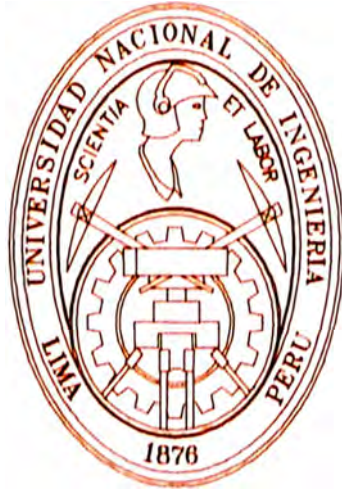


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**REDISEÑO DE UN CARRO FERROVIARIO PARA
INCREMENTAR LA CAPACIDAD DE CARGA EN 30%”**

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

JUAN JOSE SARAVIA CASTILLA

PROMOCIÓN 2001-II

LIMA – PERÚ

2012

Dedicatoria

A mis padres, familia y todas las personas que hasta el momento he conocido, por su apoyo en el desarrollo de mi carrera.

Lista de Símbolos y Prefijos

AAR	: Asociación American Railroad
Ton	: Toneladas métrica
MTC	: Ministerio de Transporte y Comunicaciones
σ	: Tensión o esfuerzo (Kg/cm ²)
σ_{\max}	: Esfuerzo máximo (kg/cm ²)
σ_{\min}	: Esfuerzo mínimo (kg/cm ²)
σ_m	: Esfuerzo medio (kg/cm ²)
σ_a	: Esfuerzo alternante (kg/cm ²)
ε	: Deformación Unitaria
C	: Daño acumulado por serie de ciclos de esfuerzo
E	: Modulo de Elasticidad del acero (Kg/cm ²)
τ	: Tensión Cortante o Tangencial (Kg/cm ²)
S_y	: Esfuerzo de Fluencia del material (kg/cm ²)
S_f	: Esfuerzo de limite de fatiga (kg/cm ²)
N	: Numero de ciclos de vida
$[F]$: Matriz de cargas (Kg)
$[\vec{u}]$: Matriz de Desplazamiento nodales
$[\vec{K}]$: Matriz Rigidez del solido
CAD	: Computer Aided Design
CAE	: computer aided engineering
MINEM	: Ministerio de energía y minas
FEA	: Finite element analysis.

TABLA DE CONTENIDO

PRÓLOGO	1
CAPITULO 1	3
INTRODUCCIÓN	3
1.1 Antecedentes	3
1.2 Objetivo.....	3
1.3 Justificación	4
1.4 Alcance	4
CAPITULO 2	6
2 TEORÍA DE DISEÑO ESTRUCTURAL, MECÁNICA MATERIALES Y SOFTWARE DE INGENIERÍA APLICADA A LA INDUSTRIA FERROVIARIA	6
2.1 Generalidades de diseño carro ferroviario.....	6
2.1.1 Partes principales de los carros ferroviarios.....	6
2.1.2 Límites de carga para carros ferroviarios de acuerdo a norma A.A.R.....	6
2.1.3 Cama o estructura principal de un carro ferroviario.....	7
2.1.4 Carro tipo cajón y tanque doble propósito	8
2.2 Criterio del diseño estructural.....	9
2.3 Diseño estructural en rango elástico lineal	9
2.4 Generalidades de resistencia de materiales en rango elástico.....	10
2.4.1 Propiedades mecánicas de los materiales	10
2.4.2 Criterios de análisis de fallas estático	11
2.4.3 Análisis de falla para materiales dúctiles.....	12
2.4.3.1 Análisis por esfuerzo cortante máximo - Tresca.....	12
2.4.3.2 Análisis por energía de deformación o distorsión – Von Mises.	13

2.4.4	Criterios de falla por fatiga	14
2.4.4.1	Tipo de esfuerzos (carga) fluctuantes por fatiga.....	15
2.4.4.2	Diagrama de Wohler -curva S-N	17
2.4.4.3	Teoría del daño acumulado por fatiga	18
2.5	Introducción al método de elementos finitos: Aplicación a la Mecánica de Sólidos	19
2.6	Herramientas de diseño o modelado asistido por computadora	22
2.7	SOLIDWORKS-SIMULATION como herramientas de análisis estructural por elementos finitos	23
CAPITULO 3		25
3	SELECCIÓN DEL CARRO A REDISEÑAR MEDIANTE ESTADÍSTICA DE PRODUCCIÓN MINERA	25
3.1	Estadística de producción en las empresas mineras, empresa ferroviaria.....	25
3.2	Flota y capacidades máximas de transporte anual de carros ferroviarios del ferrocarril del centro	29
3.3	Planteamiento de Problema	34
CAPITULO 4		36
4	REDISEÑO DEL CARRO FERROVIARIO	36
4.1	Criterio para transformar un carro tipo tanque doble propósito a un tipo cajón	36
4.1.1	Inspección previa visual de la estructura y carrocería del carro tipo tanque doble propósito.....	36
4.1.2	Retiro de soportes centrales y tanque de la carrocería del carro	37

4.2	Uso de Software SOLIDWORKS – SIMULATION (CAD – CAE) y propiedades del material de la estructura.....	38
4.2.1	Propiedades Mecánicas del Acero Estructural ASTM A-36.....	39
4.2.2	Fabricación de un prototipo como inicio del proyecto.....	40
4.3	Modelado en 3D de la estructura principal del carro tipo tanque doble propósito.....	41
4.4	Cargas y restricciones consideradas para el análisis por elementos finitos.....	41
4.4.1	Restricción de movimiento de la estructura.....	41
4.4.2	Carga por fuerza de gravedad de la masa de la estructura.....	42
4.4.3	Carga por componentes instalados uniformemente distribuidos	42
4.4.4	Cargas por barandas laterales y frontales instalados.....	42
4.4.5	Cargas simulada por transporte de Mineral.....	43
4.5	Análisis de la estructura original bajo condiciones de carga normal (50 ton) e incremento a 30% (65ton).....	44
4.5.1	Cálculo de propiedades físicas de la estructura.....	44
4.5.2	Análisis simulando 50 toneladas de mineral cargado.....	45
4.5.2.1	Características del mallado, nodo y elementos.....	45
4.5.2.2	Resultado del análisis estático.....	46
4.5.2.3	Resultado del análisis de fatiga.....	49
4.5.3	Análisis estructural del carro bajo carga futura a 65 toneladas.....	51
4.5.3.1	Resultado del análisis estático.....	51
4.5.3.2	Resultado del análisis de fatiga.....	54
4.6	Rediseño de la estructura del carro para carga de 65 ton de mineral.....	56
4.7	Análisis de la estructura rediseñada para una carga de 65 toneladas.....	58
4.7.1	Cálculo de propiedades físicas de la estructura.....	58

4.7.2	Características del mallado, nodos y elementos	59
4.7.3	Resultado del análisis estático	60
4.7.4	Resultado del análisis de fatiga	63
4.8	Análisis de resultados del estudio de estructura original y estructura rediseñada	65
CAPITULO 5	66
5	PROGRAMACIÓN Y COSTOS	66
5.1	Recursos utilizados para el rediseño del carro	66
5.2	Diagrama Gantt	66
5.3	Análisis de estudio técnico – económico	67
6	CONCLUSIONES	72
7	RECOMENDACIONES	75
8	BIBLIOGRAFÍA	77
9	PLANOS	79
10	APÉNDICE	87
	Apéndice A: Costos unitarios de recursos utilizados en el mantenimiento del carro del proyecto.....	87
	Apéndice B: Costos unitarios de recursos utilizados en el rediseño y reforzamiento del carro del proyecto	88
	Apéndice C: Resumen del Manual de Estándares y Prácticas Recomendadas por la A.A.R. Sección C-parte II.....	89
	Apéndice D: Límite de carga en carros ferroviarios establecido por la A.A.R.	92
	Apéndice E: Utilización de Strain Gages	94
	Apéndice F: Propiedades físicas y químicas de electrodos utilizados.....	102
	Apéndice G: Rediseño del carro prototipo e incremento de carga en 30%	104

PRÓLOGO

La experiencia técnica y necesidad presentada en la del sector ferroviario, y de manera de difundir, investigar y apoyar a futuros estudios en este campo presento el informe de ingeniería titulada “Rediseño de un carro ferroviario para incrementar la capacidad de carga en 30%”. La misma que está estructurada en 5 capítulos más conclusiones, recomendaciones y apéndices de ayuda, que demuestran cómo se logra cumplir con el objetivo de este estudio.

En el capítulo 1, se describe la parte introductoria que manifiesta principalmente el objetivo de este informe. Así mismo se desarrolla los fundamentos de antecedentes de la operación del sector ferroviario en el Perú, se justifica la necesidad del estudio y el alcance que tendrá dentro de aporte de conocimientos ingenieriles que se aplica en el día a día del trabajo.

En el capítulo 2, se describe el marco teórico de todos los estudios ingenieriles que se utilizaran para demostrar, concluir y recomendar los resultados de este estudio. Dentro de ello, se hace mención el funcionamiento y nomenclatura de la estructura de los carros ferroviarios debido a ser temas que no se estudian en el Perú. Con estos conceptos y normas que regulan la operación de los carros ferroviarios, podemos utilizar el software por análisis por elemento finitos (FEA), que ayudaran a cumplir con el objetivo.

En el capítulo 3, se inicia el planteamiento del problema, demostrando que tipo de carro se selecciona para el estudio, para ello se utiliza información

estadística de la producción minera registrada en el Ministerio de Energía y Minas (MINEM) de los años 2006 a 2010, así mismo en la empresa se analiza la producción de transporte de mineral en los años mencionados y conformación de su flota. Con esta parte del estudio concluye que se debe rediseñar a los carros tipo tanque doble propósito aumentado su capacidad de carga en 30% convirtiéndolos en carros tipo cajón, para el transporte de concentrado de minerales de la sierra central al Callao.

En el capítulo 4, se realiza los análisis al diseño estructural del carro original y rediseñado, utilizando modelamiento en 3D y software de ingeniería para determinar las adecuaciones, reforzamientos o cambios. Para ello se utiliza el software CAD de Solidworks 2011 y CAE el software de Simulation. Los resultados obtenidos después de varias simulaciones, logra satisfacer el objetivo del proyecto dentro de lo requerido por la norma A.A.R.

En el capítulo 5, se realiza los estudios para sustentar económicamente la viabilidad del proyecto de rediseñar 30 carros, así como los tiempos de las actividades y retorno de la inversión económica, comprándolo con la compra de carros nuevos de acuerdo a las mismas características del proyecto. Para esto se logró con apoyo de la empresa y proveedores que brindaron la información necesaria para el análisis.

En las conclusiones y recomendaciones, se pone de manifiesto que el estudio y los resultados obtenidos en los capítulos 3, 4 y 5 satisfacen la necesidad de la empresa y se alcanza a cumplir con el objetivo dentro de una decisión técnico – económico.

En las bibliografía y apéndices, se adjunta sustentación de normas y temas que fueron utilizados para validar y desarrollar el informe.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

El vagón ferroviario es una unidad móvil rodante, destinado al transporte de pasajeros y carga. Se le llama coche a los vagones de pasajeros y carros a los de carga. En el Ferrocarril del Centro del Perú tiene carros de carga de fabricación Americana y Brasileña. Para los carros brasileña del año 1982, no se tiene información de la norma utilizada en su diseño y fabricación. Debido a esta falta de información técnica para tomar decisiones sobre el incremento de la capacidad de carga, se origina la necesidad de realizar un análisis estructural del carro; para ello se utilizara como material de consulta normas americanas, estudios ferroviarios, informes y libros relacionados al diseño y fabricación de carros ferroviarios. Asimismo, este informe servirá de apoyo para "futuros análisis" o "fabricación de carros ferroviarios en el Perú", originándose así un gran avance en la industria ferroviaria en nuestro país.

1.2 OBJETIVO

Rediseñar la estructura de un carro ferroviario tipo tanque doble propósito e incrementar su capacidad de carga en 30% (50 a 65 Ton), para ser utilizado como carro tipo cajón en el transporte de concentrado de minerales; demostrando mediante un análisis estadístico de demanda de minerales la

demostrando mediante un análisis estadístico de demanda de minerales la selección de este tipo de carro para el proyecto. Asimismo, realizar un análisis estructural por elementos finitos mediante un software de ingeniería que nos brinden resultados, para tomar decisiones dentro de un marco técnico-económico cumpliendo con los estándares de seguridad de la norma ferroviaria AAR.

1.3 JUSTIFICACIÓN

En la actualidad el aumento de la producción minera y el efecto del mercado internacional de minerales, ha originado que las empresas de transporte busquen soluciones en beneficio del cliente y empresa propia. Estas soluciones en particular para la industria ferroviaria de la Zona Central del Perú ha originado el análisis interno de la flota disponible, y análisis externo con la compra de nuevas flotas. Dentro del análisis interno de sus flotas, se ha necesitado conocer qué tipo de carros son los más rentables en transporte y en cuánto se pueden incrementar su capacidad de carga.

1.4 ALCANCE

Los estudios y análisis a desarrollar para obtener la solución propuesta en la justificación y objetivo, está respaldada por los siguientes alcances:

- Para nuestro análisis utilizaremos la estructura principal (cama) de un carro tipo tanque doble propósito como base, para ser modificado a tipo cajón.
- La solución del análisis estará aceptada cuando se obtiene un Factor de Seguridad de 1.8 (ver apéndice C), que es requerido como mínimo por la norma de Association of American Railroads (AAR), recomendada por el

Ministerio de Transporte y Comunicaciones (MTC) para poder operar en una línea férrea.

- El análisis estructural estará basada en modelamiento por sistema CAD (Solidwork) y los análisis por Elementos finitos por sistema CAE (Simulation).
- El análisis por elementos finitos desarrollado en los estudios de análisis estático - elástico y análisis de fatiga, para las cargas simuladas de 50 toneladas y 65 toneladas.
- Se realizara un prototipo para verificar los resultados obtenidos de las simulaciones del programa. Este prototipo estará en prueba por 3 meses con la inspección de campo en cada viaje de carga.
- Los resultados deben estar dentro de un estudio técnico – económico de la rentabilidad y la seguridad de la operación y personal.
- Las unidades de medidas que se trabajaran serán en Unidades Internacionales.

