigma_{nom} \dots (13)$$

Para carga de tensión, se utiliza el área neta, el cual se calcula mediante la siguiente fórmula: (Mott, 2000, p.106)

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A_{NETA}} = F/(w - d)i \dots (14)$$

Donde

w = Ancho de la placa

i = Espesor

d = Diámetro de la perforación.

## B. Normas empleadas en el diseño

- **Categoría de los vehículos – MTC**

**Tabla 5:** Categoría de los vehículos

<b>Categoría</b>	<b>Carrocería</b>	<b>Definición</b>
N1 N2 N3	CHASIS CABINADO	Vehículo incompleto, con cabina incorporada, preparado para instalar una carrocería. Este tipo de vehículo no es registrable.
N1 N2 N3	REMOLCADOR	Vehículo diseñado exclusivamente para jalar semiremolques y soportar parte de la carga total que le trasmite éste a través de la quinta rueda. También llamado tracto camión, tracto remolcador o tractor de carretera para semiremolques.
N1 N2 N3	REMOLCADOR GRUA	Vehículo diseñado para jalar semiremolques y soportar parte de la carga total que le trasmite éste a través de la quinta rueda. También llamado tracto camión, tracto remolcador o tractor de carretera para semiremolques. Detrás de la cabina cuenta con una grúa mecánica para la carga y descarga de la mercancía del semiremolque
N1 N2 N3 O1 O2 O3 O4	PLATAFORMA	Vehículo con carrocería plana en uno o más niveles, sin barandas, para el transporte de mercancías en general. Puede tener elementos auxiliares para la fijación de la mercancía transportada.
N1 N2 N3 O1 O2 O3 O4	BARANDA	Vehículo destinado al transporte de mercancías con carrocería de madera o metal, sin techo, que forma una caja rectangular. Puede tener o no compuertas laterales y/o posteriores. Puede tener fondo plano o curvo. Incluye a las tolvas fijas con extensiones adicionales.
N1 N2 N3 O3 O4	VOLQUETE	Vehículo con carrocería abierta (tolva de volteo) para transporte de mercancías a granel, materiales de construcción, minerales o desechos. Tiene sistema de volteo para la descarga.

Fuente: (MTC, 2003)

- **Reglamento Nacional Vehicular: Anexo IV – Tolerancia del pesaje dinámico**

**Tabla 6:** Tolerancia del pesaje dinámico

<b>Eje (s)</b>	<b>Neumáticos</b>	<b>Tolerancia</b>
Simple	02	350 kg
Simple	04	550 kg
Doble	04	600 kg
Doble	06	800 kg
Doble	08	900 kg
Triple	06	800 kg
Triple	10	1150 kg
Triple	12	1250 kg

Fuente: (MTC, 2003)

La tolerancia para el peso bruto vehicular simple o combinado determinado en el pesaje dinámico será de 3%.

- **Reglamento Nacional Vehicular: Anexo IV – Ejes retractiles**

**Tabla 7:** Ejes retractiles

<b>Tipo de eje</b>	<b>Alternativa 1</b>	<b>Alternativa 2</b>	<b>Porcentaje mínimo del peso total del conjunto asumido por el eje retráctil</b>
Doble	4 neumáticos	8 neumáticos	40%
Doble	6 neumáticos		22%
Triple	6 neumáticos	12 neumáticos	30%
Triple	10 neumáticos		20%

Fuente: (MTC, 2003)

- **Reglamento Nacional Vehicular: Anexo IV – Suspensiones neumáticas y neumáticos extra anchos**

En los vehículos con suspensión neumática y/o neumáticos extra anchos se permitirá una bonificación adicional respecto de los pesos máximos por eje establecidos en el presente Reglamento. Las características técnicas de los neumáticos, la suspensión y los ejes serán proporcionados por el fabricante de los mismos y los requerimientos específicos para los permisos correspondientes serán regulados de acuerdo al procedimiento que para dicho efecto establezca el Ministerio.

- **Reglamento Nacional Vehicular: Anexo IV - Medidas vehiculares**

**Tabla 8:** Ancho máximo

<b>Ancho máximo</b>	
Ancho máximo (sin espejos para todo tipo de vehículo (incluida la mercancía o bienes transportados)	2,60m

Fuente: (MTC, 2003)

**Tabla 9:** Altura máxima

<b>Altura máxima</b>	
Vehículos de la categoría N en general	4,10 m
Vehículos de la categoría M con carrocería convencional	3,60 m
Vehículos de la categoría M con carrocería integral	4,30 m
Vehículos de la categoría O de compartimiento cerrado tipo semirremolque	4,30 m
Vehículos de la categoría O diseñados para el transporte de contenedores	4,30 m
Vehículos de la categoría O diseñados para el transporte de contenedores de gran volumen (High Cube)	4, 30 m

Fuente: (MTC, 2003)

A continuación, se muestra las longitudes máximas de los vehículos de categoría O entre parachoques:

**Tabla 10:** Longitudes máximas

<b>Longitudes Máximas</b>	
Remolque (no incluye punta de lanza)	10,00 m
Remolque balanceado (no incluye punta de lanza)	8,50 m
Semirremolque	14,68 m

Fuente: (MTC, 2003)

**Tabla 11:** Voladizo posterior categoría M

<b>Voladizo posterior categoría M</b>	
Con motor posterior	Hasta 60% de la distancia entre ejes
Con motor central	Hasta 65% de la distancia entre ejes
Con motor delantero	Hasta 70% de la distancia entre ejes

Fuente: (MTC, 2003)

**Tabla 12:** Voladizo posterior categoría N

<b>Voladizo posterior categoría N</b>	
Categoría N	Hasta 60% de la distancia entre ejes, no pudiendo exceder los 3,50 m

Fuente: (MTC, 2003)

## 1.2 Definición de Términos Básicos

- Bastidor: Estructura principal o chasis que soporta la carga a transportar y el peso del vehículo mismo. Se encuentra conectado a la parte trasera del tracto remolcador. Cuenta con vigas principales y vigas de amarre (Sotomayor & Padilla, 2016).
- Bitren: Es una unidad de transporte formado por una unidad tractora y por dos semirremolques con un quinto eje, por lo que puede transportar el 80

por ciento más de carga que un camión convencional permitiéndole ahorrar un 40 por ciento de combustible (Costamagna, 2018).

- Capacidad de carga (Carga útil): Carga máxima permitida por el presente Reglamento que puede transportar un vehículo sin que exceda el Peso Bruto Vehicular simple o combinado (MTC, 2003).
- Carrocería: Estructura que se instala sobre el chasis o estructura autoportante, para el transporte de personas y/o mercancías (MTC, 2003).
- Corona giratoria: Las coronas de orientación o giratorias son necesarias cuando en el interior de una máquina o de una aplicación, una parte estructural tiene que rotar con respecto a otra sobre un único eje, garantizando el vínculo entre las partes (Costamagna, 2018).
- Eje: Elemento que transfiere el movimiento de rotación a otro elemento circular girando conjuntamente con ésta (Sotomayor & Padilla, 2013).
- Enganche: Dispositivo mecánico de cierre automático que permite el acoplamiento de un remolque al vehículo que lo hala (MTC, 2003).
- King pin También conocido como perno maestro, es un elemento fijado al semirremolque y diseñado para ser enganchado por la quinta rueda. Soporta principalmente la fuerza para mover y frenar el vehículo proporcionada por la cabeza tractor (Vargas, 2018).
- Neumáticos: El neumático, también denominado cubierta, goma o llanta en América, es una pieza fabricada con un compuesto basado en el caucho que se coloca en la rueda de un vehículo para conferirle adherencia, estabilidad y confort (Gamboa & Puma, 2016).
- Punta de lanza: Encargadas de disminuir la deformación estructural en una colisión (Guzmán, 2016).
- Quinta Rueda: Elemento mecánico ubicado en la unidad tractora que se emplea para el acople del semirremolque (MTC, 2003).
- Remolque: Vehículo que, aunque no tiene motor, es diseñado y fabricado para ser arrastrado por otro vehículo que sí cuenta motor. En este caso, el vehículo motorizado no soporta algún peso del remolque (MTC, 2003).
- Semirremolque: Vehículo que puede tener más de un eje y que, al no contar con motor, se conecta a otro vehículo que sí es motorizado transmitiéndole

una porción de su peso. Se utiliza para el transporte de carga pesada (MTC, 2003).

- Sistema de frenos: Conjunto de piezas mecánicas del vehículo que produce la fuerza que se requiere para disminuir de manera continua su velocidad hasta mantenerlo completamente detenido (Sotomayor & Padilla, 2016).
- Sistema de suspensión: Conjunto de piezas mecánicas integradas que soportan el peso de la carga y absorbe la inestabilidad del camino protegiendo a la mercancía (Sotomayor & Padilla, 2016).
- Tornamesa: Elemento mecánico ubicado en la Unidad Tractora que se emplea para el acople del semi-remolque (Sotomayor & Padilla, 2016).
- Tracto remolcador: Vehículo diseñado y fabricado para arrastrar semirremolques. Además, puede soportar parte del peso total que es transmitido por el semirremolque (MTC, 2003).
- Tren delantero: El tren delantero es una palabra colectiva que incluye todos los elementos que se encuentran en la parte delantera del vehículo, tales como el sistema de suspensión, el sistema de frenos y el mecanismo de dirección (Vargas H. , 2018).
- Tren posterior: El tren trasero está constituido por el conjunto de órganos que soportan, guían y unen (entre sí y al bastidor) las ruedas traseras de un vehículo y que, eventualmente, transmiten el esfuerzo de propulsión (Vargas H. , 2018).

## **CAPITULO II**

### **METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL**

#### **2.1 Delimitación temporal y espacial del trabajo**

##### **2.1.1 Delimitación temporal**

El proyecto asociado al diseño de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la Compañía Minera Condestable S.A.A; el cual describo en este trabajo de suficiencia profesional, se llevó a cabo durante los meses de enero a marzo de 2020.

##### **2.1.2 Delimitación espacial**

El proyecto al cual hago mención en este trabajo de suficiencia profesional, se desarrolló en la Empresa RMB SATECI S.A.C, ubicada en la Av. Nicolás Ayllón 2570, El Agustino 15022. Así también es preciso señalar que este proyecto se realizó a pedido de la compañía Minera Condestable S.A.A, ubicado en el distrito de Mala 15608, provincia de cañete, departamento de Lima.

#### **2.2 Determinación y análisis del problema**

La Compañía Minera Condestable S.A.A, utilizaba para el acarreo y transporte de menas de cobre, 8 unidades de carga; cuya capacidad de cada unidad era de 36 TN. En base a esta capacidad de flota instalada en la compañía minera, el rendimiento que se registró durante los años 2017, 2018 y 2019, fueron de 84 Tm/hr, 81 Tm/hr y 77 Tm/hr, respectivamente; según reporte de la misma compañía minera. Apoyándome en este reporte, puedo deducir de manera concreta una disminución del rendimiento de 4% en relación a los años 2017-2018 y de 5% del año 2018-2019.

Otro aspecto que también se analizó es la disponibilidad de las unidades de acarreo y transporte; los datos que se tienen en relación a este indicador es de 97%, 98% y 98% en los años 2017, 2018 y 2019, respectivamente; según reporte de la misma compañía minera. Es evidente, entonces que el problema

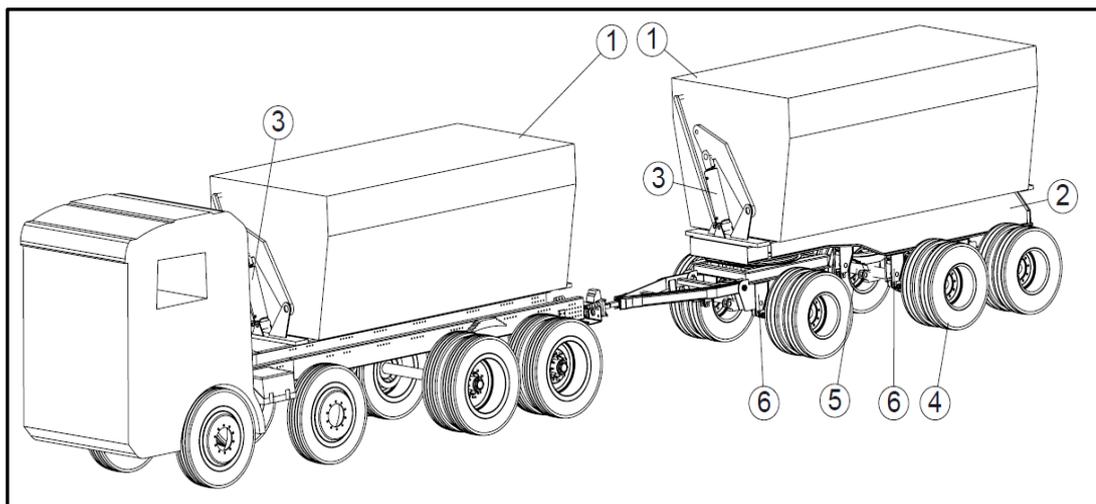
no está en la disponibilidad de las unidades de carga, esto debido a los valores relativamente altos que se registran en cuanto a la disponibilidad.

En un análisis sobre los reportes de mantenimiento, se evidenciaron que de todas las unidades de carga responden a un plan de mantenimiento preventivo, lo que aun respalda la afirmación realizada en el párrafo anterior, en el cual se indica que el problema no está en la disponibilidad de las unidades de acarreo y transporte; si no en la capacidad de cada unidad.

En ese sentido es que se sustenta el proyecto que a continuación procederé a describir, el cual está asociado al diseño de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, para incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la Compañía Minera Condestable S.A.A.

### 2.3 Modelo de solución Propuesto

Para atender necesidad de aumentar incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la Compañía Minera Condestable S.A.A. se realizó una serie de estudios y ensayos recopilados con los datos proporcionados por la minera, se plantea diseñar una carrocería bitren con sistema de volteo lateral, funcional y que mejore la carga útil actual.



**Figura 4:** Carrocería bitren con sistema de volteo lateral  
Fuente: Elaboración propia

Componentes principales:

- Ítem 1: Tolva principal para Remolque y Volquete.

- Ítem 2: Viga principal para remolque.
- Ítem 3: Actuadores hidráulicos para Remolque y Volquete.
- Ítem 4: Neumáticos para Remolque.
- Ítem 5: Ejes para Remolque.
- Ítem 6: Suspensión para Remolque

Los parámetros a tomar en cuenta en el diseño serán:

- Densidad del material a transportar 1800Kg/m<sup>3</sup> (mena de cobre).
- Carga útil total 77TN mineral mena cobre.
- Largo máximo de chutes de descarga 6.0Mts.
- Altura máxima permitido de mina socavón 3.3Mts.
- Ancho máximo permitido de mina socavón 2.6Mts.
- Angulo de inclinación para la descarga 45°.
- Capacidad máxima de ejes en camión 8x4 Scania 48TN, 22TN tren frontal y 36TN tren posterior (Dato suministrado por el proveedor del Chasis-SCANIA).
- Peso del camión 8x4 Scania 13TN (Dato suministrado por el proveedor del Chasis-SCANIA).

### **2.3.1 Diseño Mecánico**

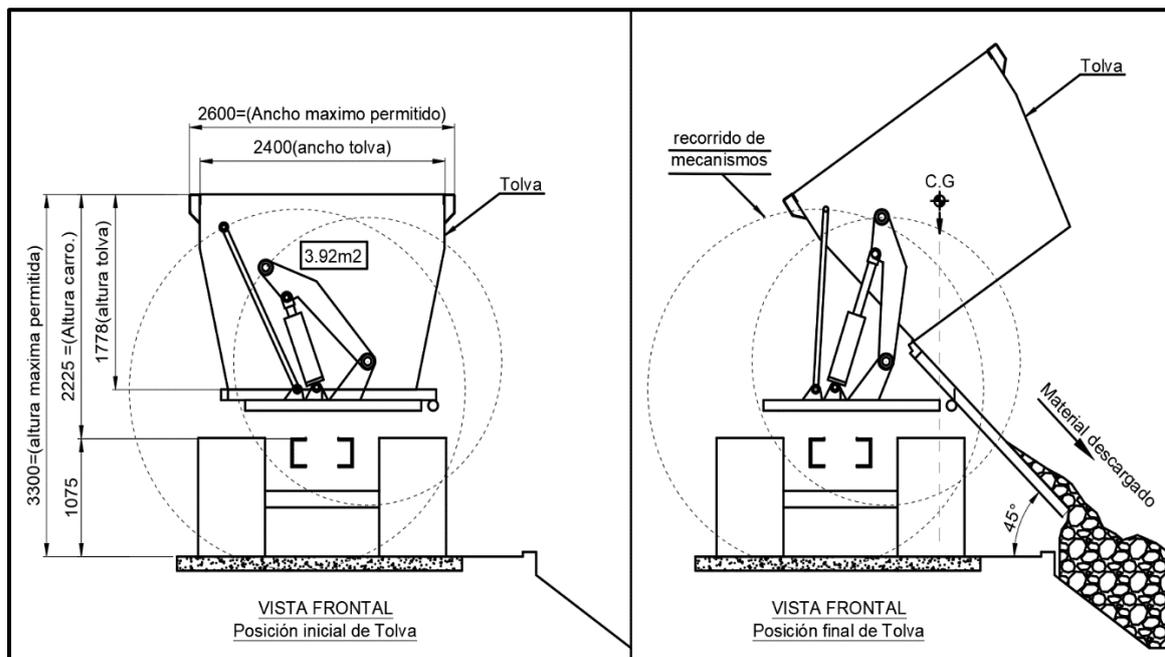
Para el cálculo y selección de los componentes para el diseño de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral se dividió en lo siguiente:

- Mecanismo y geometría básica para el volteo lateral de tolva
- Cálculo de estructura principal de la carrocería tolva remolque:
  - a) Cálculo de la tolva remolque y volquete: Según figura 4, Ítem 1
  - b) Cálculo de la viga remolque: Según figura 4, Ítem 2.
  - c) Cálculo para la selección de actuadores hidráulicos: Según figura 4, Ítem 3.
  - d) Cálculos para la selección de Neumáticos, Ejes y suspensión para remolque tolva, Según figura 4, Ítem 4, 5,6.
- Verificación de capacidades de eje de camión 8x4

- Cálculo de la estabilidad de la carrocería.
- Selección de soldadura y procesos de soldadura a utilizar.

### 2.3.2 Mecanismo y geometría básica para el volteo lateral de tolva

El sistema para el mecanismo fue determinado mediante simulaciones con el software AutoCAD, esto permitió determinar la geometría principal de la tolva respetando la altura de diseño de 3300mm, ancho máximo requerido de 2600mm, sección transversal de la tolva (3.92m<sup>2</sup>) y además simular el comportamiento para el basculamiento inicial y final de la tolva, también nos permitió definir el ángulo de inclinación para la descarga del material a 45° que es un parámetro de diseño requerido por la minera.



**Figura 5:** Mecanismo y geometría principal para el volteo lateral  
Fuente: Elaboración propia

### 2.3.3 Cálculo de estructura principal de la carrocería

Para el diseño de la estructura principal debemos de calcular y definir 9 componentes principales en la carrocería divididos en:

### 2.3.3.1 Cálculo de la tolva remolque y volquete

Tanto el Remolque y Volquete tendrán la misma tolva montada así que los cálculos que aremos servirán para las dos unidades.

Para la tolva principal del remolque y volquete según figura 4 el ítem, debemos de calcular los espesores principales de la tolva tanto en la pared lateral y piso, en función a la carga útil total de mineral de 77TN, procederemos a repartir la carga en dos, para repartir equitativamente entre 38.5Tn para la carrocería volquete y 38.5TN para la carrocería remolque.

$$Ct = Cr + Cv$$

$$Ct = 77TN \text{ (Capacidad util total de mineral)}$$

$$Cr = \text{Carga util de mineral en Remolque}$$

$$Cv = 38.5Tn \text{ (Carga util de mineral en Volquete)}$$

$$Cr = 77 - 38.5 = 38.5Tn$$

$$Cr = 38.5Tn$$

#### a. Cálculo de la longitud de la tolva para el remolque y volquete

Teniendo la carga útil que va a cargar el remolque, procederemos a calcular la longitud que debe tener la tolva en función a la densidad, sección transversal y carga útil del mineral en remolque

$$Cr = \rho * A * L$$

$$A = \text{Area de la seccion transversal}$$

$$\rho = \text{Densidad del material}$$

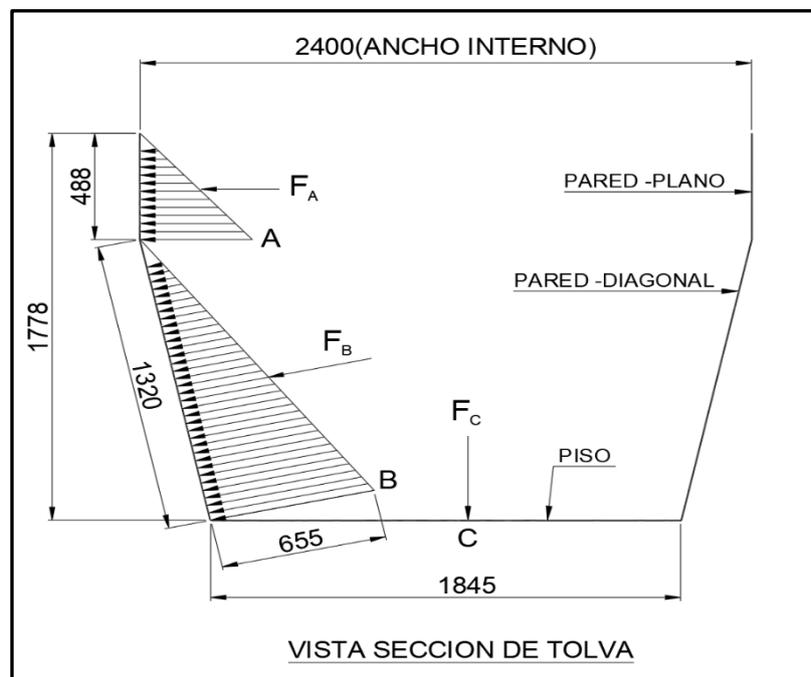
$$L = \text{Longitud de la tolva remolque}$$

$$L = \frac{38,5}{1.8 * 3.92} = 5.456 \approx 5.5Mts$$

La longitud de la tolva para el remolque y el volquete será de 5.5 metros.

### b. Cálculo del espesor del casco contra la fuerza de empuje

Teniendo la longitud de la tolva remolque 5.5mts procedemos a calcular la fuerza resultante en las paredes laterales parte plana, diagonal y piso inferior en los puntos A, B y C para proceder a calcular los espesores.



**Figura 6:** Diagrama de la fuerza de empuje en pared de tolva  
Fuente: Elaboración propia

#### b.1. Cálculo de espesores en la pared lateral plana

$$Pa = \rho * g * h$$

$$\rho = 1800 \frac{Kg}{m^3} \text{ Densidad del material}$$

$$h = 0.488 \text{ m Altura en el punto "A"}$$

$$L = 5.5 \text{ mts Largo del casco remolque}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Hallamos la presión y fuerzas equivalentes que existe en "A"

$$P_A = \rho * g * h = 1800 * 9.81 * 0.488$$

$$P_A = 8617 \text{ Pa}$$

Hallamos la fuerza resultante en "A"

$$F_A = \frac{h * P_A * L}{2} = \frac{0.488 * 8617 * 5.5}{2} = 11564 \text{ N}$$

Mediante el criterio de falla de la teoría de la máxima energía de distorsión TMED (Von Mises). Recordamos que para que no falle debe de cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{eq} < \sigma_f$$

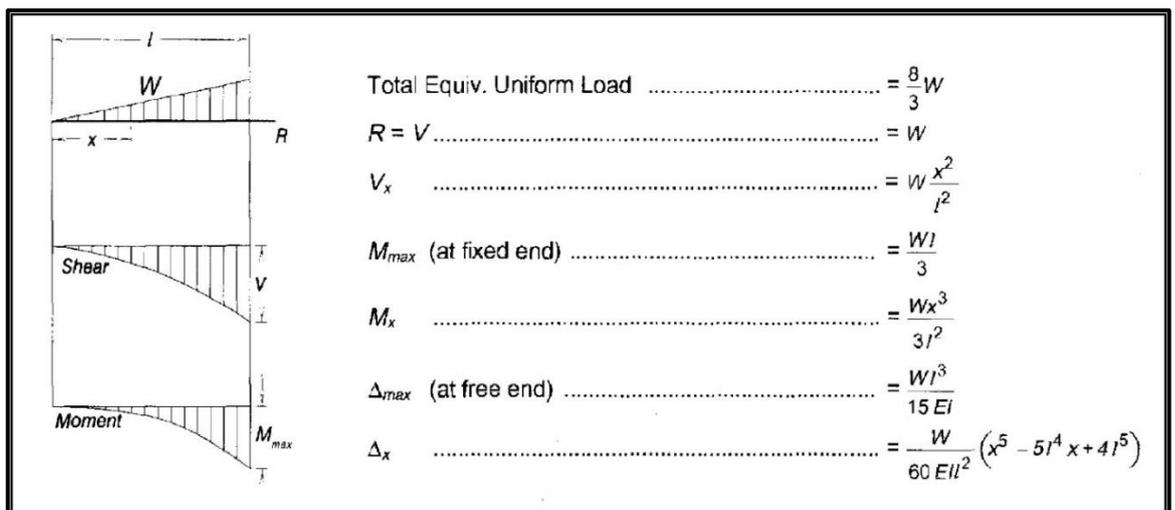
Donde:

$\sigma_f =$  Esfuerzo de fluencia del material propueto

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \text{ (Esfuerzo cortante maximo)}$$

$\sigma_x =$  Esfuerzo de normales

$\tau_{xy} =$  Esfuerzo cortante



**Figura 7:** Diagrama de momento flector

Fuente: AISC\_1990\_\_Manual\_of\_Steel\_Construction\_\_2nd\_Edition Determina el momento máximo de la figura N°4.17

Hallamos el momento flector máximo en la parte plana (Según figura 07)

$$M = \frac{W * l}{3} = \frac{Q * l}{3}$$

$$W = Q = \text{Fuerza vertical}$$

$$l = \text{Longitud}$$

$$M_{max} = \frac{11564 * 0.488}{3}$$

$$M_{max} = 1881 Nm$$

Hallamos el esfuerzo normal máximo

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I}$$

Donde:

$$M_{max} = \text{Momento maximo}$$

$$c = \frac{e}{2} \text{ (Punto mas alejado del centro de gravedad)}$$

$$I = \frac{5.5 * e^2}{12} \text{ (Momento de inercia)}$$

$$\sigma_{max} = \frac{1881 * \frac{e}{2}}{\frac{5.5 * e^2}{12}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2052}{e^2}$$

Hallamos el esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{xy} = \frac{Fr}{A}$$

$$Fr = 11564 N \text{ Fuerza resultante}$$

$$A = \text{Area}$$

$$\tau_{xy} = \frac{11564}{5.5 * e}$$

$$\tau_{xy} = \frac{2102.5}{e}$$

Sustituyendo los valores de esfuerzo cortante máximo y esfuerzo normal máximo en la ecuación de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{2052}{e^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{2102.5}{e}\right)^2}$$

El acero que usaremos será el acero HARDOX 500 según sus propiedades mecánicas para cargas de impacto, según ficha técnica su esfuerzo de fluencia de  $\sigma_f = 1400 MPa$  y además escogemos usar un factor de seguridad 1.5 (ver tabla 3) se escogió este valor por la experiencia que se tiene en la fabricación de este tipo de estructuras y además este factor de seguridad cumplen con el requerimiento de carga según lo recomendado por Robert L. Mott Factores de seguridad para el diseño nos indica que el factor de seguridad para el diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño es de 1.25 a 2. (Ver Anexo 01: Ficha técnica acero HARDOX 500)

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}}$$

De donde

$\sigma_f =$  Esfuerzo de fluencia

$\sigma_{eq} =$  Esfuerzo de Diseño

$FS =$  Factor de seguridad = 1.5

$$1.5 = \frac{1400}{\sigma_{eq}}$$

$$\sigma_{eq} = 933.3 MPa$$

Entonces según fórmula el esfuerzo de diseño es 933.3Mpa, y reemplazamos en la ecuación de Von Mises y se obtiene como resultado:

$$933300000 = \sqrt{\left(\frac{2052}{e^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{2102.5}{e}\right)^2}$$

$$e = 1.4mm$$

Entonces el espesor mínimo requerido para resistir la fuerza de empuje en la pared lateral plano es de 1.4mm en acero HARDOX 500.