CAPITULO 2

TEORÍA DE DISEÑO ESTRUCTURAL, MECÁNICA MATERIALES Y SOFTWARE DE INGENIERÍA APLICADA A LA INDUSTRIA FERROVIARIA

2.1 GENERALIDADES DE DISEÑO CARRO FERROVIARIO

2.1.1 Partes principales de los carros ferroviarios.

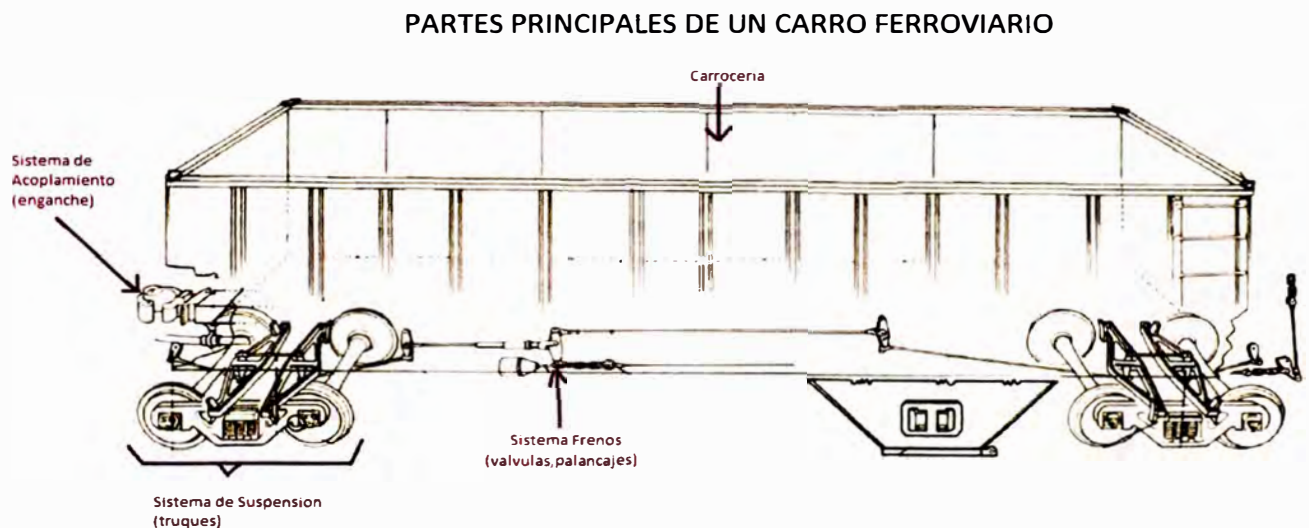


Figura N° 2-1: Parte principal de un carro ferroviario

2.1.2 Límites de carga para carros ferroviarios de acuerdo a norma A.A.R.

Los límites de carga de un carro ferroviario está establecido en el manual de Estándares y Prácticas Recomendados de la A.A.R., en base

a un carro con cuatro ejes de ruedas y a los parámetros mencionados en la Tabla N° 2-1.

Tabla N° 2-1: Tabla de capacidades y medidas de ejes para carros de acuerdo a norma AAR

Capacidad Nominal (Ton)	Clase de Rodamiento	Medida Eje	Carga Total Sobre el Riel (Ton)	Diametro Plato Centro Cuerpo (Plg)
30	B	4 1/4" X 8"	46.7	11 3/4
40	C	5" X 9"	64.4	11 3/4
50	D	5 1/2" X 10"	80.3	11 3/4
70	E	6" X 11"	99.8	13 3/4
100	F	6 1/2" X 12"	119.3	13 3/4
				15 3/4
125	G	7" X 12"	142.9	15 3/4

Para mayores detalles ver apéndice D.

2.1.3 Cama o estructura principal de un carro ferroviario

La cama o estructura principal de un carro, es la parte más importante en el cual según el tipo, se coloca la carrocería (barandas, tanques, tolvas, piso, bodegas, etc.), además se instalan los sistemas de acoplamiento y los diversos componentes para el sistema de freno o carga-descarga del carro.

La cama se compone de vigas longitudinales, transversales y algunas veces diagonales, las cuales son unidas mediante soldadura o remaches, permitiendo así la solidez necesaria. La correcta distribución de las fuerzas se garantiza por medio de las vigas especiales reforzadas.

- Puente Pivote, los cuales reciben las fuerzas verticales

- Viga Central, el cual actúan los esfuerzos longitudinales de tracción, Compresión y esfuerzos verticales.

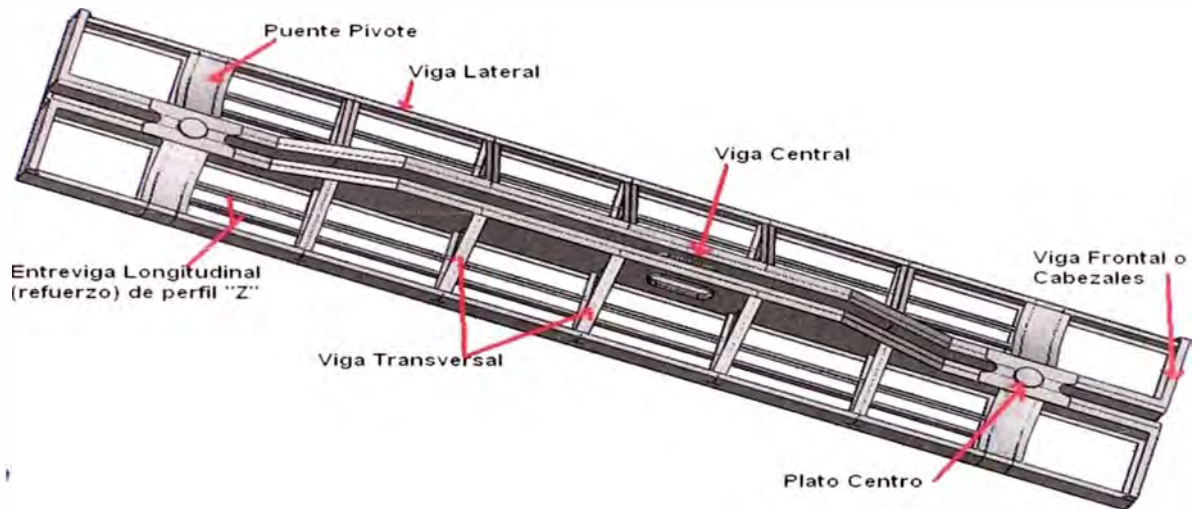


Figura N° 2-2: Nomenclatura de la estructura principal de un carro ferroviario

2.1.4 Carro tipo cajón y tanque doble propósito

Figura N° 2-3 Carro tipo cajón con barandas laterales - frontales





Figura N° 2-4: Carro Tanque doble propósito

2.2 CRITERIO DEL DISEÑO ESTRUCTURAL

El criterio de diseño estructural consiste en seleccionar las secciones óptimas de los miembros (materiales), con sus correspondientes uniones y conexiones, entre un conjunto de alternativas para cada caso en particular. Para ello se pueden emplear métodos que tomen en consideración el comportamiento de la estructura en rango puramente elástico, o métodos que permitan la incursión de algunas secciones del sistema en rango inelástico.

2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL EN RANGO ELÁSTICO LINEAL

Las normas que permiten el diseño de las estructuras aceptando su comportamiento en rango elástico exclusivamente, se basan en las cargas de servicio actuantes en los diferentes niveles, y en los esfuerzos admisibles de

trabajo, que resulta una fracción de los esfuerzos de fluencia. En este caso, todos los miembros de la estructura deben cumplir con las hipótesis de las leyes de la elasticidad lineal que son:

- La ley de Hooke

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

σ = Tensión Normal

ε = Deformación Lineal

E = Modulo Elasticidad

2.4 GENERALIDADES DE RESISTENCIA DE MATERIALES EN RANGO ELÁSTICO

Se dice que un cuerpo cargado es perfectamente elástico si recobra su forma inicial al ser descargado. También es el trabajo realizado por las fuerzas externas durante la deformación se transforma completamente en energía potencial de deformación.

2.4.1 Propiedades mecánicas de los materiales

Para que las máquinas y estructuras funcionen apropiadamente, su diseño requiere que entendamos el comportamiento mecánico de los materiales usados. El procedimiento usual es colocar pequeñas probetas del material en máquinas de prueba, aplicar las cargas y medir las deformaciones resultantes. En la figura N° 2-5 se muestra el diagrama Tensión – Deformación para el acero estructural en tracción, en el cual podemos ver su comportamiento ante la aplicación de una carga y poder analizar la zona donde trabajara nuestro diseño.

Para esto los cálculos de diseño estático se analizara la región lineal tramo OA, el cumple con la ley de Hooke.

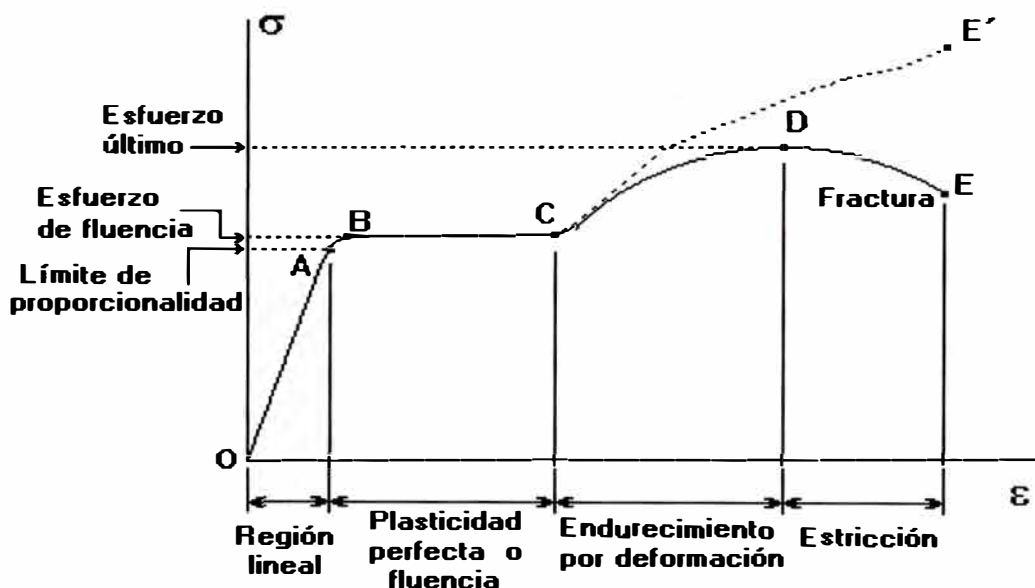


Figura N° 2-5: Diagrama esfuerzo - deformación del acero estructural

2.4.2 Criterios de análisis de fallas estático

La falla de un elemento sobre el que actúa una fuerza es cualquier comportamiento que lo vuelve inadecuado para la función a que fue diseñado, básicamente es debido a sobrecarga o, deformación excesiva. Para ello se analiza el esfuerzo normal (axial) y el esfuerzo tangencial (cortante) en la fase de diseño de la estructura. En sí, los mecanismos internos que originan la falla dependen de la estructura microscópica del material y de la forma de sus enlaces atómicos. Para predecir la falla de materiales bajo cargas estáticas y poder hacer diseños de elementos de máquinas confiables se han desarrollado varias teorías para grupos de materiales, basándose en observaciones experimentales.

Las teorías de falla se dividen en dos grupos que depende del tipo de material sea Dúctil o Frágil. ver tabla N° 2-2.

Tabla N° 2-2: Grupos de teorías de falla

Materiales Dúctiles	Materiales Frágiles
Análisis por esfuerzo Cortante máximo (Teoría de Tresca)	Análisis por Máximo Esfuerzo Normal (Teoría de Rankin)
Análisis por Energía de Distorsión o Máximo Esfuerzo de Von Mises	Análisis por Coulomb - Mohr

2.4.3 Análisis de falla para materiales dúctiles

Los materiales dúctiles más usados en estructuras en su mayoría son los metales y plásticos (polímeros). Se debe tener presente que en términos generales, los materiales dúctiles tienen la misma resistencia a la tracción y a la compresión y no son tan susceptibles a las zonas de concentración de esfuerzos en términos comparativos con los materiales frágiles.

Se puede considerar que un material dúctil ha fallado cuando en términos globales el esfuerzo que está soportando alcanza el esfuerzo de fluencia.

2.4.3.1 Análisis por esfuerzo cortante máximo - Tresca

Esta teoría establece que se produce la fluencia (falla) cuando la tensión cortante (permisible) alcanza el valor del esfuerzo cortante máximo. El esfuerzo cortante máximo se define como el correspondiente a la fluencia del material en el ensayo de tracción.

$$\tau_{max} \geq \frac{S_y}{2}, \quad \tau_{max} \text{ es el mayor de } \tau_{12}, \tau_{23} \text{ y } \tau_{13}$$

Dónde:

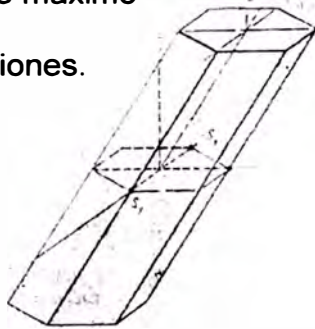
$$\tau_{12} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2}; \tau_{23} = \frac{(\sigma_2 - \sigma_3)}{2}; \tau_{13} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2}$$

Siendo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ esfuerzos o tensiones principales que actúan en la estructura.

$$\text{El factor de seguridad (FDS)} = \frac{\sigma_y}{(2 * \tau_{max})}$$

La representación gráfica de las tensiones normales y tangenciales se muestra en la Figura N° 2-6.

Teoría esfuerzo cortante máximo en tres dimensiones.



Teoría esfuerzo cortante máximo para esfuerzos biaxiales

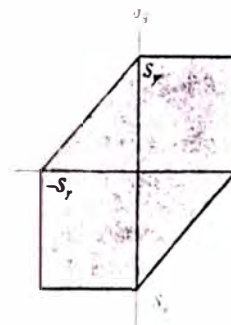


Figura N° 2-6: Diagrama de tensiones 2-D y 3-D de Tresca

2.4.3.2 Análisis por energía de deformación o distorsión – Von Mises

La teoría de la energía de deformación, establece que la falla se produce cuando la energía de distorsión en un volumen unitario iguala o excede el valor de la energía de distorsión en el mismo volumen en un ensayo de tracción en el momento de la fluencia en tracción o compresión.

$$U_t = U_d + U_m$$

Dónde:

U_t = Energía de Deformación Total

U_d = Energía de distorsión

U_m = Energía de aumento de volumen

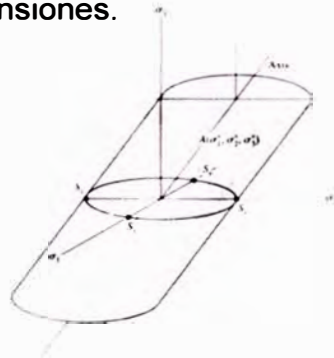
Desarrollando estas ecuaciones y estableciendo en términos de tensiones principales σ_1 , σ_2 , σ_3 , la tensión de Von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{vonmises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \geq \sigma_y$$

$$\text{El factor de seguridad (FDS)} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vonmises}}$$

La representación gráfica de las tensiones normales y tangenciales se muestra en la **Figura N° 2-7**.

Tensiones de Von Mises en tres dimensiones.



Tensiones de Von Mises en dos dimensiones.

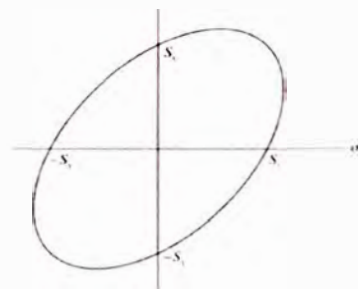


Figura N° 2-7: Diagrama de tensiones 2-D y 3-D de Von Mises

2.4.4 Criterios de falla por fatiga

En la vida real se observa que repetidos ciclos de carga y descarga debilitan las estructuras a lo largo del tiempo incluso cuando las cargas inducidas están considerablemente por debajo de la tensión de rotura estática, e incluso del límite elástico del material. Este fenómeno se le conoce como **Fatiga**. Cada ciclo de fluctuación de la tensión deteriora o daña la estructura un poco. Tras un N° de ciclos determinado, la estructura está tan debilitada que rompe por Fatiga. Para complicar el tema también se observa en piezas metálicas que por debajo de un cierto valor de la tensión no se produce la rotura por elevado que sea el

Nº de ciclos de trabajo de la pieza, a esto se le dice que la estructura es resistente a la fatiga.