### **b.2.Cálculo de espesores en la pared lateral Diagonal**

$$P_B = \rho * g * h$$

$$\rho = 1800 \frac{Kg}{m^3} \text{ Densidad del material}$$

$$h = 1.778 \text{ m Altura en el punto "B"}$$

$$L = 5500mm \text{ Largo del casco remolque}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

Hallamos la presión y fuerzas equivalentes que existe en "B"

$$P_B = \rho * g * h = 1800 * 9.81 * 1.778$$

$$P_B = 31\,395 \text{ Pa}$$

Hallamos la fuerza resultante en "B" que es calculando el volumen

$$F_B = \frac{h * P_B * L}{2} = \frac{1.32 * 31\,395 * 5.5}{2} = 113\,963.85N$$

Hallamos el momento máximo en la parte diagonal

$$M = \frac{Q * l}{3}$$

Donde:

$$W = \text{Fuerza vertical}$$

$l = \text{Longitud}$

$$M_{max} = \frac{113\,963.85 * 1.32}{3} = 50\,144 Nm$$

Hallamos el esfuerzo normal máximo

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{l}$$

Donde:

$M_{max} = \text{Momento maximo}$

$c = \text{Punto mas alejado del centro de gravedad}$

$l = \text{Momento de inercia}$

$$\sigma_{max} = \frac{50\,144 * \frac{e}{2}}{\frac{5.5 * e^2}{12}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{54702.648}{e^2}$$

Hallamos el esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{xy} = \frac{Fr}{A}$$

$Fr = \text{Fuerza resultante}$

$A = \text{Area}$

$$\tau_{xy} = \frac{113\,963.85}{5.5 * e}$$

$$\tau_{xy} = \frac{20720.7}{e}$$

Sustituyendo los valores de esfuerzo normal y esfuerzo cortante máximo en la ecuación de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{54702.648}{e^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{20720.7}{e}\right)^2}$$

El acero que usaremos será el acero HARDOX 500 con esfuerzo de fluencia de  $\sigma_f = 1400MPa$  y factor de seguridad 1.5

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}}$$

$$1.5 = \frac{140}{\sigma_{eq}}$$

$$\sigma_{eq} = 933.3MPa$$

Remplazando en la ecuación de Von Mises y se obtiene como resultado:

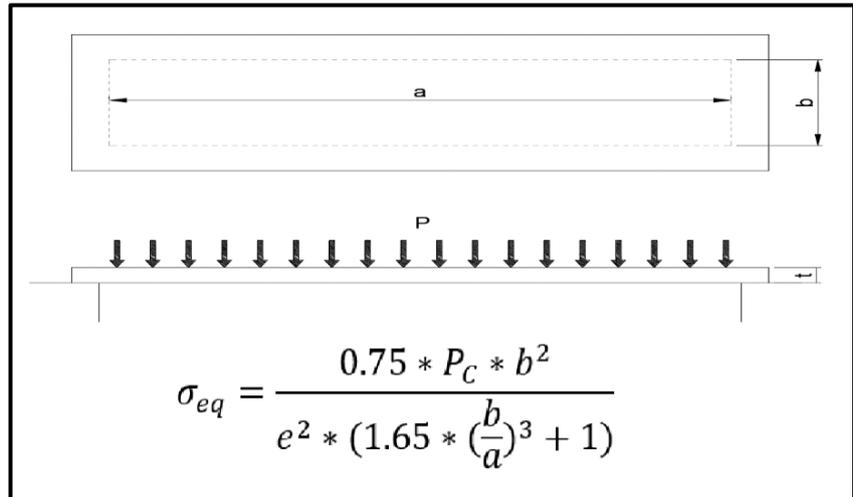
$$933300000 = \sqrt{\left(\frac{54702.648}{e^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{20720.7}{e}\right)^2}$$

$$e = 7.6mm \approx 8.0mm$$

Entonces el espesor mínimo requerido para resistir la fuerza de empuje en la pared lateral diagonal es de 8.0mm en acero HARDOX 500 ya que es el espesor comercial en que se distribuye este tipo de Acero.

### c. Cálculo de espesores en el piso

En el fondo o piso de la unida, punto C, la presión es uniforme en todo el piso y se analizará por el cálculo de placas en planchas de acero, la plancha de acero ubicada en el piso permanecerá estática inmóvil por lo tanto se puede considerar en el cálculo como plancha empotrada en todos sus extremos.



**Figura 8:** Diagrama de presión

Fuente: [http://www.gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec0\\_98/download/placas1.pdf](http://www.gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec0_98/download/placas1.pdf)

La presión generada en el punto “B” es igual a la presión generada en el punto “C”, así que procedemos a remplazar en la fórmula

$$P_B = P_C = 31\,395 \text{ Pa}$$

$$L = a = 5.5 \text{ mts}$$

$$b = 1.846$$

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_f}{FS} = \frac{1400}{1.5} = 933.3 \text{ MPa}$$

Remplazamos los valores en la fórmula ya mencionada:

$$\sigma_{eq} = \frac{0.75 * P_C * b^2}{e^2 * (1.65 * (\frac{b}{a})^3 + 1)}$$

Donde

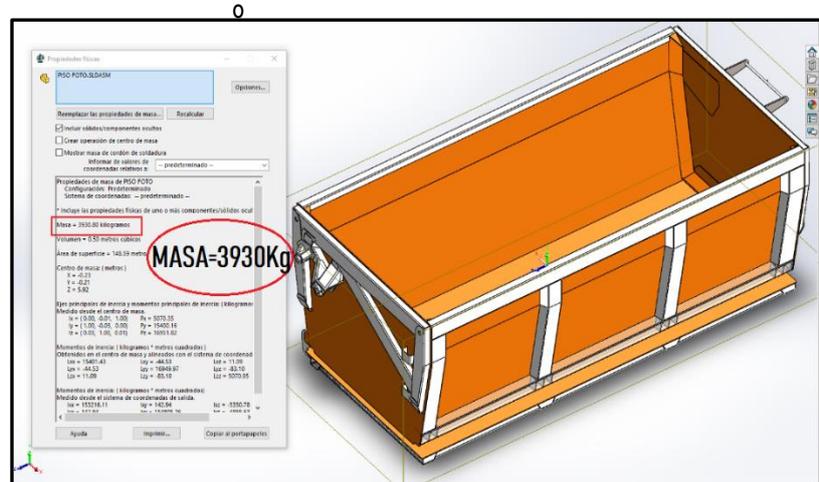
$P_C$  = presión en el punto C

$e$  = espesor de la plancha piso

$$933.3 = \frac{0.75 * 31395 * 1.846^2}{e^2 * (1.65 * (\frac{1.846}{5.5})^3 + 1)}$$

$$e = 9.01 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Se concluye que los espesores apropiados para la pared lateral y plana de la tolva deben de ser 8.0mm y para el piso inferior de 10mm en acero HARDOX 500.



**Figura 9:** Peso de Tolva remolque y Volquete  
Fuente: Solidworks

Teniendo lo espesores principales de la tolva mediante simulaciones con el software Solidworks (ver figura 9) se determina que toda la tolva del remolque y la tolva del volquete pesan 3 930Kg.

### 2.3.3.2 Cálculo de la viga remolque

Según Mott (2000), indica que para diseñar una viga habrá que especificar su material, su longitud, la colocación de las cargas, la colocación de los apoyos y el tamaño y perfil de su sección transversal. Para el diseño de la viga se usará el acero A-572 según ficha técnica el límite de fluencia es 345MPa o donde: (Ver Anexo 02: Ficha técnica ASTM A-572)

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}}$$

$$\sigma_{eq} = \text{Esfuerzo de diseño}$$

$$\sigma_f = \text{Limite de fluencia del material}$$

$$\sigma_f = 345MPa$$

$FS = 2$  (Según Mott (2000), tabla 3, se escogió este valor por la experiencia que se tiene en la fabricación de este tipo de estructuras)

$$\sigma_{eq} = \frac{345}{2} = 172.5MPa \approx 1759Kg/cm^2$$

Luego procedemos dividir la viga en dos tramos A y B según figura 10 para luego ubicar los apoyos y definir las cargas sobre la viga, esto nos permitirá realizar un diagrama del cuerpo libre y calcular la carga distribuida en viga.

Procedemos a determinar las cargas actuantes sobre la viga en tabla 13.

**Tabla 13:** Resumen de cargas actuantes en viga

Descripción	Carga (Kg)
Peso de la tolva remolque pared lateral y Piso	3930
Carga útil mineral	38500
Peso promedio de 02 actuadores hidráulicos	400
Total	42830

Fuente: Elaboración propia

Se determina que la carga total actuante sobre la viga es de 42830Kg, y se procede a calcular la carga distribuida en viga (ver figura 10):

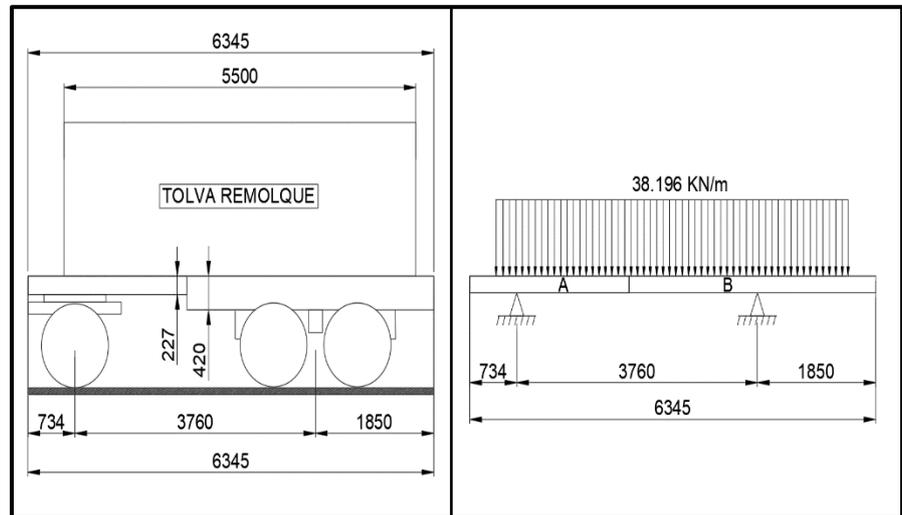
$$W_1 = \frac{W_T * g}{2 * L} \text{ carga distribuida en solo 1 viga}$$

Donde:

$$W_T = \text{carga total actuante en viga}$$

$L = \text{Longitud de la tolva}$

$$W_1 = \frac{42830 * 9.81}{2 * 5.5} = 38.196 \text{ KN/m}$$



**Figura 10:** Diagrama de cuerpo libre en viga  
Fuente: Elaboración propia

Ahora para el cálculo se la sección de la viga, según Robert L. se debe de cumplir:

$$S_2 > S_1$$

$$S_1 = \frac{M}{\sigma_{eq}} \dots (\text{modulo se seccion del material})$$

$M = \text{Momento flector maximo en la seccion de interes}$

$\sigma_{eq} = \text{Esfuerzo de diseño}$

$$S_2 = \frac{I_{xx}}{c} \dots (\text{modulo de seccion del perfil elegido})$$

$I_{xx} = \text{Momento de inercia eje x del perfil seleccionado}$

$c = \text{Distancia centroidal de la viga a las fibra mas externa}$

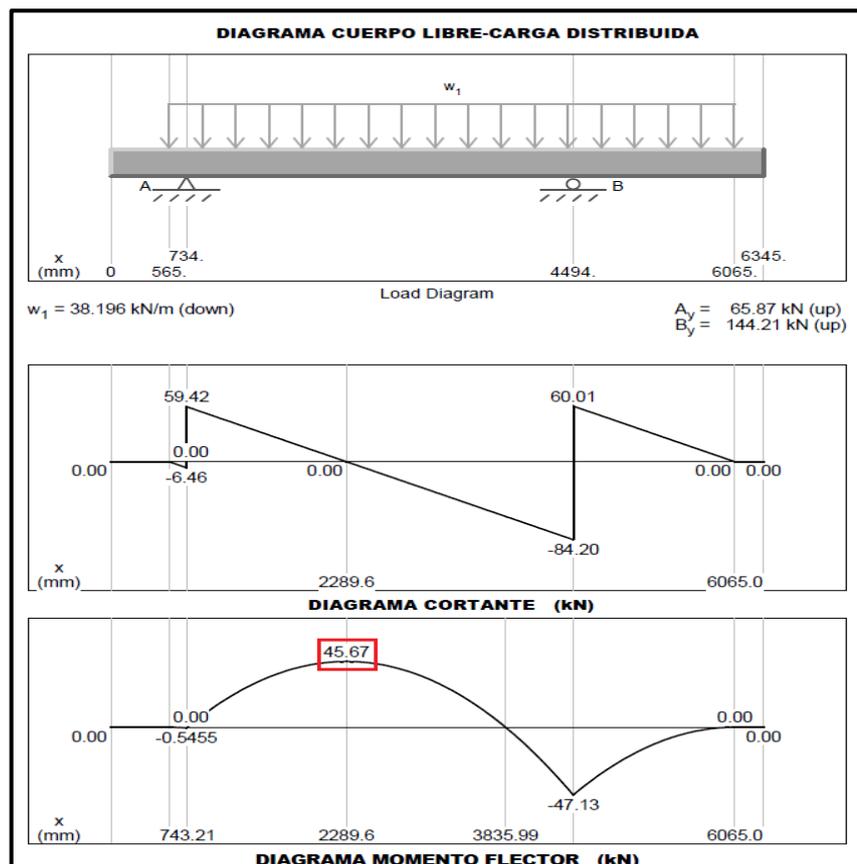
Calculamos el módulo de sección del material para ello primero calculamos el momento flector máximo y esfuerzo de diseño.

$$S_1 = \frac{M}{\sigma_{eq}}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1759Kg}{cm^2} \text{ (Esfuerzo de diseño)}$$

Para el cálculo de momento flector máximo usamos el software MDSolids según la figura 11.

$$M = 45.67KN.m \approx 465545.36Kg.cm$$



**Figura 11:** Diagrama de momento flector y fuerza cortante máxima  
Fuente: MDSolids

Remplazando en la fórmula:

$$S_1 = \frac{465545.36Kg \cdot cm}{1759Kg/cm^2} = 265 \text{ cm}^3$$

Calculamos el módulo de sección del perfil, en este punto se escogió 2 secciones para el tramo A y B (ver figura 12), para análisis y verificación de la sección se escoge el tramo A debido a que la sección es la más crítica por tener menor peralte en la viga.

$$S_2 = \frac{I_{xx}}{c} \dots (\text{módulo de sección del perfil elegido})$$

$I_{xx}$  = Momento inercia eje x del perfil seleccionado

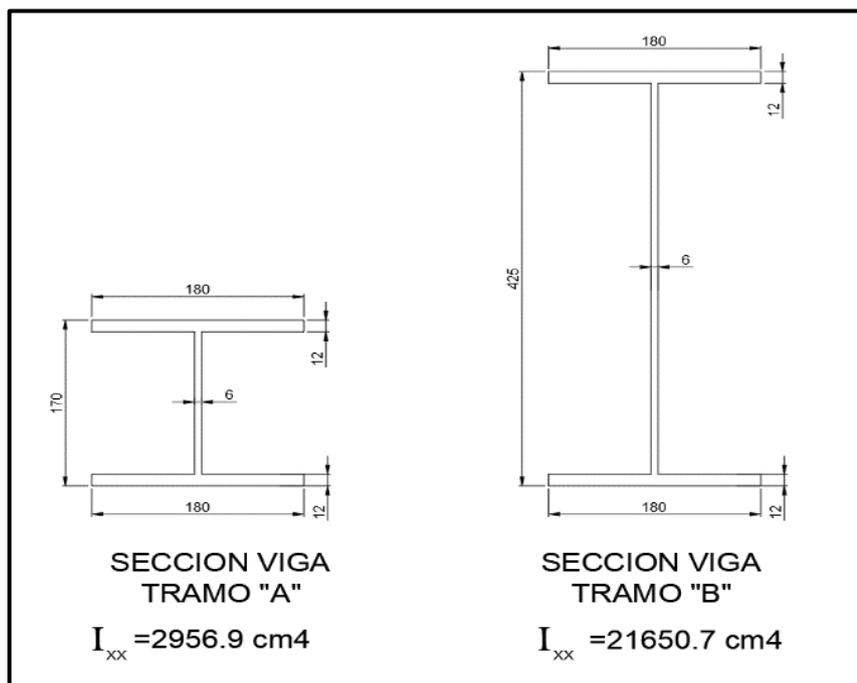
$c$  = Distancia centroidal de viga a las fibra mas externa

$$c = \frac{\sum(A * cg_y)}{\sum A}$$

$A$  = Area

$cg_y$  = Centro de gravedad en eje

Con ayuda software AutoCAD, se calculó el momento de inercia, según figura 12 se tiene:  $I_{xx} = 2956.9 \text{ cm}^4$



**Figura 12:** Sesión de viga seleccionada en los tramos A y B  
Fuente: Elaboración propia

Ahora se procede a calcular la distancia centroidal de la viga, según geometría de la viga (figura 12).

$$c = \frac{1.2 * 18.0 * 0.6 + 0.6 * 17.0 * 9.1 + 1.2 * 18.0 * 18.8}{1.2 * 18.0 + 17.0 * 0.6 + 1.2 * 18.0} = 9.585cm$$

Remplazando en:

$$S_2 = \frac{I_{XX}}{c} = \frac{2956.9 cm^4}{9.585cm} = 308cm^3$$

$$S_2 = 308cm^3$$

Donde

$$S_2 > S_1$$

$$308cm^3 > 265cm^3$$

Se concluye el acero A-572 y la sección escogida para la viga del tramo A y B es la apropiada según criterios de diseño por Mott (2000).

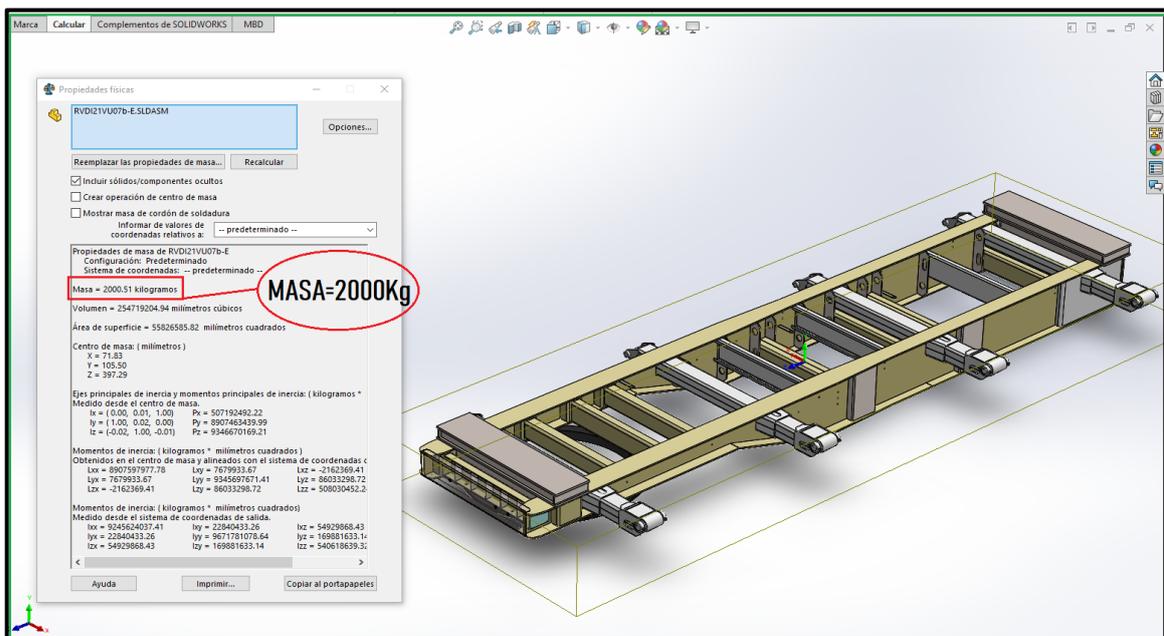


Figura 13: Peso de Viga en Tolva remolque  
Fuente: Elaboración propia

Teniendo lo espesores y perfiles principales de la viga mediante simulaciones con el software SolidWorks se determina que toda la viga del remolque pesa 2000Kg. (Ver figura 13) Asimismo, en el Anexo 03 se muestra el plano de estructura de la viga.

### 2.3.3.3 Cálculo para la selección de actuadores hidráulicos

La empresa RMB SATECI fabricante de carrocerías no fabrica actuadores hidráulicos, por consiguiente, se manda a fabricar externamente, por lo general el proveedor externo nos solicita 5 parámetros de diseño para poder fabricar los actuadores hidráulicos que son la presión de trabajo, las carreras de los actuadores posición cerrada, extendida, carrera del actuador y la fuerza de empuje del actuador.

$P_D =$  Presion de trabajo de los actuadores hidraulicos

$P_1 =$  Posicion cerrada

$P_2 =$  Posicion extendida

$C_1 =$  carrera del actuador

$C_1 =$  carrera del actuador

$F_1 =$  Fuerza de empuje del actuador hidraulico

La presión de trabajo de los actuadores es igual a la presión de trabajo del camión, según dato inicial, la presión de trabajo del camión es de 220 kg/cm<sup>2</sup>.

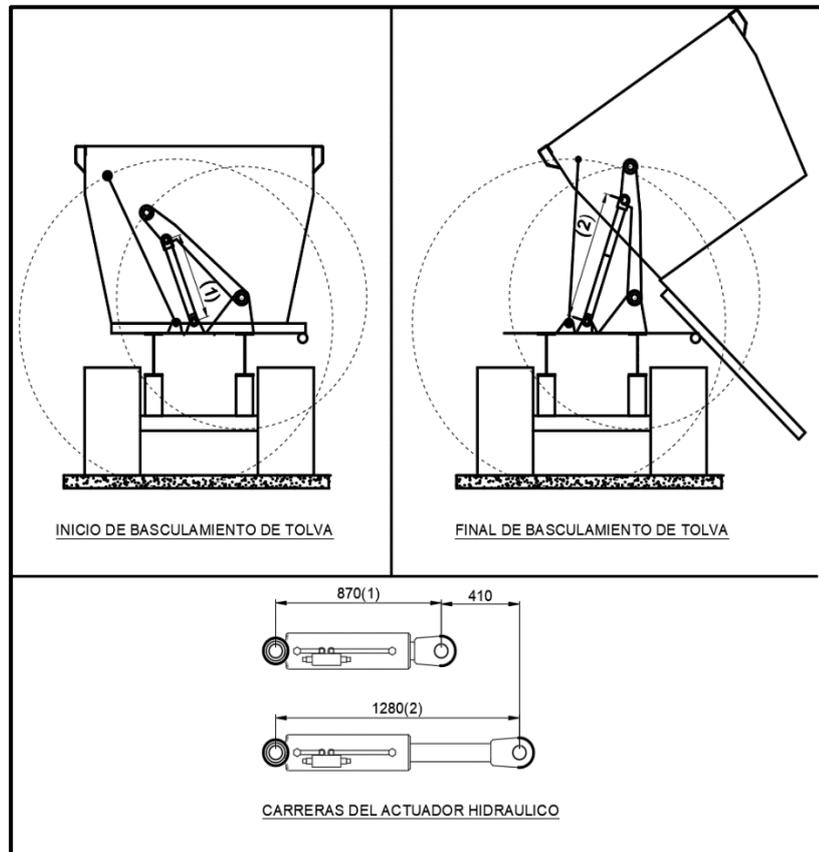
$$P_D = 220 \text{ Kg/cm}^2$$

Ahora para el cálculo de las carreras del actuador hidráulico mediante el uso Software AutoCAD simulamos la posición inicial y final de la tolva para calcular las carreras del actuador hidráulico según figura 14. Se obtiene:

$$P_1 = 870\text{mm} \text{ (1 – Posicion cerrada)}$$

$$P_2 = 1280\text{mm} \text{ (2 – Posicion extendida)}$$

$$C_1 = 410\text{mm} \text{ (carrera del actuador)}$$



**Figura 14:** Posición inicial y final de la tolva  
Fuente: Elaboración propia

Se proponen 02 actuadores hidráulicos ubicados en la parte frontal y posterior de la carrocería tolva remolque de tal manera que soporten la carga útil mineral 38.5TN más el peso de la caja tolva 4330Kg (4.33 TN Según tabla 13) calculado anteriormente, entonces se tiene:

$$F_1 = \frac{Cu + Wx}{2}$$

$$Cu = 38.5 \text{ Tn} \text{ (carga util)}$$

$$W_x = 4.33 \text{ Tn} (\text{Peso caja} + \text{Peso 02 actuador hidraulico})$$

$W_T = \text{carga actuante en actuador hidraulico o en viga}$

$$F_1 = \frac{38.5 + 4.33}{2} = 21.4 \text{ TN}$$

$F_1 = 21.4 \text{ TN}$  (fuerza de empuje de 1 cilindro)

Se concluye para la selección de actuadores hidráulicos se deben de considerar los siguientes parámetros para su fabricación:

$$P_D = 220 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} (\text{Presion de trabajo})$$

$P_1 = 870\text{mm}$  (Posicion cerrada)

$P_2 = 1280\text{mm}$  (Posicion extendida)

$C_1 = 410\text{mm}$  (carrera del actuador, Segun figura 14)

$F_1 = 21.4 \text{ TN}$  (fuerza de empuje de 1 cilindro)

#### 2.3.3.4 Cálculos para la selección de Neumáticos, Ejes y suspensión

Para la selección de Neumáticos, ejes y suspensión primero debemos saber a qué carga está sometida el tren posterior y tren delantero, según el manual de carrocería Scania, primero se debe de hacer un cuadro de distribución de pesos (ver figura 15).