La vida a fatiga, se puede definir como el **"fallo debido a cargas repetitivas que incluye la iniciación y propagación de una grieta o conjunto de grietas hasta el fallo final por fractura"**. El análisis de fatiga estructural es una herramienta para evaluar la validez de un diseño, o su durabilidad, bajo condiciones de carga simples o complejas conocidas como cargas de servicio. En forma general cada estructura tendrá una ley de variación de carga, y por consiguiente de esfuerzos. Es de esperar que los esfuerzos sean cíclicos y que dentro de un ciclo característico se presenta un esfuerzo máximo (δ_{max}) y un esfuerzo mínimo (δ_{min}), según sea la relación sobre el elemento solicitado será diferente.

Los ensayos demuestran que el proceso de formación de una grieta está relacionado con la acumulación de deformación plástica y estas son consecuencia de los valores de los esfuerzos superiores e inferior. Por consiguiente el mecanismo de falla por fatiga es independiente de la forma que tenga la onda de esfuerzo y solo interesa los valores de esfuerzos.

2.4.4.1 Tipo de esfuerzos (carga) fluctuantes por fatiga

Para poder analizar la resistencia a la fatiga de elementos sometidos a esfuerzos variables o fluctuantes se descomponen en dos componentes, una correspondiente a un esfuerzo estático (sin variación en el tiempo) que se denomina esfuerzo medio (δ_m), y el otro corresponde a un esfuerzo alternante que se denomina esfuerzo alternante (δ_a).

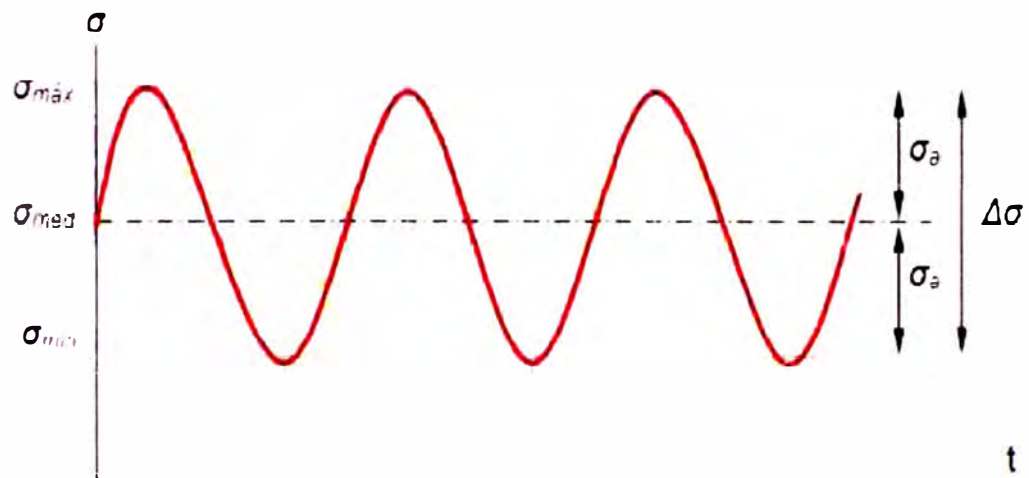


Figura N° 2-8: Nomenclatura designación esfuerzos fluctuantes por fatiga

Esfuerzo medio: $\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$

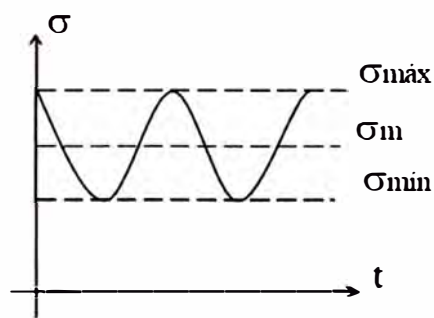
Esfuerzo alternante: $\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$

Coeficiente de ciclo o

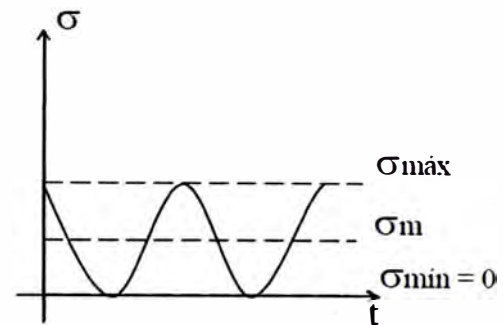
Relación de amplitud: ... $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$

Existen formas particulares de los esfuerzos:

i. Esfuerzo pulsante:



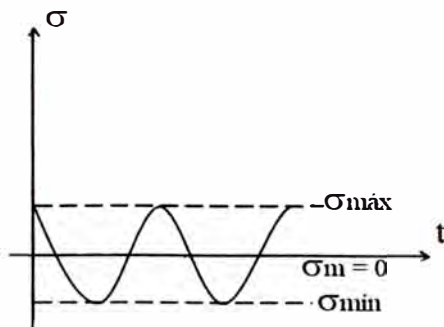
Esfuerzo pulsante variable
 $0 < R < 1$



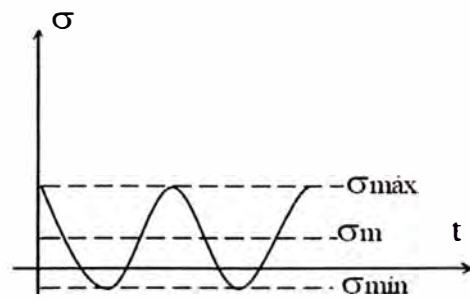
Esfuerzo pulsante puro
 $R=0$

Figura N° 2-9: Tipos de esfuerzos pulsantes

ii. Esfuerzo Alternante:



Esfuerzo alternante puro
 $R = -1$



Esfuerzo alternante variable
 $-1 < R < 0$

Figura N° 2-10: Tipo de esfuerzo alternante

2.4.4.2 Diagrama de Wohler -curva S-N

Los resultados de los estudios estructurales (estáticos y dinámicos, lineales y no lineales) se usan como los datos básicos de partida para definir el estudio de fatiga. El N° de ciclos requeridos para que el fallo por fatiga ocurra en un punto, depende del material y de la fluctuación

de las tensiones. Esta información, para ciertos tipos de materiales ferrosos, los proporciona la llamada Curva S-N (diagrama de Wohler).

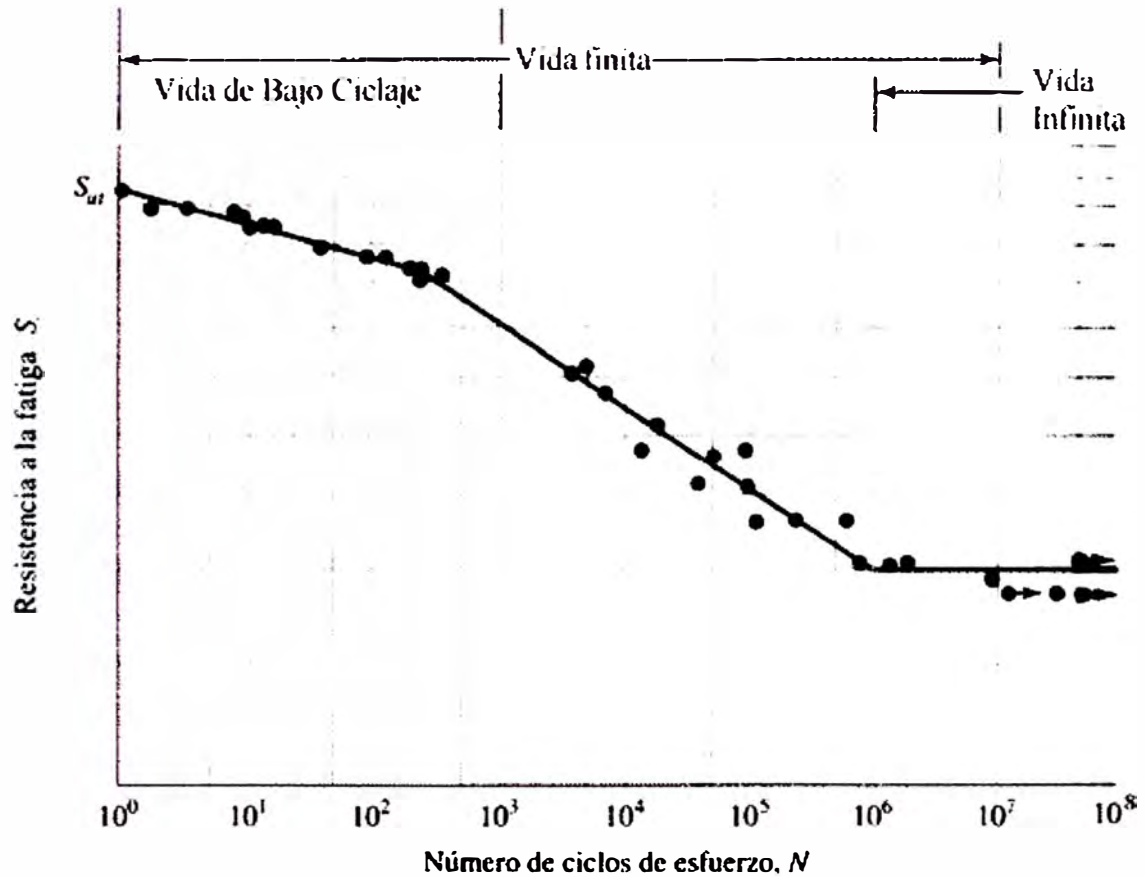


Figura N° 2-11: Diagrama de S - N

2.4.4.3 Teoría del daño acumulado por fatiga

La teoría del daño acumulado estipula que cada serie de ciclos de tensión se cuenta como una cierta fracción del daño total, y cuando estas fracciones sumadas llegan a la unidad ocurre la fractura. La fracción del daño total ocasionado por una serie de ciclos a un determinado nivel de tensión está dada por la relación entre el número de ciclos aplicados (a ese nivel de tensión), y la vida en fatiga a esa tensión.

La relación de ciclos: $C = n_i / N_i$,

Dónde: N se obtiene de las curvas S-N para un dado por ciento de supervivencia).

2.5 INTRODUCCIÓN AL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS: APLICACIÓN A LA MECÁNICA DE SÓLIDOS

El Método de los Elementos Finitos es un método numérico de resolución de problemas de Mecánica de Sólidos que resulta de gran importancia por su utilidad práctica. Es una herramienta de cálculo muy potente que permite al ingeniero estructural resolver infinidad de problemas. Sin embargo, es un método que no proporciona la solución “exacta” a un problema dado, sino que, en realidad, posibilita obtener una solución aproximada que, con el juicio ingenieril que se le supone al calculista, puede ser más que suficiente para la resolución de un problema práctico. La idea básica más sencilla es dado un sólido, sometido a un sistema de cargas y coaccionado por unas ligaduras, el método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes (elementos) interconectadas entre sí a través de los nudos de los elementos, de manera que suponemos que, el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento, puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento (desplazamientos nodales); posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas (siguiendo los pasos del análisis matricial de estructuras), permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, podríamos determinar, de una forma aproximada como ya se dijo antes, las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento. Veamos con un

ejemplo lo dicho anteriormente. Supongamos el problema de la Figura N° 2-12, que corresponde a un problema de una placa de dimensiones finitas, sometida a tracción en sus lados superior e inferior, y que posee un agujero circular, de indeterminado radio, en su centro.

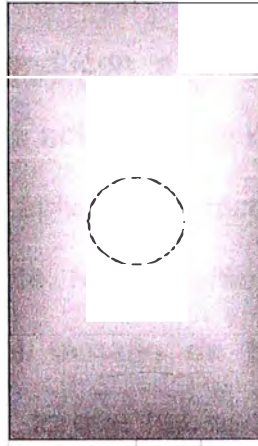


Figura N° 2-12: Probeta de análisis

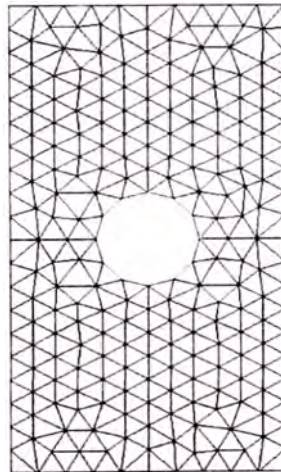


Figura N° 2-13: Probeta enmallada

Una modelización por elementos finitos de este problema, empleando elementos triangulares por ejemplo, podría ser la representada en la Figura N° 13, en la que se representa la malla de un modelo que podría utilizarse

para la resolución del problema. Como vemos en la Figura N° 2-13, la placa ha sido subdividida en elementos triangulares, de forma que estos elementos se suponen interconectados a través de sus vértices. Evidentemente, dado el número de elementos que hemos utilizado, el agujero circular de la realidad, por ejemplo, ya no es circular en nuestro modelo sino que es un dodecágono. Las consideraciones hechas conducen a que, la solución que vamos a obtener es una aproximación a la solución real del problema de la Figura N° 2-12 pero, muchas veces, en la aplicación práctica en ingeniería estructural, esto puede ser más que suficiente. No obstante, podríamos haber “refinado” la malla anterior reduciendo el tamaño de los elementos, y por tanto aumentando el número de ellos, lo que hubiese permitido modelar mejor la geometría del agujero central de la placa, y así obtener una solución que, aunque siguiera siendo aproximada, resultara más próxima a la realidad.

Todo lo anterior, nos ilustra sobre las posibilidades del método, que no sólo se imita acaso bidimensional sino que, también, permite analizar problemas tridimensionales: podemos analizar cualquier pieza de cualquier geometría, obteniendo el campo de tensión y deformación en su interior, y así luego poder comprobar que la pieza analizada cumple con los requisitos estructurales que esperábamos de ella. En general, en un problema a analizar por el Método de los Elementos Finitos, conoceremos las fuerzas exteriores aplicadas en algunos de sus nudos y los valores de los desplazamientos en otros. La clave del método está en que, tras su aplicación, obtendremos una expresión del tipo:

$$[\mathbf{F}] = [\mathbf{K}] * [\mathbf{u}]$$

En la que, $[\mathbf{F}]$ es un vector columna, conocido como vector de cargas, en el que están todas las fuerzas exteriores (las directamente aplicadas y las

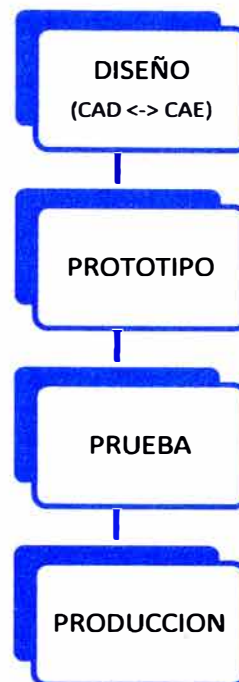
reacciones producidas) que actúan sobre el sólido; en el miembro de la derecha nos encontramos al vector $[\vec{u}]$, denominado vector de desplazamientos nodales, que representa, de manera ordenada, todos los desplazamientos que experimentan los nudos del modelo, y la matriz $[K]$, que se conoce como matriz de rigidez del sistema estructural y, cuya formación constituye el “corazón” de este método. Al igual que sucedía con la técnica convencional del análisis matricial de estructuras, del vector de cargas conoceremos sus componentes correspondientes a las cargas directamente aplicadas al sólido.