Una vez hecho el cálculo podemos visualizar la carga actuante final sobre los trenes y proceder a seleccionar el modelo de eje, Neumáticos y suspensión según ficha de capacidades técnicas.

Cálculos		Peso delantero kg	Peso trasero kg	Peso total kg
Camión cargado, peso total	+	TF	TR	T
Peso del chasis	-	WF	WR	W
Peso adicional	-	NF	NR	N
Calculado: carga + carrocería	=	UF	UR	U

**Figura 15:** Distribución de pesos en tren posterior y frontal  
Fuente: Manual Carrocería SCANIA

$$C = \frac{AT * UR}{U}$$

$$U = UF + UR = Cu + Pt$$

$$N2 = NF1 + NF1$$

Análogamente:

$$C = \frac{AT * WR}{W}$$

$$W = WR + WF$$

Donde:

Cu: Carga útil.

Pt: Peso tolva remolque.

W: Peso del chasis o viga

WF: Distribución de peso eje posterior de viga

WF: Distribución de peso eje delantero de viga.

U: Carga útil + peso carrocería (solo tolva).

UF: Distribución de peso eje delantero.

UR: Distribución de peso eje posterior.

C: Distancia de centros de distribución de carga delanteras.

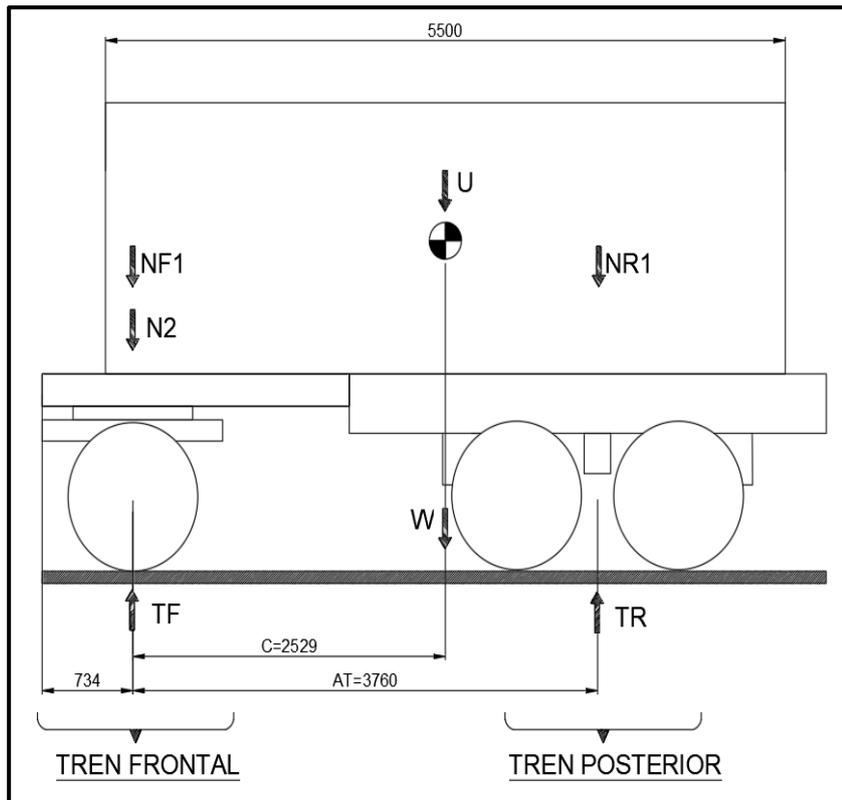
NF1: Distribución de peso eje frontal de carga adicional

NF2: Distribución de peso eje posterior de carga adicional

Con simulaciones en AutoCAD se pudo graficar todas las cargas actuantes sobre la tolva remolque, según figura 16, se obtienen los datos:

$$C = 2529mm(\text{distancia del tren frontal al C.G carga})$$

$$AT = 3760mm$$



**Figura 16:** Cargas actuantes sobre la tolva remolque  
Fuente: Elaboración propia

Hallamos la distribución de pesos en función a la carga U

$$U = 38500 + 3930 + 400 = 42830Kg$$

$$2529 = \frac{3760 * UR}{42830} \rightarrow UR = 28808Kg$$

Remplazando:

$$U = UF + UR; UF = 42830 - 28808 = 14022Kg$$

$$UF = 14022Kg$$

Hallamos la distribución de pesos en función a la carga W

$$W = 2000Kg$$

$$2529 = \frac{3760 * WR}{2000} \rightarrow WR = 1345Kg$$

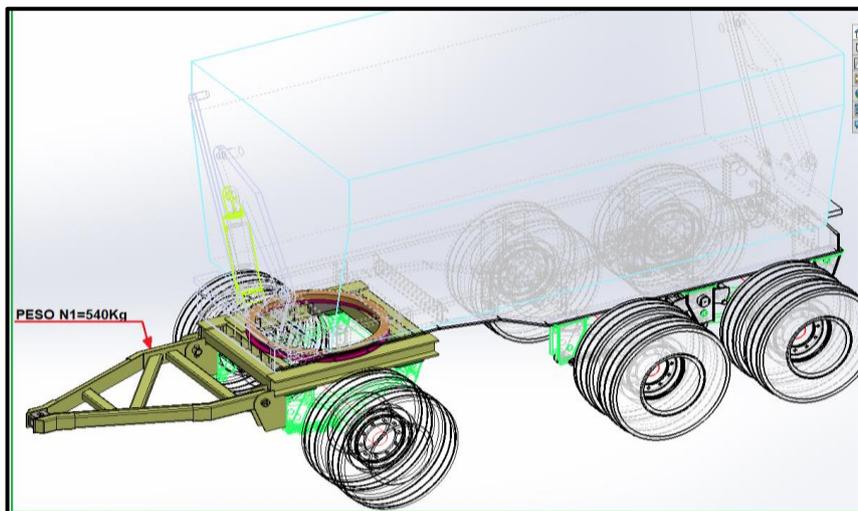
Remplazando

$$W = WR + WF; WF = 2000 - 1345 = 655Kg$$

$$WF = 655Kg$$

Hallamos la distribución de pesos en función a la carga adicional N2. La carga N2 son pesos adicionales que involucran a la punta de lanza, la corona giratoria y la tornamesa que según simulaciones con SolidWorks nos arroja un peso de 540Kg que solo afecta al tren frontal, es decir:

$$N2 = NF1 = 540Kg$$



**Figura 17:** Peso adicional en tren frontal  
Fuente: Elaboración propia

Hallamos la distribución de pesos en función a la carga adicional N1; N1 es el peso adicional que ejercen las Neumáticos, los Ejes y las Suspensiones sobre el tren posterior y frontal, mediante cuadro resumen de pesos (tabla 14) en donde colocamos el peso promedio de cada autoparte y cantidades se obtiene como resultado las cargas

las cargas actuantes NF1 y NR1 en función al peso adicional N2, entonces:

$$NF1 = 1070Kg$$

$$NR1 = 2140Kg$$

**Tabla 14:** Cuadro resumen de pesos tren frontal y posterior de carga N1

RESUMEN DE PESOS EN TREN POSTERIOR Y FRONTAL				
	Descripción	Peso c/u (Kg)	Cantidad	Resumen (Kg)
Tren frontal	Neumaticos	110	4	440
	Ejes	300	1	300
	Suspension	330	1	330
			Sub Total(NF1)	1070
Tren posterior	Neumaticos	110	8	880
	Ejes	300	2	600
	Suspension	330	2	660
			Sub Total(NR1)	2140
			<b>Total(N1)</b>	<b>3210</b>

Fuente: Elaboración propia

Una vez obtenidos todos los datos procedemos a realizar el cuadro resumen sobre el tren posterior y tren frontal que recomienda el manual de carrozado, obteniendo lo siguiente:

**Tabla 15:** Cuadro resumen de pesos tren frontal y posterior de carga N2

Calculo de carga sobre los ejes				
	Tren frontal		Tren posterior	TOTAL
	Peso frontal Kg		Peso posterior Kg	Peso total Kg
Peso del chasis	WF= 655	✓	WR= 1345	W= 2000
Peso adicional 1	NF2= 540		NR2= 0	N2= 540
Peso adicional 2	NF1= 1070	✓	NR1= 2140	N1= 3210
Carga util + carroce	UF= 14022		UR= 28808	U= 42830
Remolque cargado	TF= 16287	✓	TR= 32293	T= 48580
<b>Capacidad Técnica disponible</b>	<b>16000</b>		<b>32000</b>	<b>48000</b>
Diferencia-Sobrecarga	287		293	580

Fuente: Elaboración propia

Según el manual de carrozado se obtiene el cuadro de distribución de pesos, del cuadro resumen se obtiene que la

carga sobre el tren frontal es  $TF= 16287\text{Kg}$  y que la carga sobre el tren posterior es  $TR=32293\text{Kg}$ , teniendo las cargas se procede a seleccionar las Neumáticos, ejes y suspensión de la unidad con una capacidad de 16TN en tren posterior y 32TN en tren posterior (16TN cada Eje).

**a. Selección de Neumáticos para remolque tolva**

En cada eje se utilizaran 4 Neumáticos, según TF cada neumático debe de tener una capacidad de:

$$Cn = \frac{TF * f_1}{N_1} (\text{Capacidad del neumático})$$

$$N_1 = 4 (\text{Numero de neumaticos por cada eje})$$

$$TF = 16287\text{Kg} (\text{Carga sobre tren frontal o eje})$$

$$f_1 = 1.8 (\text{Factor de seguridad})$$

Reemplazando:

$$Cn = \frac{16287 * 1.8}{4} = 7330\text{Kg} \approx 7.33\text{TN}$$

Es decir, cada neumático debe de tener una capacidad aproximada de 7.33TN. Para nuestro diseño usaremos los neumáticos 12R20 con capacidad de 9TN por eje, con esto se cumple lo requerido, ver ficha técnica (anexo 07).

**b. Selección de Suspensión para remolque tolva**

Para la carrocería tolva remolque se utilizará tres suspensiones mecánicas (1 en el tren frontal y 2 en el tren posterior) con 16TN de capacidad por cada tren según lo requerido Tabla 15, con altura una de montaje manejo de 9.8" (250mm), ver ficha técnica (anexo 09)

### c. Selección de ejes

Para la carrocería tolva remolque se utilizará ejes de 77.5 pulgadas de trocha que nos brinda mayor estabilidad en el momento de manejo, con boca masa para aro europeo, cada eje tiene una capacidad de carga de 16TN por eje según requerido en Tabla 15. En el Anexo 08, se muestra la ficha técnica de los ejes a usa.

### 2.3.4 Selección de soldadura y proceso de soldadura a utilizar

La selección de la soldadura y el procedimiento de soldeo está de acuerdo a lo indicado en las normas AWS; el proceso utilizado es la soldadura al arco con núcleo de fundente FCAW (soldadura tubular), con protección gaseosa externa, generalmente se utiliza una mezcla de argón y dióxido de carbono, también se utiliza 100% dióxido de carbono.

En nuestro caso utilizaremos la mezcla de argón y dióxido de carbono, el alambre tubular utilizado es el siguiente: Clasificación AWS: E-81T1-Ni2C; puede utilizarse en cualquier posición y tiene las características que se indican en figura 18, cuya fuente es el manual de sistema y materiales de soldadura.

Composición química (típica) del metal depositado:				
C 0,05%; Mn 1,10%; Si 0,28%; P 0,015%; S 0,014%; Cr 0,04%; Ni 2,24%; Mo 0,02%				
Características típicas del metal depositado (según norma AWS: A5.29/A5.29M-05):				
Resultados de pruebas de tracción con probetas de metal de aporte	Requerimientos	Energía Absorbida Ch-v	Requerimientos	
Resistencia a la tracción : 685 MPa Límite de fluencia : 632 MPa Alargamiento en 50 mm : 20%	550-690 MPa 470 MPa 19%	37J a -40°C	27J a -40°C	
Amperajes recomendados:				
Diámetro mm	Voltaje, volt	Amperaje		Stickout, mm
		mín.	máx.	
1,2	22-30	100	300	13-19
1,6	23-29	150	400	13-19

Figura 18: Propiedades de alambre tubular  
Fuente: (Indura, 2016)

## 2.4 Resultados

### 2.4.1 Verificación de capacidad de eje de camión 8x4

Para la verificación de capacidades del camión primero debemos saber a qué carga está sometida el tren posterior y tren frontal del camión 8x4 en función a las cargas y pesos ya calculados anteriormente, según el manual de carrocería Scania, primero se debe de hacer un cuadro de distribución de pesos actuantes sobre el camión (ver tabla 16).