2.6 HERRAMIENTAS DE DISEÑO O MODELADO ASISTIDO POR COMPUTADORA

El diseño asistido por computadora es un proceso conocido por las siglas CAD (computer assisted design), que mejora la fabricación, desarrollo y diseño de los productos con la ayuda de la computadora. Con este proceso se pretende fabricarlos con mayor precisión, a un menor precio y mucho más rápido que como si hiciera solamente por el hombre.

El avance de la tecnología en los últimos años ha modificado la forma de entender el concepto de CAD, actualmente se entiende como la integración del diseño (CAD) y del análisis CAE (computer aided engineering). El nombre Ingeniería asistido por computadora (CAE) asocia la concepción de un producto y a las etapas de investigación y diseño previas a su fabricación.

Las fases de diseño de un producto se puede expresar de la siguiente forma:



Dentro de los programas que se encuentran en nuestro mercado nacional se tiene las siguientes marcas:

1. AUTODESK – INVENTOR (CAD-CAE)
2. SOLIDWORKS – SIMULATION (CAD-CAE)
3. SOLID EDGE (CAD)
4. ANSYS (CAE)
5. ALGOR (CAE)

2.7 SOLIDWORKS-SIMULATION COMO HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS ESTRUCTURAL POR ELEMENTOS FINITOS

El programa SolidWorks – Simulation, es una herramienta CAD-CAE, en el cual utiliza como herramienta de modelamiento del objeto en 3D al SolidWorks, y para su posterior análisis estructural de ingeniería utiliza al complemento que es programa Simulation. El programa Simulation realiza el

análisis de ingeniería utilizando el método de Elemento Finitos como solución numérica.

El sistema general para el análisis de un diseño es el mostrado en la figura 2-14.

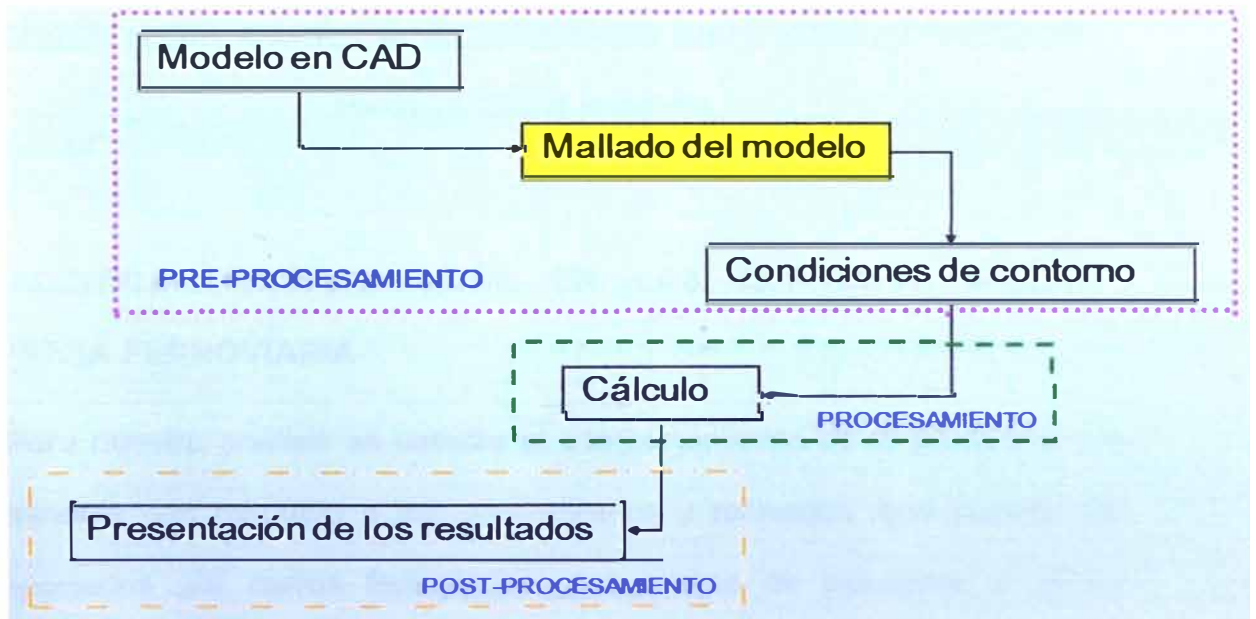


Figura N° 2-14: Proceso para generar un diseño

CAPITULO 3

SELECCIÓN DEL CARRO A REDISEÑAR MEDIANTE ESTADÍSTICA DE PRODUCCIÓN MINERA

3.1 ESTADÍSTICA DE PRODUCCIÓN EN LAS EMPRESAS MINERAS, EMPRESA FERROVIARIA

Para nuestro análisis se estudia el comportamiento de la producción de las mineras con respecto a los concentrados y refinados, que pueden ser transportados por carros ferroviarios; Así mismo se estudiara el efecto causado por la recesión económica y la baja del precio del mineral en el mercado internacional. Estos dos factores principales fueron el origen para que la empresa ferroviaria realizara un análisis de la situación, para mitigar el impacto y poder mantenerse y posteriormente crecer aprovechando las soluciones planteada en el estudio.

Para este análisis se muestra tablas e histogramas estadísticas de producción minera desde los años 2006 al 2010, recopilados del anuario del Ministerio de Energías y Minas (MINEM) y seleccionando los productos que transporta el ferrocarril:

- Concentrado plomo
- Concentrado de Zinc
- Refinado de Plomo
- Refinado de Zinc

Tabla N° 3-1: Estadística de producción mineral en las mineras cerca línea ferrocarril años 2006 al 2010

Tipo de Producto	Año 2006	Año 2007	Año 2008	Año 2009	Año 2010
Concentrado Zinc (ton)	574185	624991	638396	599764	572893
Concentrado Plomo (ton)	128420	210059	195693	147296	152458
Refinado Zinc (ton)	175250	162235	190324	149494	223112
Refinado plomo (ton)	126311	116774	114259	26599	0
Total (ton)	1004166	1114059	1138672	923153	948463

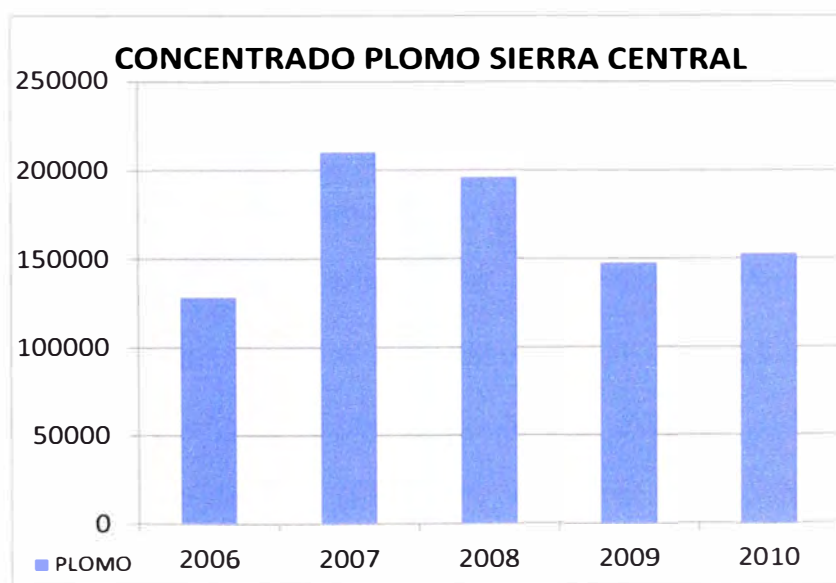


Figura N° 3-1: Diagrama de producción concentrado plomo Sierra Central

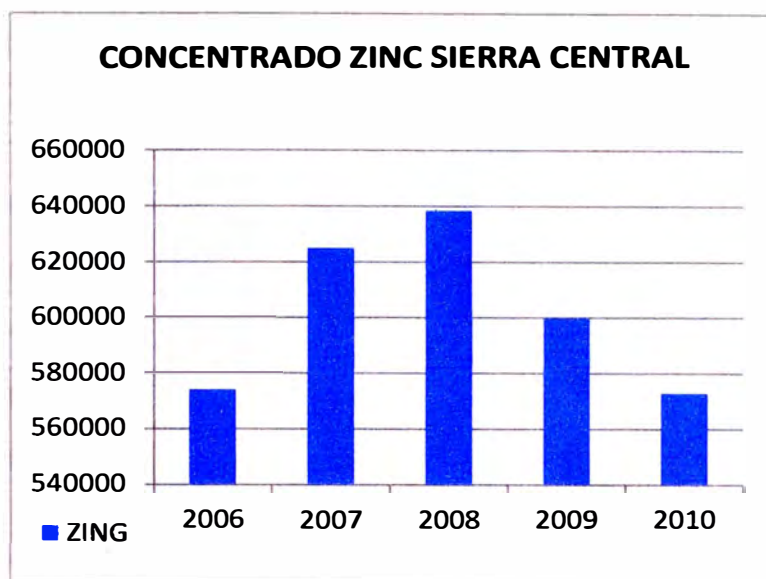


Figura N° 3-2: Diagrama de producción concentrado zinc Sierra Central

Como se aprecia en las tablas e histogramas de la producción minera se puede analizar el siguiente:

Para el e concentrado de Plomo (Figura N° 3-1), tuvo su punto máximo año 2007. Sin embargo debido a la recesión económica internacional del año 2009 la producción bajo un 25% con respecto al año 2008, y tuvo un crecimiento de 4% en el año 2010 con respecto al año 2009.

Para el concentrado de zinc (Figura N° 3-2) tuvo su punto máximo de producción en el año 2008. Sin embargo debido a la recesión económica internacional del año 2009 la producción bajo un 6% con respecto al año 2008, esto ha seguido bajando en el año 2010 en un 4% con respecto al año 2009.

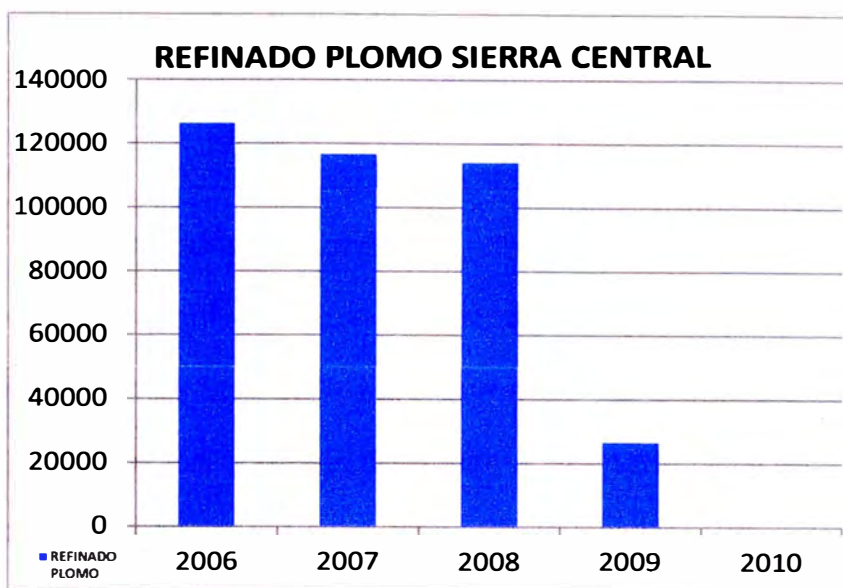


Figura N° 3-3: Diagrama de producción refinado plomo Sierra Central

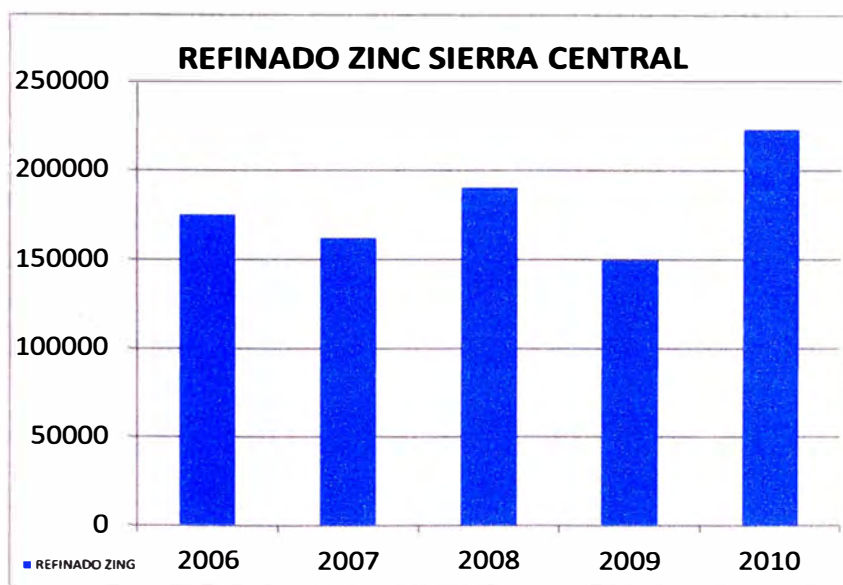


Figura N° 3-4: Diagrama de producción refinado zinc Sierra Central

Para el refinado de plomo de la Figura N° 3-3 la producción tuvo su punto máximo en el año 2006, sin embargo debido a recesión económica internacional del año 2009 la producción bajo un 77% con respecto al año 2008; en el año 2010 se tiene una producción de 0% debido a que la refinería DOE RUN deja de operar, debido que es la única refinería de plomo en esta zona y hasta el momento.

Para el refinado de zinc de la Figura N° 3-4 la producción en el año 2009 debido a la recesión económica bajo un 21% con respecto al año 2008. Sin embargo en el año 2010 la producción aumentó un 49% con respecto al año 2009, sobrepasando las producciones registradas en años anteriores, esto fue debido a que la Refinería Cajamarquilla aumento su capacidad instalada en un 100% para aumentar su producción llegando a compensar la producción que dejo de hacer la Refinería DOE RUN por estar parada hasta la actualidad.

3.2 FLOTA Y CAPACIDADES MÁXIMAS DE TRANSPORTE ANUAL DE CARROS FERROVIARIOS DEL FERROCARRIL DEL CENTRO

El ferrocarril del centro cuenta con la siguiente cantidad de flota de carros para el transporte de minerales de concentrado y refinados para plomo y zinc.

**Tabla N° 3-2 FLOTA DE CARROS Y CAPACIDAD MÁXIMA PARA
TRANSPORTE DE CONCENTRADO Y REFINADOS**

TIPO DE CARRO	TIPO DE PRODUCTO A TRANSPORTAR POR CARRO	N° SERIE DE LOS CARROS	TOTAL CARROS OPERATIVOS	CAPACIDAD MÁXIMA X CARRO (ton)
CAJON	Concentrado de plomo y zinc.	2000	184	50
	Refinado de plomo y zinc	2400	41	50
TANQUE DOBLE PROPOSITO	Petroleo residual.	4200	27	50
	Refinado de plomo y zinc	4300	3	50
TOLVA	Concentrado de plomo y zinc	5100/5200	59	65
		6000	19	55
		6200	16	50
		6300	17	50
		6400	28	75
		6440	23	75
TOTAL			417	

En la Tabla N° 3-2, muestra las cantidades por tipos, producto a transportar y números de series, así como la capacidad neta de carga de cada uno de los carros. La empresa ferroviaria cuenta con un total de 417 carros para el transporte de concentrado y refinado, que serán explotados de acuerdo a la programación solicitada por los clientes y los tiempos de rotaciones de cada uno de ellos, por ser recorridos desde la sierra central hasta el puerto del callao.

En la Tabla N° 3-3, podemos ver datos estadísticos de capacidad transportada de concentrado y refinado por la empresa ferroviaria en los años 2006 al 2010. Esta capacidad de transporte anual está en función a la rotación promedio mensual que tienen los carros debido a factores de: requerimiento del cliente para cargar (la producción está en función al

mercado internacional y tipo de almacenes a destino), demora por descarga en almacenes de destino, tiempo de rotación desde el callao hasta la sierra central y algunos problemas durante el traslado. De esto se puede apreciar dos grandes observaciones que ayuda a poder planificar la solución del problema y es:

Se observa que en el año 2009 y el año 2010, los clientes solicitaron realizar su transporte de carga por carros tipo cajón (serie 2000 y serie 2400), incrementando así la rotación y necesidad mayor de estos tipos de carro.

También el traslado de refinado de zinc por parte de la Refinería Cajamarquilla incremento en 2010 en un 100%, y estos son cargados por carros tipos cajón, siendo más solicitados estos tipos.

- Se observa en el año 2009, año 2010 y hasta la actualidad los carros tipo Tanque Doble Propósito (serie 4200 y serie 4300) no transporta refinados ni petróleo residual, esto es debido a que estos carros eran carros exclusivos para la Refinería DOE RUN, sin embargo esta dejó de operar hasta la actualidad, dejando parqueado a estos tipos de carros.

ESTADISTICA DE CAPACIDAD TRANSPORTADA DE CONCENTRADO Y REFINADO POR FERROCARRIL DEL CENTRO 2006 - 2010

TIPO DE CARRO	TIPO DE PRODUCTO A TRANSPORTAR POR CARRO	N° SERIE DE LOS CARROS	Año 2006		Año 2007		Año 2008		Año 2009		Año 2010	
			ROTACION MENSUAL	CAPACIDAD TRANSPORTE ANUAL (ton)	ROTACION MENSUAL	CAPACIDAD TRANSPORTE ANUAL (ton)	ROTACION MENSUAL	CAPACIDAD TRANSPORTE ANUAL (ton)	ROTACION MENSUAL	CAPACIDAD TRANSPORTE ANUAL (ton)	ROTACION MENSUAL	CAPACIDAD TRANSPORTE ANUAL (ton)
CAJON	Concentrado de plomo y zinc.	2000	2.5	276000	2.5	276000	3	331200	2	220800	3	331200
	Refinado de plomo y zinc	2400	2.5	61500	3	73800	3.5	86100	2.5	61500	3.5	86100
TANQUE DOBLE PROPOSITO	Petroleo residual	4200	2.5	40500	2.5	40500	2.5	40500	0	0	0	0
	Refino de plomo y zinc	4300	2.5	4500	2.5	4500	2.5	4500	0	0	0	0
TOLVA	Concentrado de plomo y zinc	5100/5200	0	0	1	46020	1.5	69030	0.5	23010	1	46020
		6000	2	25080	2.5	31350	2.5	31350	0.5	6270	1	12540
		8200	2	19200	2.5	24000	2.5	24000	0	0	1	9600
		6300	2	20400	2.5	25500	2.5	25500	0.5	5100	1	10200
		6400	2	50400	3	75600	3	75600	0.5	12600	0.5	12600
		6440	2.5	51750	3	62100	3	62100	1	20700	0.5	10350
TOTAL				549330		659370		749880		349980		518610

Tabla N° 3-3: Estadística Capacidad Transporte mineral por ferrocarril

Tabla N° 3-4: Estadística Transporte minerales ferrocarril y minera

Produccion	Año 2006	Año 2007	Año 2008	Año 2009	Año 2010
Transporte Ferrocarril (ton)	549330	659370	749880	349980	518610
Produccion Minera (ton)	1004166	1114059	1138672	923153	948463
% Transporte por Ferrocarril	55%	59%	66%	38%	55%

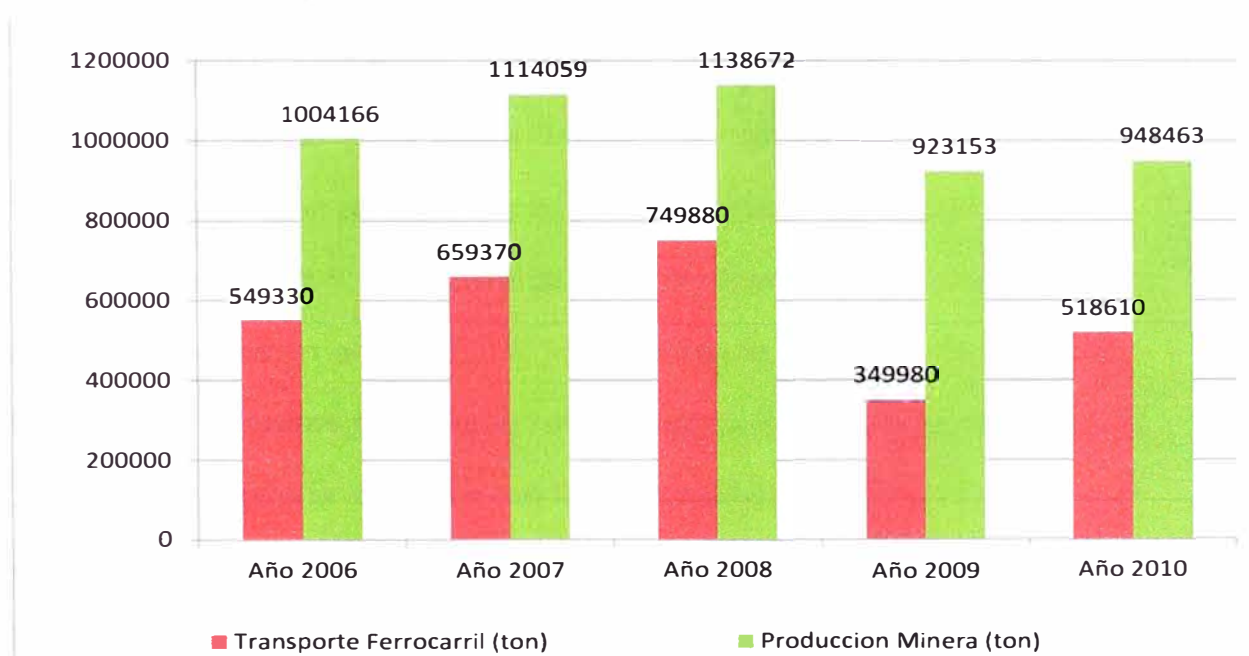


Figura N° 3-5: Diagrama barras transporte minerales por ferrocarril - minería

De la Tabla N° 3-4 y la Figura N° 3-5 la empresa opta por realizar sus estrategias para recuperar el promedio de su producción por transporte de minerales analizando sus fortalezas y oportunidades. Fortalezas como análisis de su flota de carros ferroviarios, y oportunidades como crecimiento de la producción de refinados de zinc y ser más competitivo con respecto al transporte por carretera (camiones) de minerales.

3.3 PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

Con los alcances, justificaciones y objetivo establecido en el Capítulo 1, podemos plantear una de las soluciones en beneficio del cliente (mineras y refinería) y empresa ferroviaria (mantener y crecimiento de producción). Para esto se realizó en este capítulo, en los puntos 3.1 y 3.2 el análisis de la situación productiva de:

Las empresas mineras y refinerías durante los años 2006 al año 2010.

La empresa ferroviaria durante los años 2006 al año 2010.

De los resultados se observa que se debe poner operativos los carros tipo tanque doble propósito para poder transportar concentrados y refinados, mediante el rediseño del propio carro al transformarlo a tipo cajón.

De la Tabla N° 3-5, se sustenta que realizando una proyección de aumento de producción al año 2011, transformando los carros tipo "tanque doble propósito" a carros tipo "cajón" e incrementando su capacidad máxima en 30% (15 ton) estaría incrementando la producción para el año 2011 en 23%, con respecto al año 2010.

Este incremento, se dará ya que existe un 45% de carga que nos es aprovechada por el transporte ferroviario debido a falta de flotas para atender al cliente, y por razones costo por transporte ferroviario que es más económico y seguro que el transporte por carretera.

Con esta parte del planteamiento se estaría seleccionando a los carros tipo "tanque doble propósito" a rediseñarlos a tipo cajón e incrementar su capacidad de carga en 30%.

Tabla N° 3-5: Análisis de incremento producción utilizando los carros tipo tanque doble propósito para transporte de concentrado y refinado

TIPO DE CARRO	TIPO DE PRODUCTO A TRANSPORTAR POR CARRO	N° SERIE DE LOS CARROS	TOTAL CARROS OPERATIVOS	CAPACIDAD MAXIMA INCREMENTADA X CARRO (ton)	Proyeccion Año 2011	
					ROTACION MENSUAL	CAPACIDAD TRANSPORTE ANUAL (ton)
TANQUE DOBLE PROPOSITO	Petroleo residual. Refinado de plomo y zinc	4200	27	65	5	105300
		4300	3	65	5	11700
TOTAL			30			117000

Los siguientes análisis es demostrar técnicamente el rediseño del carro e incrementar su capacidad en base a un estudio estructural simulado por un software CAD-CAE utilizando el método de elementos finitos cumpliendo los factores de seguridad que establece las normas de fabricación segura para estos tipos de carros ferroviarios, así mismo demostrar económicamente la factibilidad de la inversión y fabricación de un prototipo a prueba por 3 mes

CAPITULO 4

REDISEÑO DEL CARRO FERROVIARIO

4.1 CRITERIO PARA TRANSFORMAR UN CARRO TIPO TANQUE DOBLE PROPÓSITO A UN TIPO CAJÓN

Se tuvo en consideración los siguientes criterios antes de realizar la simulación.

4.1.1 Inspección previa visual de la estructura y carrocería del carro tipo tanque doble propósito

En esta inspección se evalúa primeramente la condición física de la estructura principal (viga central, viga lateral, puentes pivotes, vigas frontal y vigas longitudinales) y dimensiones para comparar con la estructura del carro tipo cajón. Como resultado se obtuvo aprobación por estar en buenas condiciones libres de corrosión o deformación, así como se levantó información de medidas para el modelamiento en 3D y análisis posterior de reforzamiento de la estructura. Ver la Figura N° 4-1 de comparación.

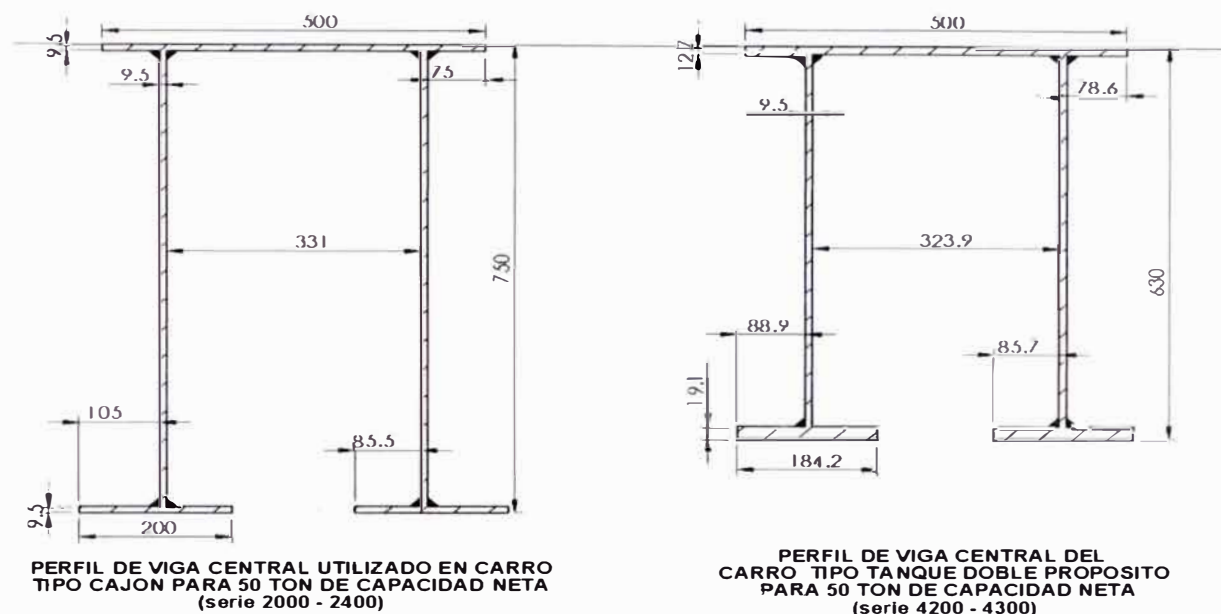


Figura N° 4-1: Diferencia de secciones de vigas utilizadas en carro tipo cajón serie 2000/2400 y carros tanque doble propósito serie 4200/4300

4.1.2 Retiro de soportes centrales y tanque de la carrocería del carro

Al evaluar la carrocería se estableció retirar el tanque, que tiene un peso de 8 Toneladas, para esto se utilizó una grúa de 10 Ton para retirarlo y quedando sus características de tara, capacidad máxima y peso bruto como se muestra en la Tabla N° 4-1.

TIPO DE CARRO	N° SERIE DE LOS CARROS	TOTAL CARROS OPERATIVOS	ESTADO ORIGINAL			ESTADO RETIRO DEL TANQUE		
			TARA (ton)	CAPACIDAD MAXIMA (ton)	PESO BRUTO (ton)	TARA (ton)	CAPACIDAD MAXIMA (ton)	PESO BRUTO (ton)
CAJON	2000 - 2400	225	18.8	50	68.8	18.8	50	68.8
TANQUE DOBLE PROPOSITO	4200 - 4300	30	23.5	50	73.5	15.5	65	60.5

Tabla N° 4-1: Características de carga analizando antes y después del rediseño

Al retirar el tanque queda un espacio vacío en el piso donde posteriormente tendrá que ser tapada con planchas estructural A36 de $\frac{1}{4}$ ", así como retirar dos soportes frontales intermedios. Ver Figura N° 4-2. En el anexo G se tiene el plano de estructura original, retirado el tanque.



Figura N° 4-2: Tanque doble propósito antes de después de retiro del tanque de combustible

4.2 USO DE SOFTWARE SOLIDWORKS – SIMULATION (CAD – CAE) Y PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LA ESTRUCTURA

Antes de realizar la construcción de un prototipo, se modela la estructura principal del carro tipo tanque doble propósito en tres dimensiones (3D). Posteriormente se realiza el análisis estructural estático lineal por el método de Elementos Finitos, en base a criterios de análisis de falla, establecidas en el software. Para nuestro caso la estructura principal está fabricada de acero estructural ASTM A36. Al ser la estructura dúctil, el software utilizara el criterio de falla en base al Análisis por Energía de deformación o Distorsión – Von Mises. Los resultados obtenidos serán analizados y comparados con los

mínimos solicitados por la norma AAR para su reforzamiento hasta la aprobación en la simulación.

Nota:

El software de SolidWorks es un programa muy difundido desde el año 2000 y utilizados en muchas empresas para el desarrollo de estructural y análisis.