**Tabla 16:** Resumen de cargas actuantes sobre el camión

Descripción:	Carga (Kg)
Peso de la tolva remolque pared lateral y Piso	3930
Peso promedio de 02 actuadores hidráulicos	400
Peso promedio de Host base	2000
Total	<b>6330</b>

Fuente: Elaboración propia

Se tiene que la carga actuante sobre el camión es de 6330Kg, luego se procede a calcular análogamente a la tabla 15, se obtiene la siguiente (Tabla 17) y se visualiza que la carga actuante final sobre tren frontal es de 21.912TN y tren posterior es de 35.918TN, se cumple que:

$$*C_{fc} > P_F$$

$$*C_{pc} > P_p$$

$C_{fc} = 22TN$  Capacidad frontal de ejes del camión

$C_{pc} = 36TN$  Capacidad posterior de ejes del camión

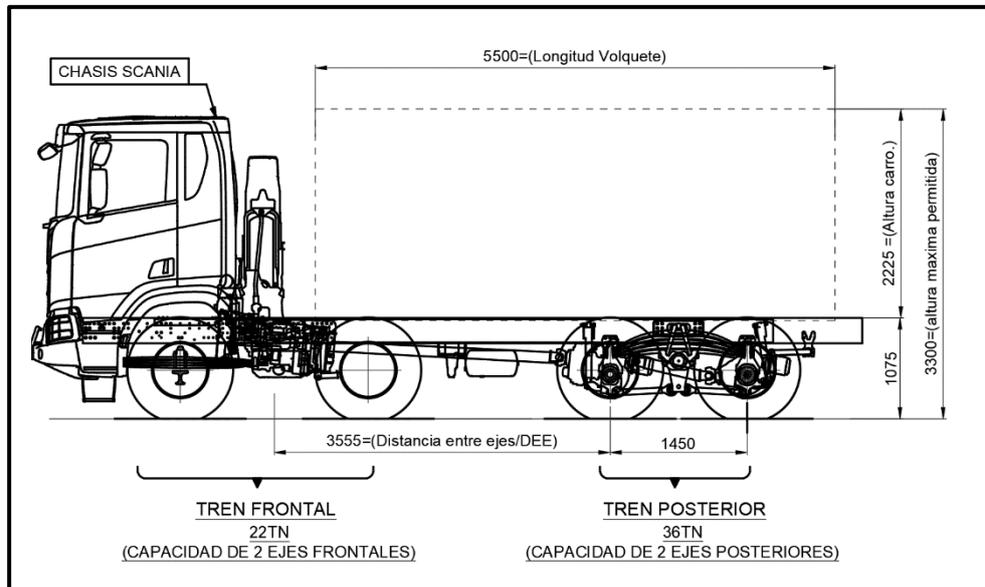
$P_f =$  Carga soportado en tren frontal

$P_p =$  Carga soportado en tren posterior

**Tabla 17:** Resumen de cargas actuantes sobre el camión

<b>Calculo de cargas sobre los ejes del Camion</b>			
	<b>Tren Frontal</b>	<b>Tren Posterior</b>	<b>TOTAL</b>
	<b>Carga frontal (kg)</b>	<b>Carga posterior(kg)</b>	<b>(kg)</b>
<b>Peso del Camion</b>	<b>8521</b>	<b>4479</b>	<b>13000</b>
<b>Peso Carroceria</b>	<b>2214</b>	<b>4116</b>	<b>6330</b>
<b>Carga Util</b>	<b>11177</b>	<b>27323</b>	<b>38500</b>
<b>Carga T. Volquete Cargado</b>	<b>21912</b>	<b>35918</b>	<b>57830</b>
<b>Capacidad Tecnica Ejes</b>	<b>22000</b>	<b>36000</b>	<b>58000</b>
<b>Diferencia</b>	<b>-88</b>	<b>-82</b>	<b>-170</b>

Fuente: Elaboración propia



**Figura 19:** Dimensiones Camión 8x4

Fuente: Elaboración propia

Entonces se cumple que:

$$22 \text{ TN} > 21.912 \text{ TN (CUMPLE)}$$

$$36 \text{ TN} > 35.918 \text{ TN (CUMPLE)}$$

Según capacidades del camión, suministrados del camión por la minera, (ver figura 19), se verifican que las capacidades de los ejes del tren frontal y posterior de camión 8x4 Scania son los adecuados; debido a que tiene una capacidad superior a lo requerido.

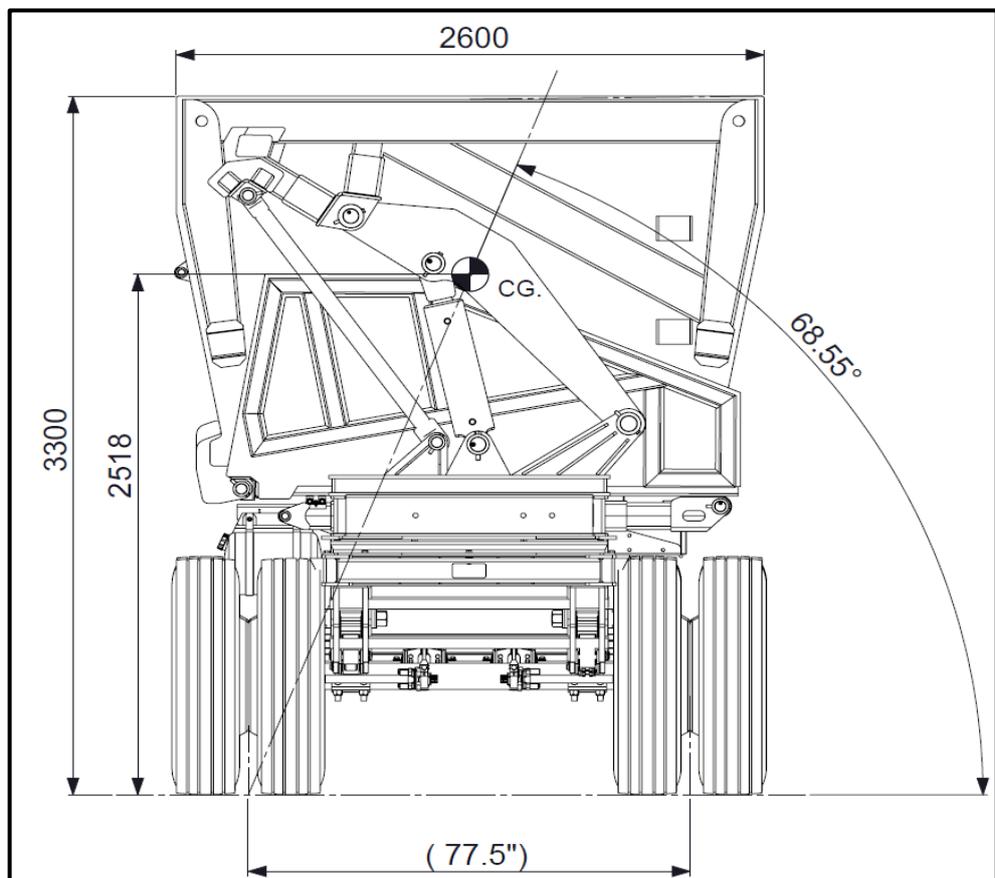
### 2.4.2 Cálculo de la estabilidad de la unidad

Según Angulo (2010), como regla general, la estabilidad se considera aceptable si la línea entre el centro de gravedad y la mitad del ancho de la vía cree un ángulo inferior a  $70^\circ$  con respecto al plano horizontal, es decir:

$$A_{est.} < 70^\circ$$

La unidad en análisis tiene un ángulo de estabilidad  $68.55^\circ$  como se muestra en la figura 19 siendo una unidad estable.

$$68.55^\circ < 70^\circ$$

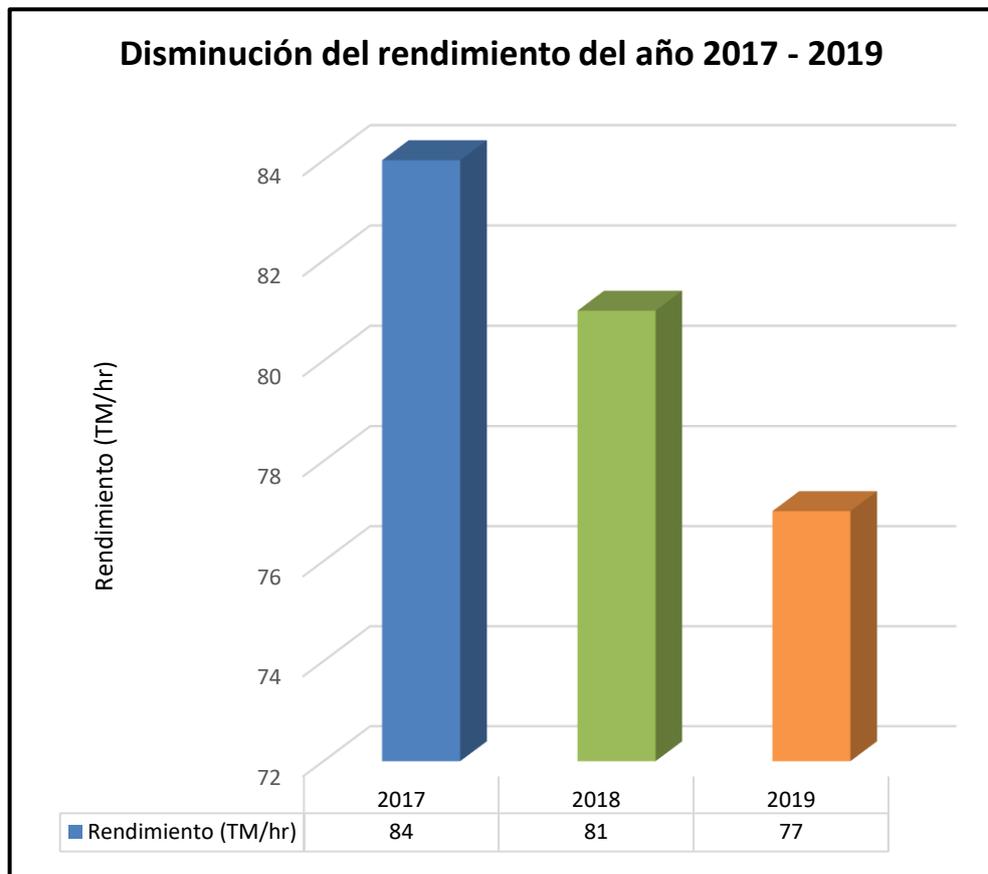


**Figura 20:** Ángulo de estabilidad  
Fuente: Elaboración propia

### 2.4.3 Resultados del rendimiento

Como se señaló en la descripción y análisis del problema; se obtuvo una disminución del rendimiento de 4% en relación a los años 2017-2018 y de 5% del año 2018-2019, ello a causa de la baja capacidad de la flota, en la siguiente figura se muestra dicha problemática que

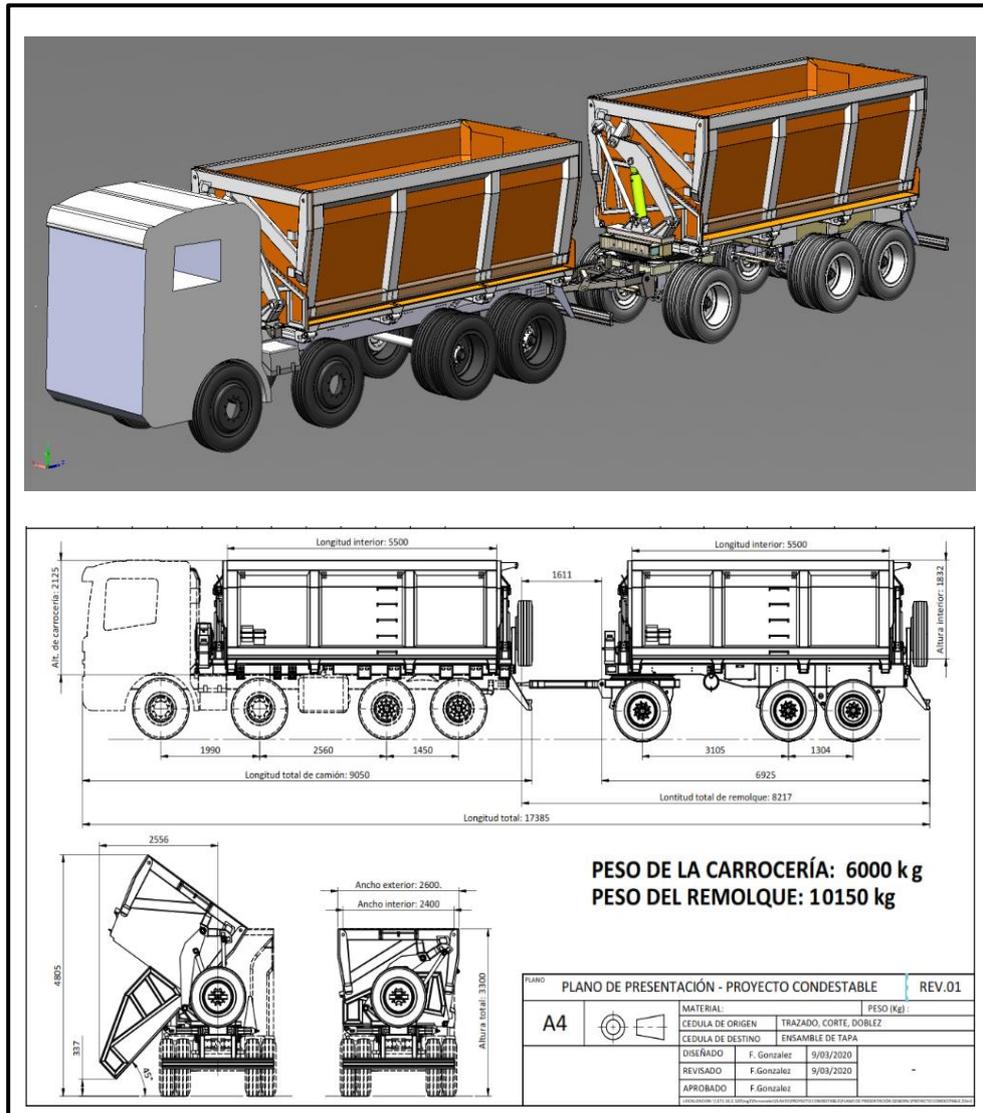
se presentaba antes del aumento carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN.



**Figura 21:** Rendimiento del año 2017-2019  
Fuente: Excel

En base a la baja capacidad de flota instalada en la compañía minera, el rendimiento que se registró durante los años 2017, 2018 y 2019, fueron de 84 Tm/hr, 81 Tm/hr y 77 Tm/hr, respectivamente; según reporte de la misma compañía minera.