4.2.1 Propiedades Mecánicas del Acero Estructural ASTM A-36

Las propiedades mecánicas que se utilizaran para el análisis son los establecidos en la biblioteca interna que tiene el software de ingeniería de SolidWorks - Simulation y verificada con los manuales de fabricantes.

Tabla N° 4-2: Propiedades del acero estructural A36

Propiedad	Valor	Unidades
Modulo Elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de poisson	0.26	N/D
Modulo Cortante	79300	N/mm ²
Densidad	7850	Kg/m ³
Límite de tracción(ruptura)	400	N/mm ² (MPa)
Limite Elástico (fluencia)	250	N/mm ² (MPa)

Estas propiedades son establecidas considerando el análisis de un material Isotrópico elástico lineal, como el acero Dúctil ASTM A-36. También para el análisis de fatiga se utilizara la curva S-N (semi – logarítmica) establecida en la biblioteca del software.

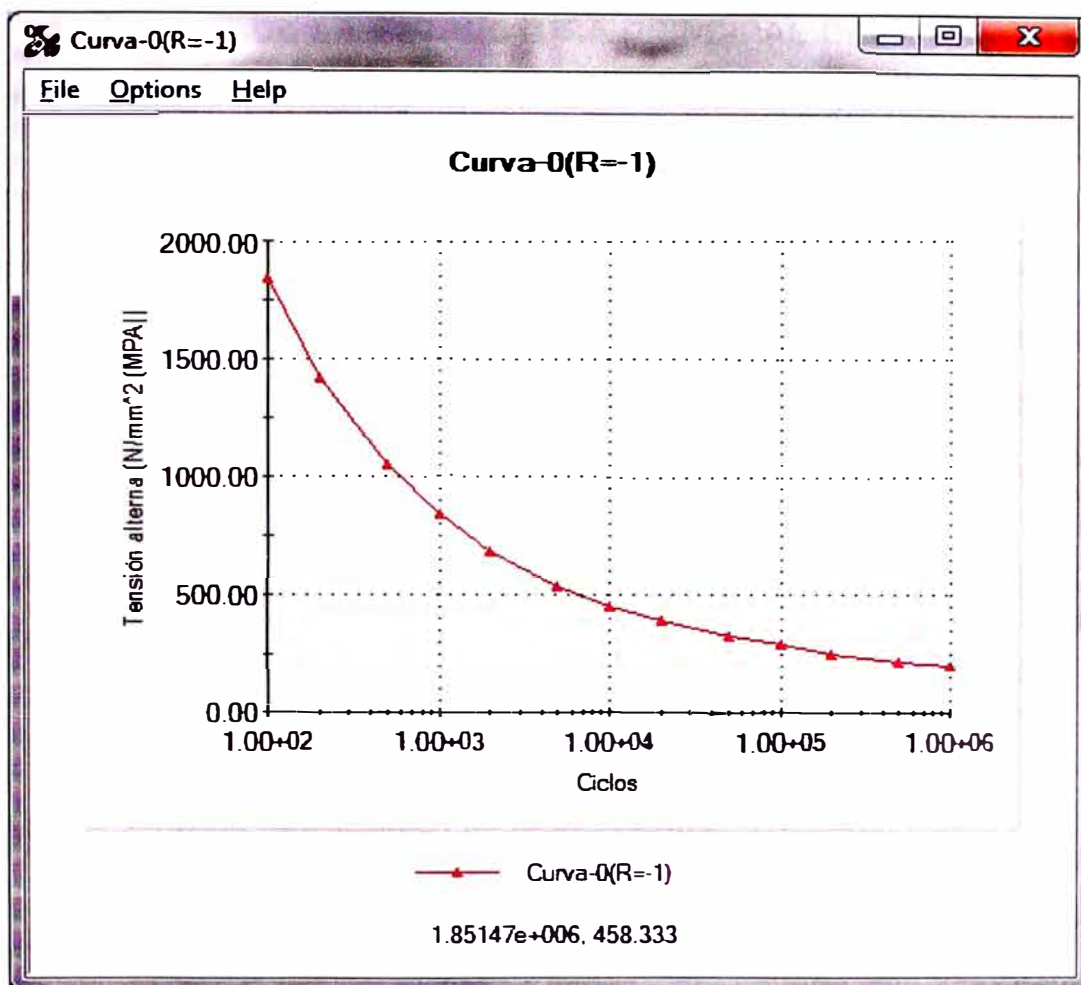


Figura N° 4-3: diagrama S-N del acero estructural S-N

4.2.2 Fabricación de un prototipo como inicio del proyecto

Después de realizar todas las simulaciones necesarias en el software para obtener el mejor diseño, se aprobó los trabajos para realizar la transformación y reforzamiento de un carro tipo tanque doble propósito.

Para este carro prototipo se estableció un tiempo de prueba de 3 meses que son 15 viajes con carga máxima realizándose todas las inspecciones visuales necesarias para observar algunas rajaduras o deformaciones fuertes.

4.3 MODELADO EN 3D DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL DEL CARRO TIPO TANQUE DOBLE PROPÓSITO

El modelado corresponde a la estructura principal en tres dimensiones como comportamiento de un carro plano, es decir sin las barandas laterales y frontales, ya que estos son solos pesos que serán colocados al momento del análisis estructural en el software. Ver plano N° 01 del Capítulo 9 PLANOS.

4.4 CARGAS Y RESTRICCIONES CONSIDERADAS PARA EL ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Las cargas consideradas y restricciones serán las siguientes:

4.4.1 Restricción de movimiento de la estructura

La restricción se realizara en las dos áreas cilíndricas del plato centro de la estructura. El área depende del tamaño del plato centro.

Ver Figura N° 4-4.

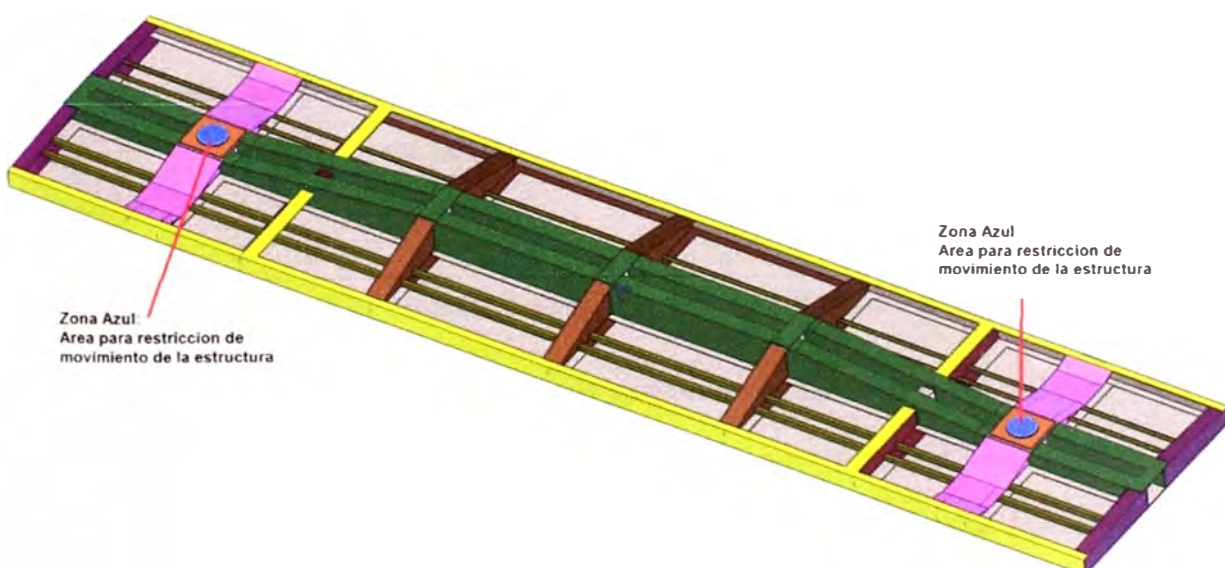


Figura N° 4-4: Restricción de movimiento en plato centro

4.4.2 Carga por fuerza de gravedad de la masa de la estructura

La fuerza del propio peso es distribuida uniformemente y normal hacia abajo. La masa lo calcula automáticamente el software dependiendo del análisis.

4.4.3 Carga por componentes instalados uniformemente distribuidos

Los componentes instalados que forman parte para el desarrollo de la operación del carro. Esta carga es establecida fija para cada tipo de carga de análisis. Ver Tabla N° 4-3.

Componente	cantidad	Peso (Kgf)	Total (kgf)	Total (N)
Cilindro freno 10"	1	60	60	588
Valvula Control	1	50	50	490
Recogedor automatico	1	40	40	392
Barras de conexion	4	30	120	1176
Enganche	2	300	600	5880
Caja freno mano	1	40	40	392
Tuberias de aire	8	10	80	784
Total			990	9702

Tabla N° 4-3: Cuadro de componentes uniformemente distribuidos en la estructura principal del carro

4.4.4 Cargas por barandas laterales y frontales instalados

Las barandas son instaladas en un área perimetral del piso del carro para evitar el derrame del mineral transportado ver Figura N° 4-4. Esta carga es fija y uniformemente distribuida para todos los análisis. Ver valores en Tabla N° 4-4.

Tabla N° 4-4: Cuadro pesos de barandas laterales del carro rediseñado

Componente	cantidad	Peso (Kgf)	Total (kgf)	Total (N)
Baranda derecha	4	400	1600	15680
Baranda Izquierda	4	400	1600	15680
Baranda Frontal	2	400	800	7840
		Total	4000	39200

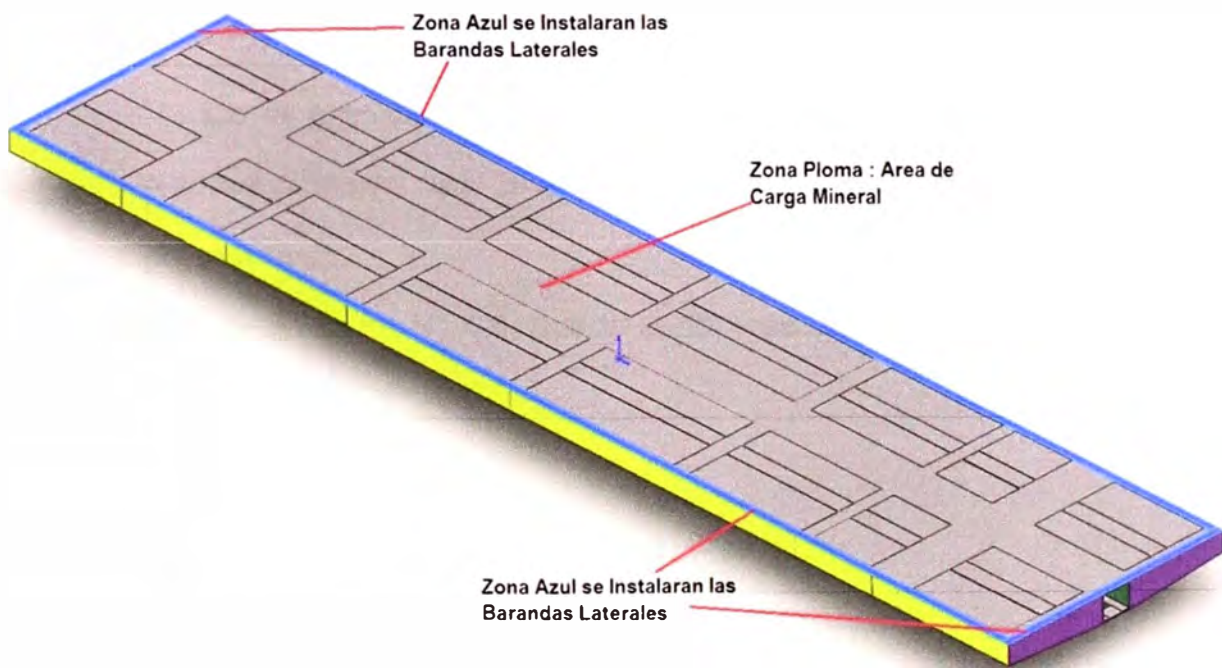


Figura N° 4-5: Zonas de distribución de masas debido a barandas y a carga transportada

4.4.5 Cargas simulada por transporte de Mineral

La carga por transporte de minerales es el objetivo del análisis de la estructura y estará uniformemente distribuida normal al área del piso.

Esta área es la restante ocupada por la baranda lateral, ver Figura N° 4-5.

La carga simulada serán de 50 ton y 65 ton para análisis de estructura original, y carga simulada de 65 ton para estructura rediseñada con incremento de tonelaje en 30%.

4.5 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA ORIGINAL BAJO CONDICIONES DE CARGA NORMAL (50 TON) E INCREMENTO A 30% (65TON)

4.5.1 Cálculo de propiedades físicas de la estructura

De la estructura modelada en el software SolidWorks, se calcula automáticamente las propiedades físicas que servirá para análisis posteriores.

De la Figura N° 4-6, puede conocerse la masa de la estructura que es 6 438 Kg.

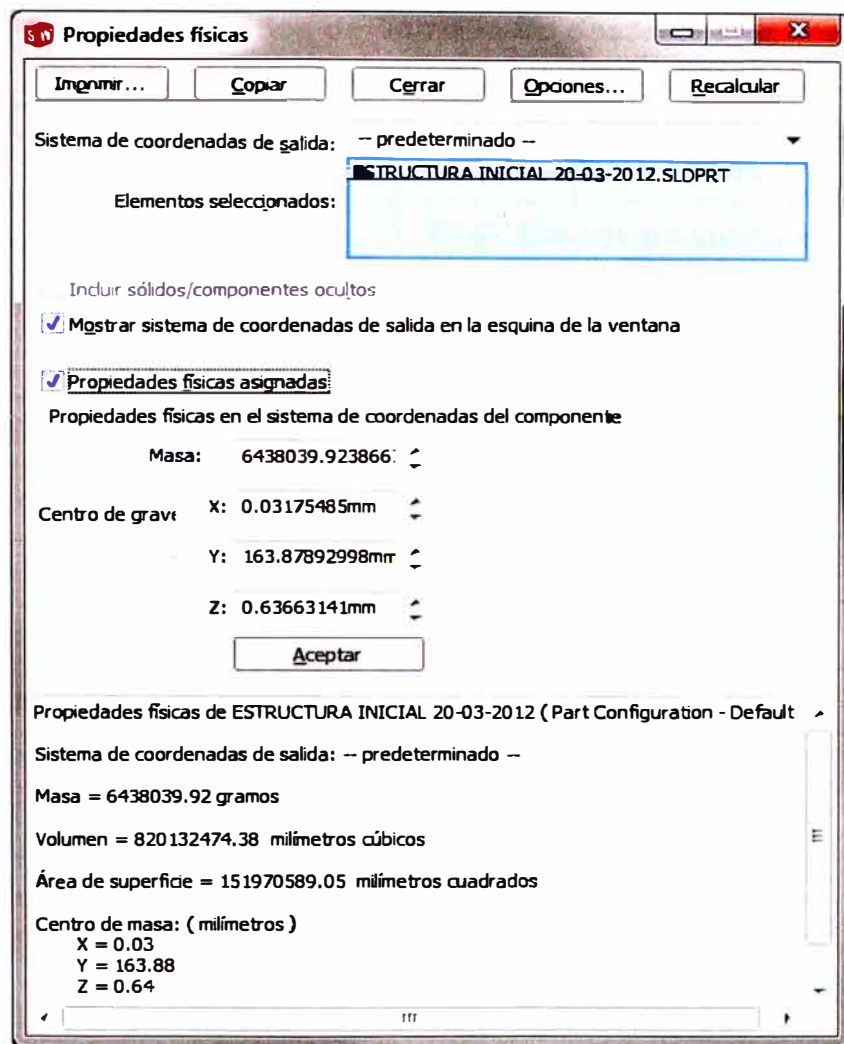


Figura N° 4-6: Resultado de propiedades físicas del carro rediseñado

4.5.2 Análisis simulando 50 toneladas de mineral cargado

4.5.2.1 Características del mallado, nodo y elementos

Para la simulación se ha considerado, el tamaño de malla mínimo que puede calcular un ordenador estándar y se aprecia en la Tabla N° 4-5.

Tabla N° 4-5: Resultados de enmallado desarrollado por software simulación

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	36.98 mm
Tamaño mínimo del elemento	6.16 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	702856
Número total de elementos	355187
Cociente máximo de aspecto	19.07
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	24
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.953
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0

4.5.2.2 Resultado del análisis estático

Para la simulación se ingresa las restricciones de movimientos, el peso por gravedad y cargas componentes – barandas, que son datos fijos para todas las simulaciones, por lo que nos evocaremos a ingresar la carga simulada de 50 Ton.

La carga ingresada al software es:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza} &= \text{carga (50ton)} + \text{Carga componentes (9702 Kgf)} \\ &= 499702 \text{ N} \end{aligned}$$

Con estos parámetros ingresados se obtienen los siguientes resultados de diagramas de: Tensión von Mises (Figura N° 4-7),

Desplazamiento (Figura N° 4-8) y Factor de seguridad estático (Figura N° 4-9).

De los diagramas estáticos se concluye que el factor de seguridad mínimo es de 2.35, siendo mayor a 1.8 que recomienda la norma AAR.

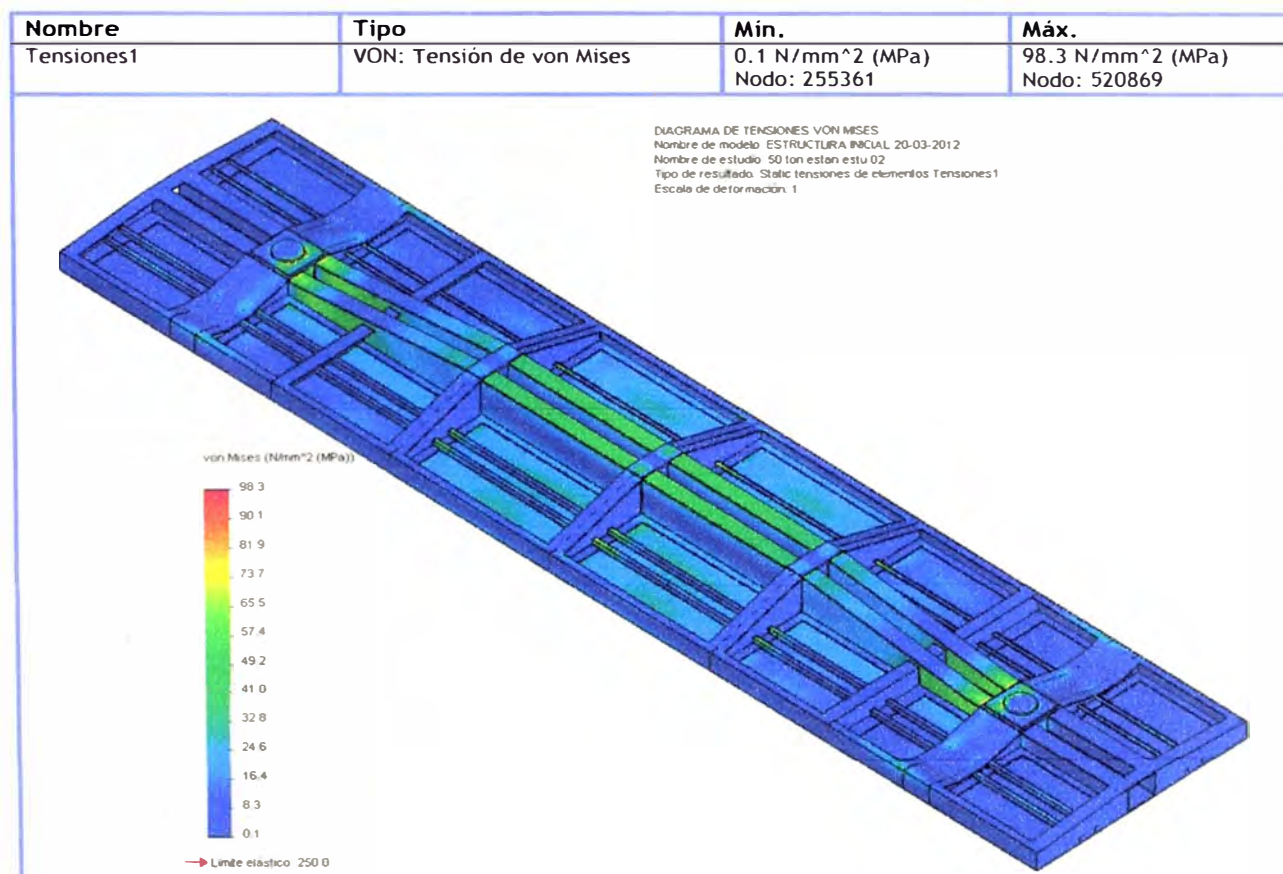


Figura N° 4-7: Diagrama de distribución de tensión en el carro rediseñado

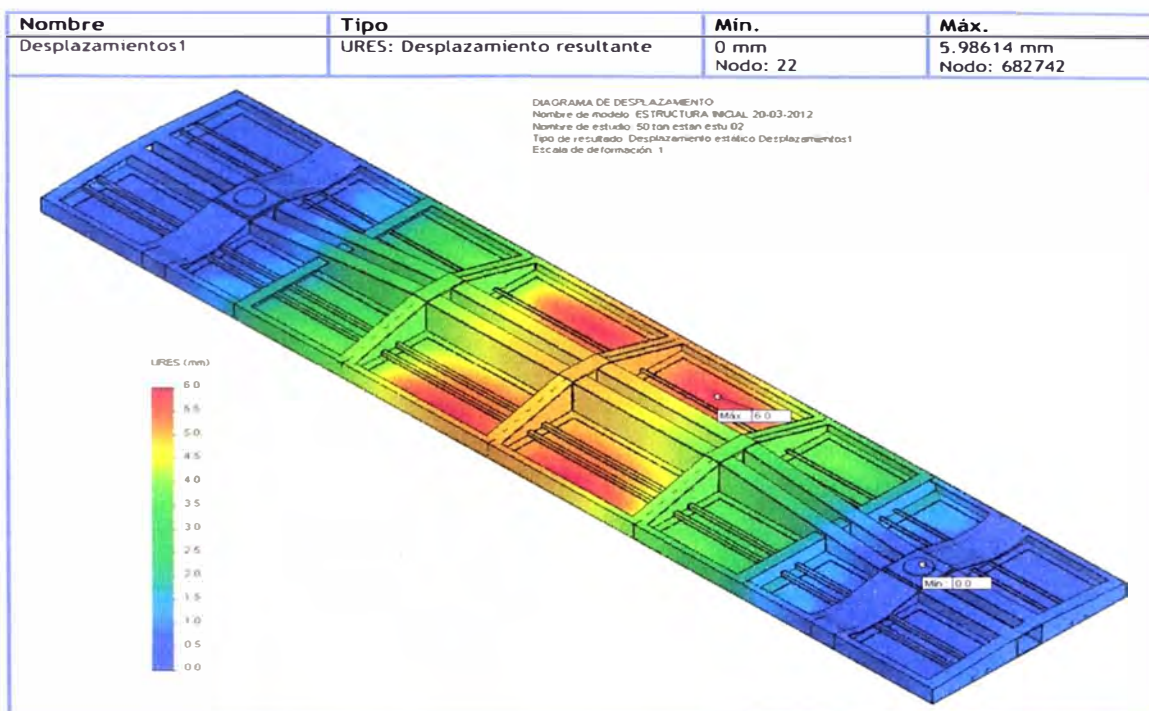


Figura N° 4-8: Diagrama distribución de desplazamiento carro rediseñado

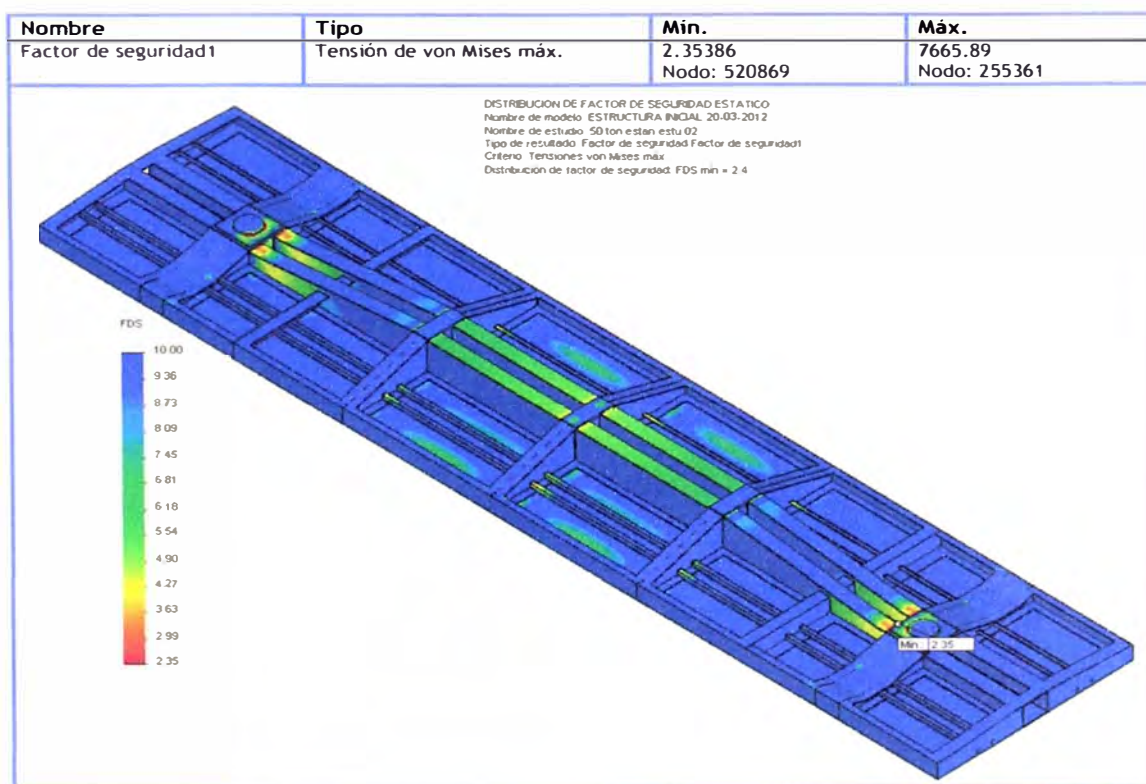


Figura N° 4-9: Diagrama distribución de factor de seguridad carro rediseñado

4.5.2.3 Resultado del análisis de fatiga

De los resultados de análisis estático se utilizara como base para realizar el análisis de fatiga para 50 Ton. Para el análisis se considera los siguientes criterios como datos de ingreso al software.

Tabla N° 4-6: Datos para análisis de fatiga

Nombre del evento	N° de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Paso
Suceso-1	10000	Con base en O (LR=0)	50 ton estan	1	0
			estu 02		

Con estos datos se obtienen los siguientes diagramas de: daño acumulado (Figura N° 4-10), Vida total (Figura N° 4-11) y factor de seguridad de fatiga (Figura N° 4-13).

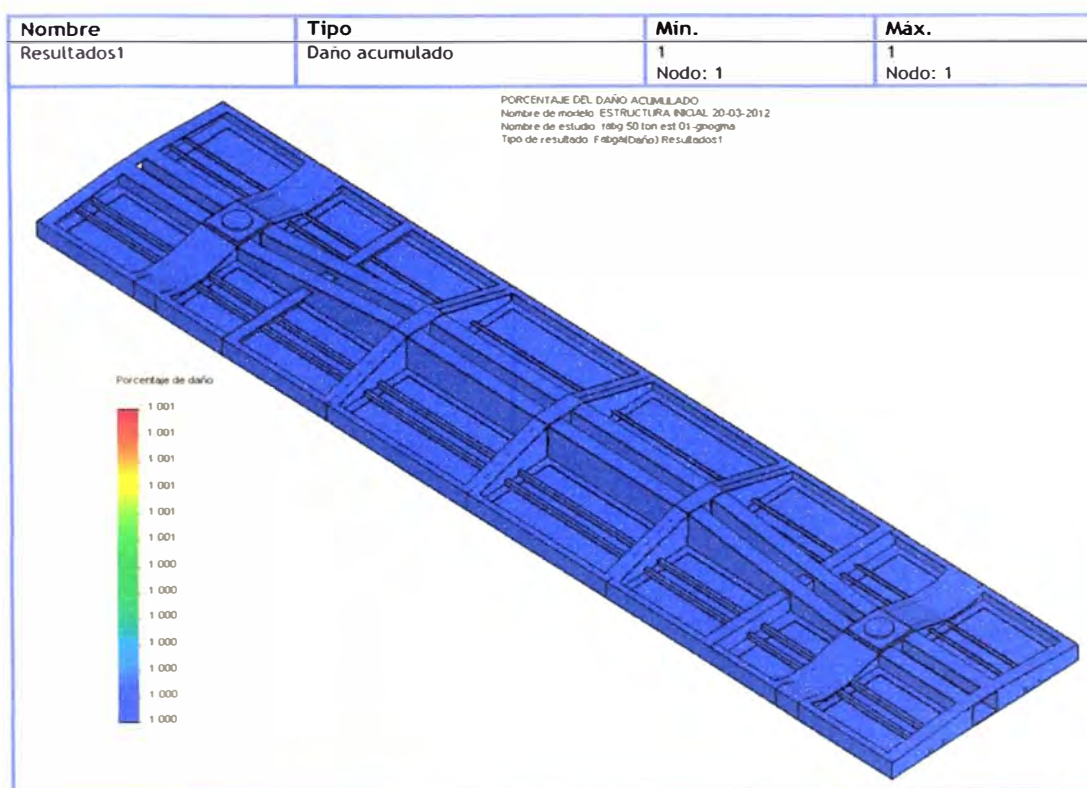


Figura N° 4-10: Diagrama de distribución de daño acumulado en el carro rediseñado