Al aumentar la carga útil de la carrocería Bitren de 36TN a 77TN, se obtiene como beneficio el aumento del rendimiento, por el mayor transporte de toneladas de menas de cobre, en menor número de viajes. En las siguientes figuras se muestra el diseño de la carrocería Bitren con sus pesos tanto de la carrocería como del remolque.



**Figura 22:** Diseño de la carrocería Bitren  
Fuente: Elaboración propia

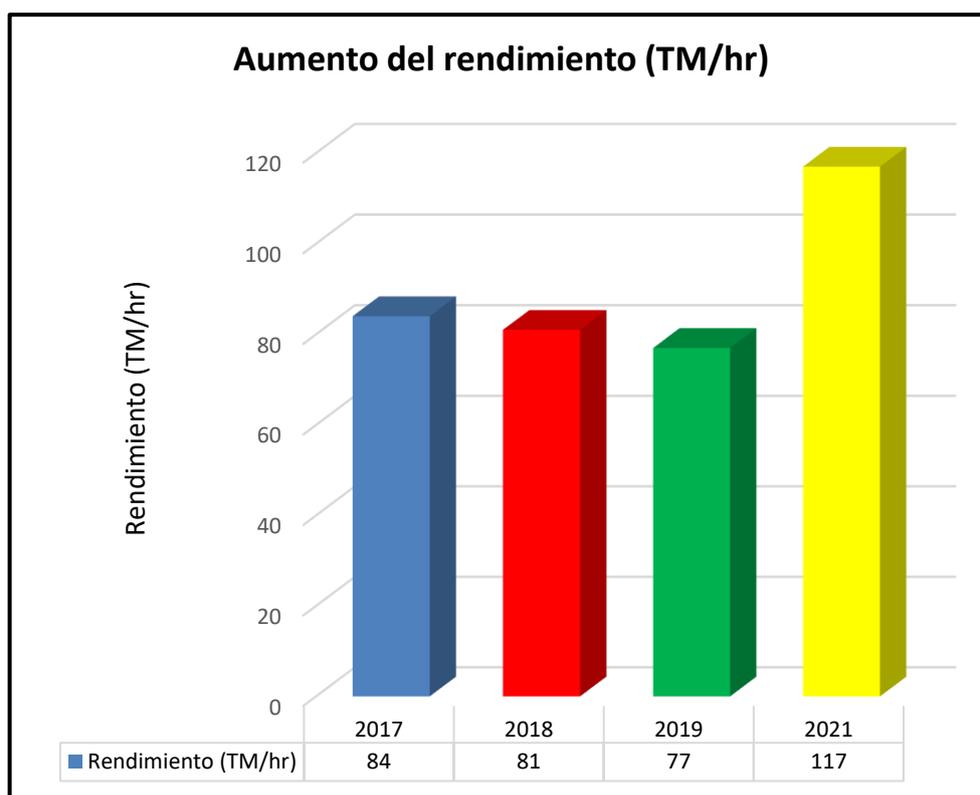
Al implementar el diseño de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, se estaría incrementando la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, según el análisis realizado esto podría significar el aumento del 76.0% del rendimiento durante los primeros 3 años de operación. Este cálculo se realizó, tomando en promedio el rendimiento de los años 2017, 2018 y 2019, para calcular aproximadamente el valor obtenido a partir de su implementación, al incrementar más de la mitad la carga útil:

**Tabla 18:** Aumento aproximado del rendimiento

	<b>Capacidad de la carga útil (TN)</b>	<b>Promedio de rendimiento (TM/HR)</b>
Antes	36	242
Después	77	426

Fuente: Elaboración propia

En la siguiente gráfica se proyecta para el 2021 un aumento del rendimiento, el cual muestra que en comparación al 2019. Al implementar este diseño en el 2021, se incrementaría en 51.94% el rendimiento; ello se obtiene por el incremento de la carga útil, con el cual se logra, un mayor transporte de toneladas de menas de cobre, en un menor número de viajes.



**Figura 23:** Mejora del rendimiento por el incremento de la carga útil

Fuente: Excel

Desarrollado el presente proyecto en el Anexo 05, se muestra el presupuesto del proceso de fabricación de la carrocería Bitren y en el Anexo 06, se muestra las fotos de la fabricación.

## CONCLUSIONES

- Se logró diseñar una carrocería bitren con sistema de volteo lateral, con la cual se incrementó la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN; con su implementación se espera incrementar en 51.94% anual el rendimiento en la empresa Minera Condestable S.A.A.
- Se logró determinar la geometría para el mecanismo de volteo lateral de la tolva de la carrocería bitren, mediante simulaciones en el fuente propia , con la cual se determinó la altura de diseño de 3300mm, un ancho máximo requerido de 2600mm, una sección transversal de la tolva de 3.92m<sup>2</sup> y un ángulo de inclinación para la descarga del material de 45° que es un parámetro de diseño requerido por la minera; estos valores de diseño nos permitirán incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A.
- Se logró calcular el dimensionamiento de los componentes del remolque de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral; los actuadores hidráulicos tienen una posición cerrada de 870mm, una posición extendida de 1280mm, una carrera del actuador de 410mm y una fuerza de empuje de 1 cilindro de 21.4TN; se usarán neumáticos 12R20 con capacidad de 7.33TN, se usarán ejes de 77.5 pulgadas de trocha, cada eje tiene la capacidad de carga de 16 TN y 3 suspensiones mecánicas de 16TN de capacidad por eje, con altura de montaje o manejo de 9.8"; estos valores de diseño nos permitirán incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A.
- Se logró calcular el dimensionamiento de la tolva de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, la cual tiene una longitud de 5.5 Mts, un espesor en la pared lateral plana de 8617 Pa, un espesor para la pared lateral de la tolva de 8.0mm y para el piso inferior de 10mm en acero HARDOX 500, además se determina un peso de 2000kg de la viga del remolque; estos valores de diseño nos permitirán incrementar la carga útil de acarreo de menas de cobre a 77TN, en la empresa Minera Condestable S.A.A .

## RECOMENDACIONES

- En relación a la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, se recomienda, cumplir en las operaciones con las normas de seguridad, con la finalidad de evitar daños a la unidad bitren como a los operarios; asimismo se debe capacitar e inculcar a los operarios en la inspección diaria de la unidad bitren.
- En relación a la geometría para el mecanismo de volteo lateral de la tolva de la carrocería bitren, se recomienda, emplear para este tipo de cálculos softwares especializados para el modelamiento, con la finalidad de garantizar un correcto diseño y por ende una correcta operación del equipo o maquinaria.
- En relación a los componentes del remolque de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral; se recomienda, implantar medidas de seguridad, en el momento de desmontar y montar los componentes mecánicos, con la finalidad de evitar algún riesgo tanto a los componentes como a los operarios.
- En relación a la tolva de la carrocería bitren con sistema de volteo lateral, se recomienda, no exceder con la capacidad de carga diseñada, con la finalidad de salvaguardar la vida útil de la unidad bitren; además, si se desea realizar algún tipo de rediseño, siempre se debe considerar las normativas establecidas para cada uno de ellos, así evitar alguna incompatibilidad con algún componente ya dimensionado.

## BIBLIOGRAFÍA

- Acevedo, G. (2015). *Guía para la Implementación de Flota de Vehículos Combinados de Alto Rendimiento*. Bogotá, Colombia: SENA – ANDI.
- Baldeón, Z. (2011). Gestión en las operaciones de transporte y acarreo para el incremento de la productividad en CIA. Minera Condestable S.A. (*Tesis de pregrado*). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Barbero, J., & Guerrero, P. (2017). *IDB*. Obtenido de <https://publications.iadb.org/publications/spanish/document/El-transporte-automotor-de-carga-en-Am%C3%A9rica-Latina-Soporte-log%C3%ADstico-de-la-producci%C3%B3n-y-el-comercio.pdf>
- Costamagna. (2018). *Bitren 75 Tn*. Argentina: Universidad Tecnológica Nacional.
- Díaz, F. (2017). Diseño de tolva ligera para camiones 785 B/C y su impacto en la productividad en una Empresa Minera. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo, Perú.
- Gamboa, S., & Puma, J. (2016). Optimización del diseño y producción de un semirremolque plataforma de 36 TN de capacidad de 03 ejes suspensión neumática y llantas extraanchas. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, Cusco, Perú.
- Gonzales, M., Medina, E., Reja, J., & Torres, M. (2018). Planeamiento Estratégico para la Industria Peruana de Carrocerías Metálicas. (*Tesis de posgrado*). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- Guzmán, D. (2016). Diseño de Semirremolque. (*Tesis de pregrado*). Universidad de Jaén, España.
- Ledesma, J. (2016). Diseño estructural de semirremolques volquetes tridem para optimizar la capacidad de carga útil en RMB Sateci. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo, Perú.
- Mott, R. (2000). *Resistencia de materiales aplicada*. México: PEARSON.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: PEARSON.
- MTC. (2003). *Ministerio de Transporte y Comunicaciones*. Obtenido de [http://transparencia.mtc.gob.pe/idm\\_docs/normas\\_legales/1\\_0\\_1957.pdf](http://transparencia.mtc.gob.pe/idm_docs/normas_legales/1_0_1957.pdf)
- Nieves, M., & Rogosz, M. (2018). *Transporte terrestre, fluvial y marítimo*. Argentina: Secretaria de Política Minera.

- Ochoa, R., & Lizaldes, D. (2016). Rediseño de los sistemas de volteo instalados en los volquetes del gobierno provincial Autónomo de El Oro. (*Tesis de pregrado*). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.
- Rodríguez, A. (2010). Diseño de un semirremolque de dos niveles. (*Tesis de pregrado*). Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.
- Rodríguez, L. (2019). Diseño de un semirremolque plataforma tridem en acero de alta resistencia empleando herramientas computacionales, para optimizar la capacidad de carga en la empresa FAMECA S.A.C. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo, Perú.
- Sotomayor, G., & Padilla, M. (2016). Diseño asistido por computadora de una plataforma cama baja de cuello desmontable con capacidad de 45 toneladas usando los programas SAP2000 y ANSYS. (*Tesis de pregrado*). Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador.
- Unger, M. (2014). Optimización del semirremolque para Metalúrgica Bonano S.A. (*Tesis de pregrado*). Instituto Tecnológico de Buenos Aires, Buenos Aires, Argentina.
- Vargas, H. (2018). Mejora del diseño de un semirremolque volquete encapsulado para incrementar la carga útil en el transporte de mineral a granel. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional del Centro del Perú, Huancayo, Perú.
- Vargas, P. (14 de 09 de 2017). *Portafolio*. Obtenido de <https://www.portafolio.co/economia/infraestructura/bitren-el-nuevo-sistema-de-transporte-de-carga-509719>
- Zurita, E. (28 de 12 de 2018). *LOGISTICA360*. Obtenido de [https://www.logistica360 .pe/el-transporte-en-la-mineria/](https://www.logistica360.pe/el-transporte-en-la-mineria/)

## **ANEXOS**

## Anexo 01: Ficha técnica de acero HARDOX 500

**HARDOX®**  
WEAR PLATE

Data sheet 152es Hardox® 500 2019-12-05

Hardox® 500

### Descripción general del producto

El acero plegable, soldable y muy resistente a la abrasión.

Hardox® 500 es un acero que se puede plegar y soldar, es resistente a la abrasión y posee una dureza nominal de 500 HBW. Apto para aplicaciones que requieren resistencia muy alta al desgaste. Hardox 500® aumenta la capacidad de carga y la vida útil, además de unas óptimas propiedades de procesabilidad y resistencia.

### Intervalo de dimensiones

Hardox® 500 está disponible en chapa gruesa con espesores de 4,0 a 103 mm y en chapa con espesores de 2,0 a 7,0 mm. La chapa Hardox® 500 está disponible en anchos de hasta 3350 mm y longitudes de hasta 14.630 mm. La chapa Hardox® 500 está disponible en anchos de hasta 1650 mm y en longitudes de hasta 16.000 mm. Encontrará información detallada sobre este aspecto en el programa de dimensiones.

### Propiedades mecánicas

Calidad	Espesor (mm)	Dureza <sup>1)</sup> (HBW)	Límite de elasticidad típico (MPa), no garantizado
Hardox® 500 Chapa	2.0 - 7.0	470 - 530	1400
Hardox® 500 Chapa gruesa	4.0 - 32.0	470 - 530	1400
Hardox® 500 Chapa gruesa	32.1 - 103.0	450 - 540	1400

<sup>1)</sup> Dureza Brinell, HBW, de conformidad con la norma EN ISO 6506-1, en una superficie fresada de entre 0,5 y 3 mm bajo la superficie. Al menos una muestra por cada colada y cada 40 toneladas. El espesor nominal de las chapas gruesas suministradas no se desviará más de +/- 15 mm del espesor de la muestra del ensayo empleada para los ensayos de dureza.

La chapa Hardox® está templada. La dureza mínima del núcleo es del 90 % respecto a la dureza de superficie mínima garantizada.

### Propiedades de impacto

Calidad	Ensayo longitudinal, energía de impacto típica, probeta de ensayo Charpy V 10x10 mm.
Chapa y chapa gruesa Hardox® 500 <sup>1)</sup>	37 J/ -40 °C

<sup>1)</sup> La resistencia a impactos se mide según acuerdo. Para espesores de 3 a 11,9 mm, se utilizan muestras Charpy de tamaño inferior. La resistencia especificada es en ese caso proporcional al área transversal de la muestra de ensayo en comparación con una muestra de tamaño estándar (10 x 10 mm). Ensayo de impacto conforme a la norma ISO EN 10 148. Media de tres ensayos.