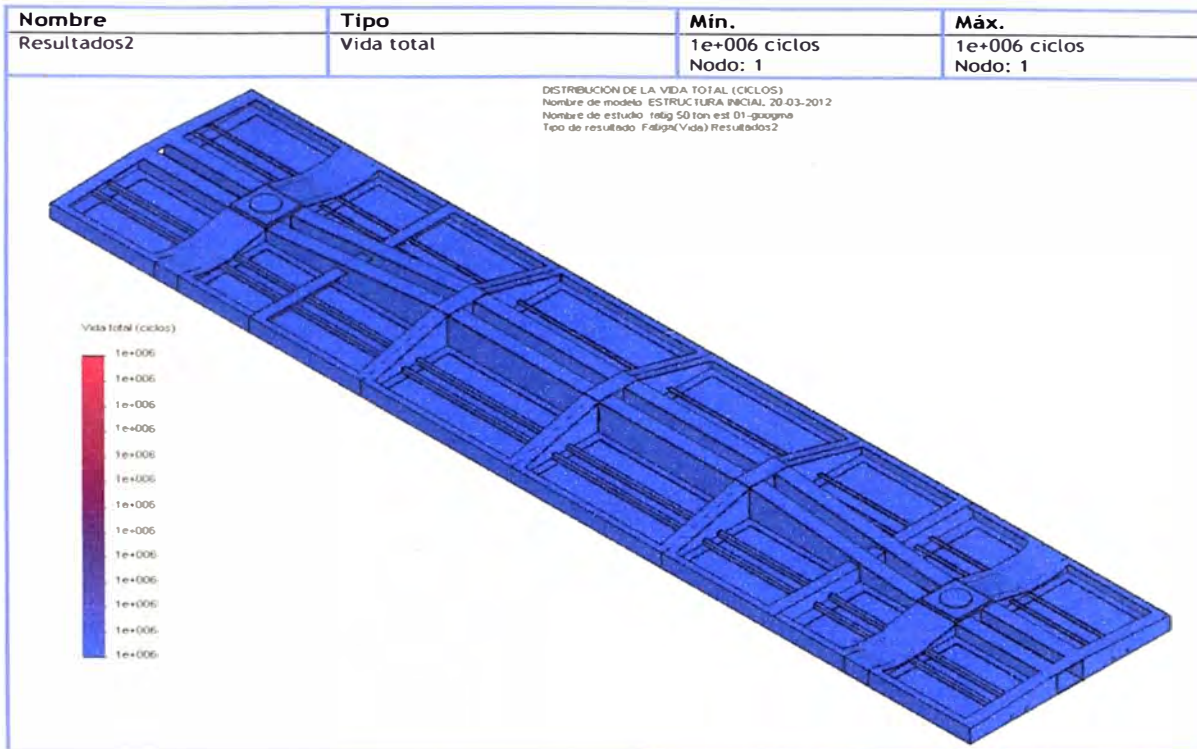


Figura N° 4-11: Figura N° 4-12: Diagrama de distribución de vida total en el carro rediseñado

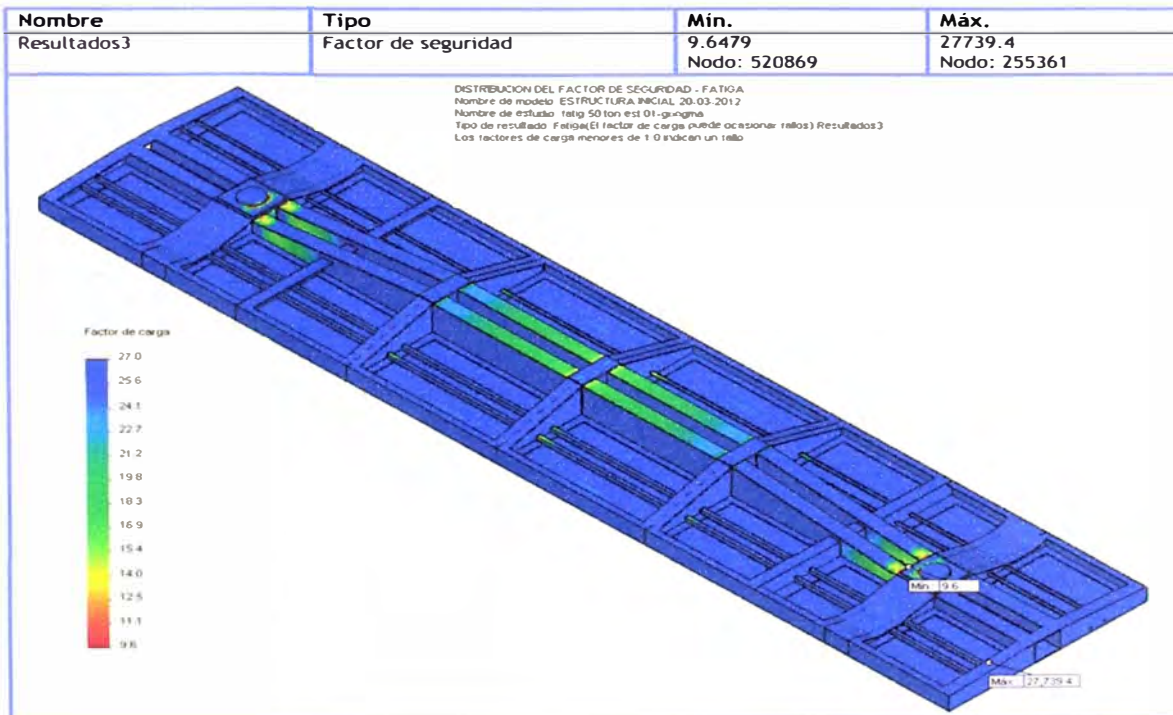


Figura N° 4-13: Figura N° 4-14: Diagrama de distribución de factor de seguridad en el carro rediseñado

4.5.3 Análisis estructural del carro bajo carga futura a 65 toneladas

Para esta simulación con 65 toneladas de carga de mineral se utiliza como dato las mismas características del mallado, nodo y elementos establecido en el punto 4.5.2.1, para tener una comparación bajo mismas condiciones de datos ingresados.

4.5.3.1 Resultado del análisis estático

Para la simulación se ingresa las restricciones de movimientos, el peso por gravedad y cargas componentes – barandas, que son datos fijos para todas las simulaciones, por lo que nos evocaremos a ingresar la carga simulada de 65 Ton.

La carga ingresada al software es:

$$\text{Fuerza} = \text{carga (65 ton)} + \text{Carga componentes (9702 Kgf)} = 646702 \text{ N}$$

Con estos parámetros ingresados se obtienen los siguientes resultados de diagramas de: Tensión von Mises (Figura N° 4-15), Desplazamiento (Figura N° 4-16) y Factor de seguridad estático (Figura N° 4-17).

De los diagramas estáticos se concluye que el factor de seguridad mínimo es 1.88, estando en el límite de lo que recomienda la AAR de 1.8.

Así mismo de los resultados se puede apreciar que debemos reforzar en las zonas mostradas en la Figura, que son:

Reforzamiento en plato centro

Reforzamiento en canal lateral

Reforzamiento en ala inferior de la viga

- Reforzamiento en alma de viga cerca al plato centro
- Mejoramiento de secciones rectas.

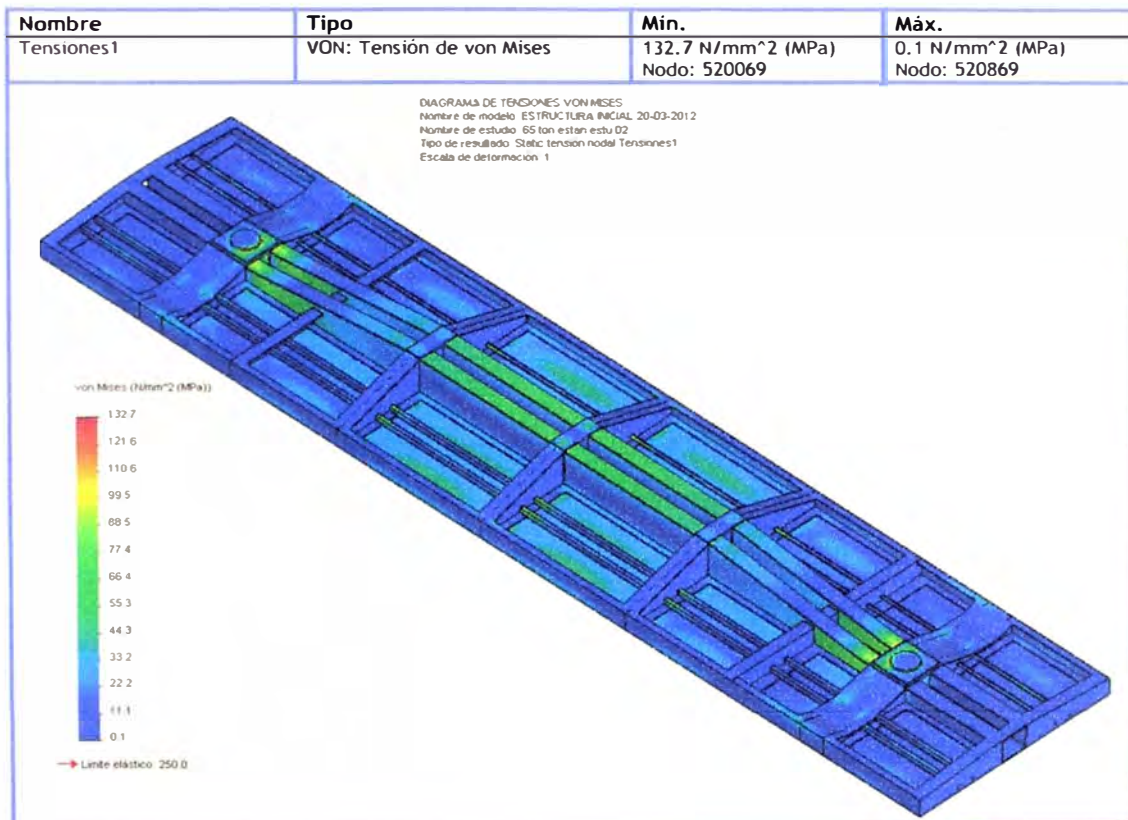


Figura N° 4-15: Diagrama de distribución de tensión en el carro rediseñado

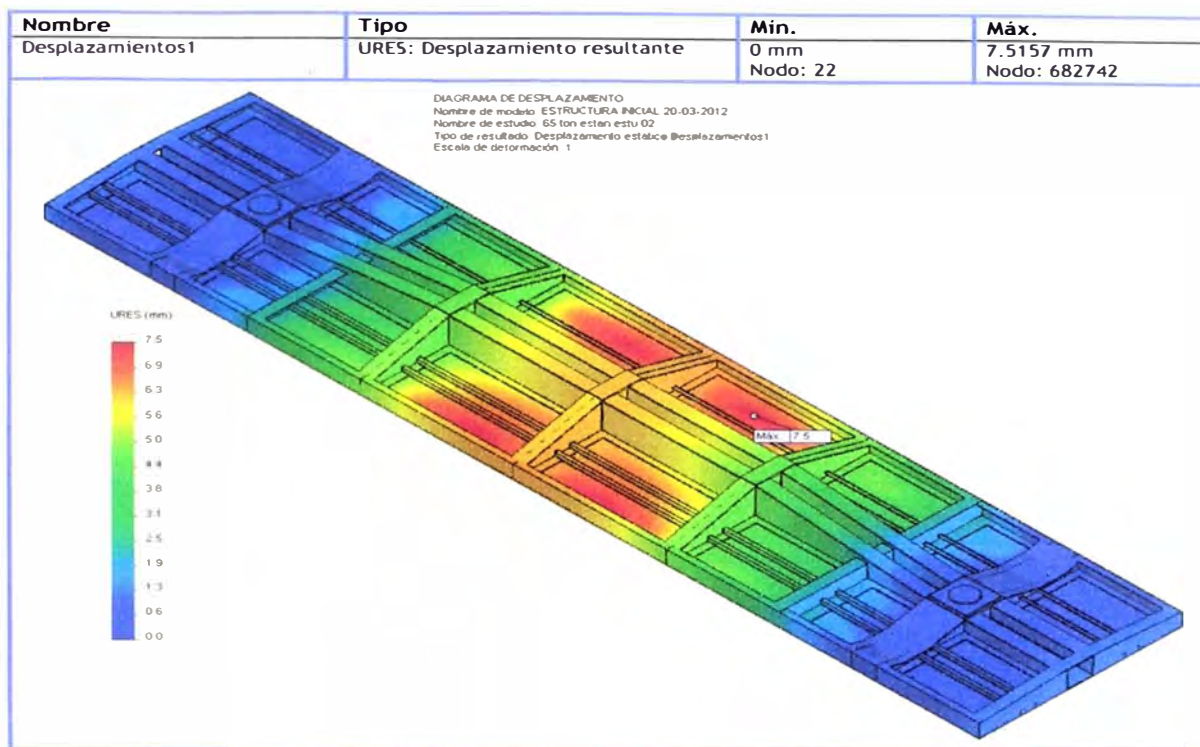


Figura N° 4-16: Diagrama distribución de desplazamiento carro rediseñado

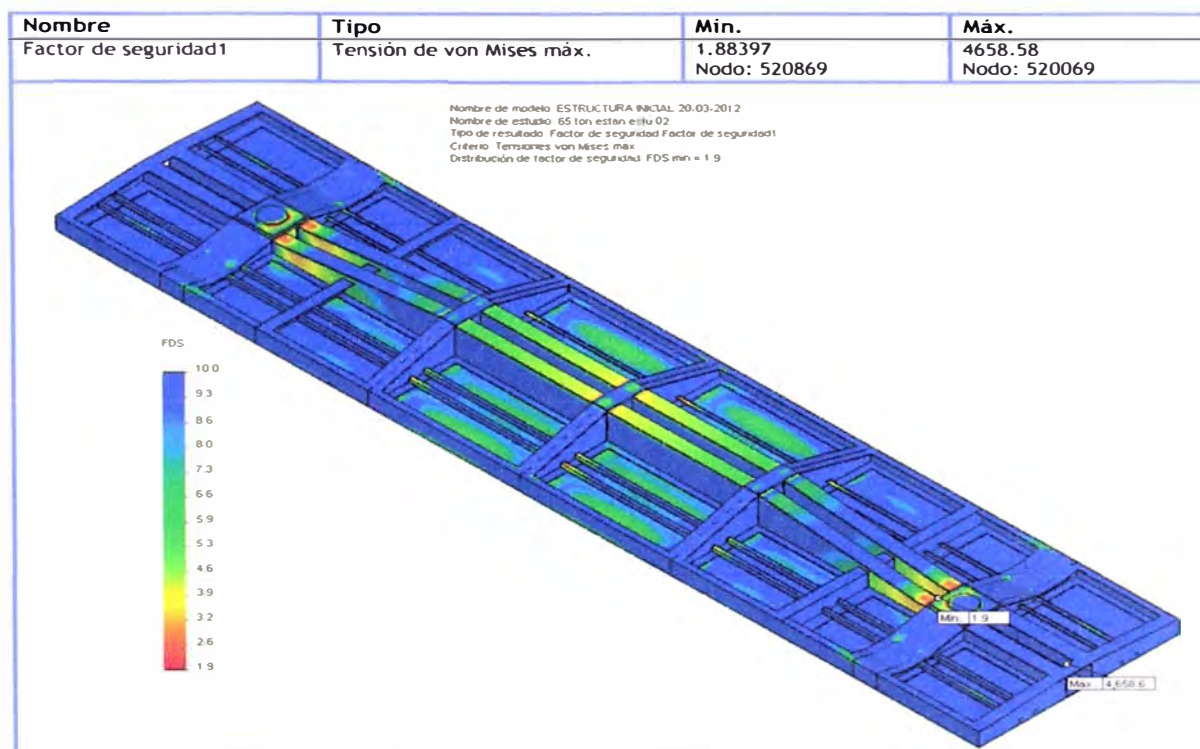


Figura N° 4-17: Diagrama distribución de factor de seguridad carro rediseñado

4.5.3.2 