### Composición química (análisis de colada)

Calidad (max %)	C <sup>1)</sup> (max %)	Si <sup>1)</sup> (max %)	Mn <sup>1)</sup> (max %)	P (max %)	S (max %)	Cr <sup>1)</sup> (max %)	Ni <sup>1)</sup> (max %)	Mo <sup>1)</sup> (max %)	B <sup>1)</sup> (max %)
chapa	0.30	0.70	1.60	0.020	0.010	1.50	1.50	0.60	0.005
chapa gruesa	0.30	0.70	1.60	0.020	0.010	1.50	1.50	0.60	0.005

El acero es de grano refinado<sup>2)</sup>. Sustancias de aleación intencionadas.

### Contenido en carbono equivalente CET (CEV)

Espesor (mm)	Chapa 2.0 - 7.0	chapa gruesa 4.0 - 13.0	chapa gruesa 13.1 - 19.9	chapa gruesa 20.0 - 39.9	chapa gruesa 40.0 - 103.0
Máx CET(CEV)	0,38 (0,49)	0,38 (0,53)	0,43 (0,64)	0,45 (0,66)	0,47 (0,75)
CET(CEV) típ.	0,33 (0,45)	0,37 (0,51)	0,41 (0,63)	0,41 (0,63)	0,43 (0,72)

$$CET = C + \frac{Mn + Mo}{10} + \frac{Cr + Cu}{20} + \frac{Ni}{40}$$

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$

### Tolerancias

Encontrará información detallada en los folletos de SSAB Hardox® Garantees o en [www.ssab.com](http://www.ssab.com).

### Espesor

Tolerancias de conformidad con las garantías de espesor de Hardox®. Hardox® garantiza que cumple los requisitos de la norma EN 10 029 clase A para chapa gruesa y 1/2 EN 10 051 para chapa.

**SSAB**

Anexo 02: Ficha técnica de acero ASTM 572

acero

PLANCHA GRUESA

## ASTM A 572 Gr 50

**CALIDAD:** ASTM A-572 Gr 50  
**ANCHO:** 2440 [mm]  
**LARGO:** 6000 y 12000 [mm]

Espesor	Área	Peso x Plancha	
		Largo [mm]	
		6000	12000
[mm]	[cm <sup>2</sup> ]	[kgf]	[kgf]
6	146,4	689,5	1379
8	195,2	919,4	1839
10	244,0	1149	2298
12	292,8	1379	2758
14	341,6	1609	3218
16	390,4	1839	3678
18	439,2	2069	4137
20	488,0	2298	4597
22	536,8	2528	5057
25	610,0	2873	5746
28	683,2	3218	6436
32	780,8	3678	7355
35	854,0	4022	8045
38	927,2	4367	8734
45	1098	5172	10343
50	1220	5746	11492

CALIDAD	Límite de Fluencia mínimo, Fy	Tensión de rotura por tracción mín, Fu	Alargamiento mínimo (50 [mm])	Fy/Fu
	[MPa]	[MPa]	%	≤ 0,85
ASTM A-572 Gr 50	345	450	21	0,77

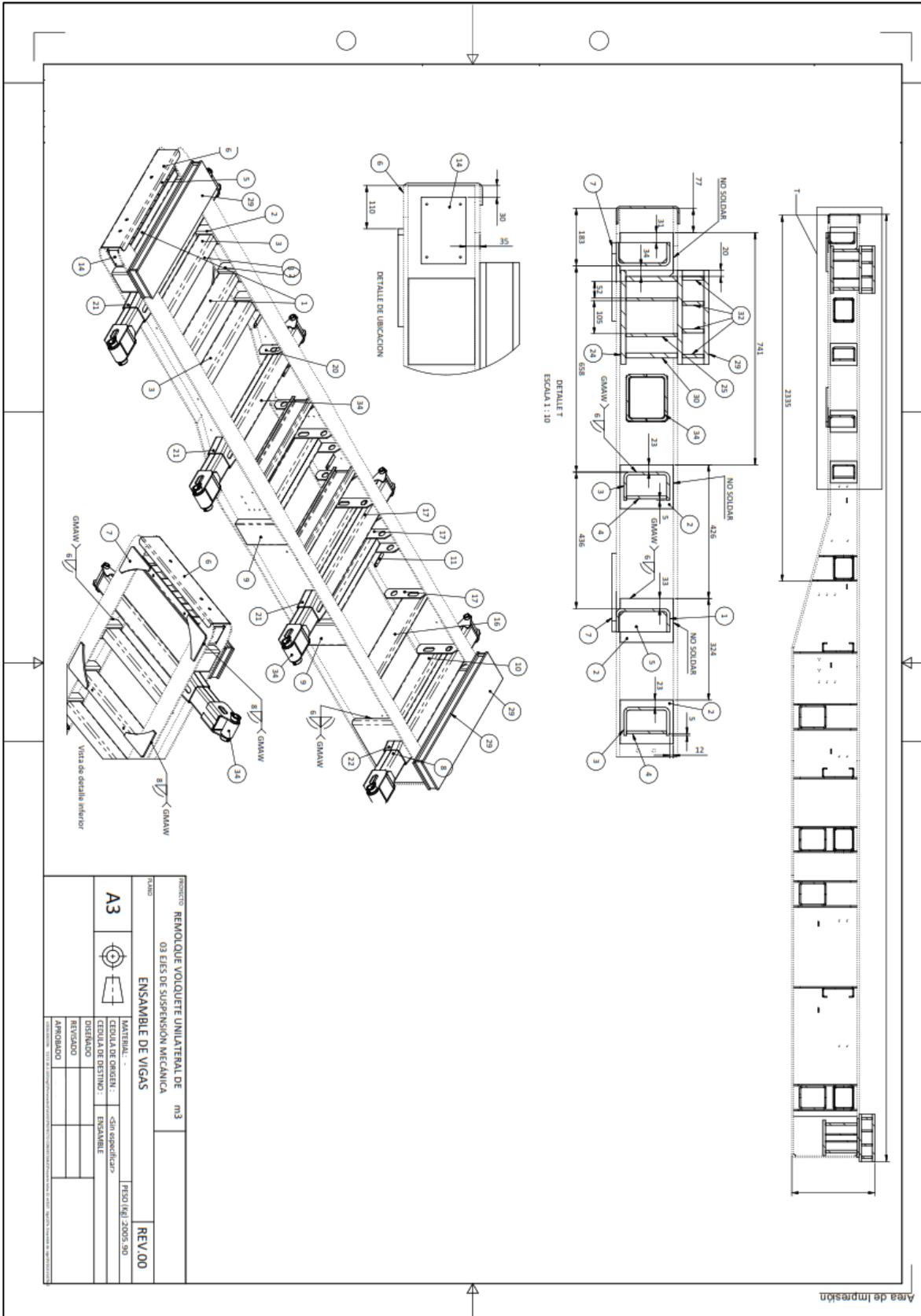
Aceros estructurales chilenos para construcciones generales (NCh 203 Of. 2006)

A240ES	240	360	22	0,67
A270ES	270	410	20	0,66
A345ES	345	510	18	0,68
M345ES	345	510	18	0,68
Y345ES	345	480	18	0,72

Aceros estructurales chilenos para construcciones sometidas a cargas de origen dinámico (NCh 203 Of. 2006)

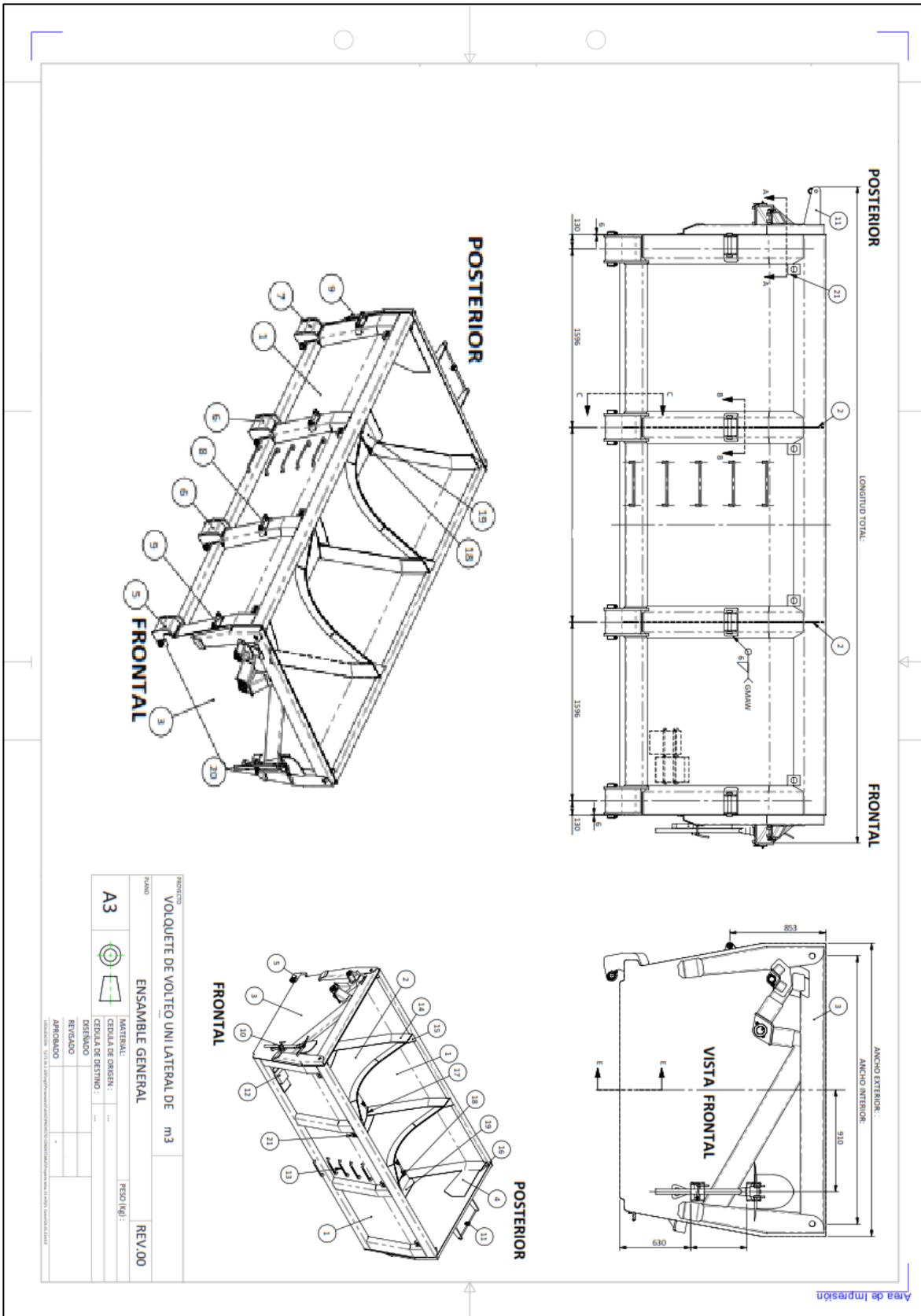
A250ESP	250 a 350	400 a 550	23	0,63
A345ESP	345 a 450	450 mín	21	0,77

# Anexo 03: Plano de estructura de la viga



Area de Impresión

# Anexo 04: Plano de estructura de la Tolva



Anexo 05: Presupuesto de la fabricación de la carrocería Bitren

<b>DESCRIPCION/RESUMEN (VOLQUETE)</b>	<b>COSTO</b>
COSTO ACERO (A-36/HARDOX500,A-572)	\$9,232
COSTO SOLDADURA	\$1,926
COSTO AUTOPORTES	\$4,423
SISTEMA HIDRAULICO	\$6,180
PERNERIA Y LOGOTIPOS	\$144
SISTEMA NEUMATICO	\$398
SISTEMA ELECTRICO	\$2,206
FABRICACION DE HOST	\$216
INSUMOS PINTADO EXTERIOR	\$2,313
MANO DE OBRA	\$3,286
<b>COSTO TOTAL DE FABRICACION VOLQUETE</b>	<b>\$30,323</b>
<b>DESCRIPCION/RESUMEN (REMOLQUE TOLVA)</b>	<b>COSTO</b>
COSTO ACERO (A-36/HARDOX500,A-572)	\$9,763
COSTO SOLDADURA	\$1,284
COSTO AUTOPORTES	\$4,409
SISTEMA HIDRAULICO	\$6,180
PERNERIA Y LOGOTIPOS	\$134
SISTEMA NEUMATICO	\$666
SISTEMA ELECTRICO	\$2,239
SUSPENSION MECANICA Y EJES	\$13,374
LLANTAS	\$10,920
INSUMOS PINTADO EXTERIOR	\$2,313
MANO DE OBRA	\$4,409
<b>COSTO TOTAL DE FABRICACION REMOLQUE</b>	<b>\$55,691</b>
<b>COSTO TOTAL DEL BITREN 77TN</b>	<b>\$86,015</b>

Anexo 06: Fotos del proceso de fabricación de la carrocería Bitren



## Anexo 07: Ficha técnica de neumáticos 12R20





**HAULMAX TYRES®**  
ENGINEERED IN AUSTRALIA

# S8817



The mine tyre is applicable for more rock operations under severe use conditions such as well lanes and tunnels. It has a super-strong tyre body, lengthened tread of tyre and high-strength and high-hardness special tread formula, so that it has good cutting resistance, puncture resistance and wear resistance; and due to the special running area and pattern design, the running stability and the passing performance are good.

**S8817**

SIZE	PR	PATTERN N°	TYPE	T.D. (mm)	STD.RIM	MAX LOAD (lbs) (kg)		INFLATION PRESSURE (psi) (kPa)		SPEED (mph)	S.W. (mm)	O.D. (mm)
12.00-20	24	S8817	TT	61	8.5	21845	9910	115	792	15	320	1143

Applications





# Anexo 08: Ficha técnica de Ejes de 16TN de capacidad

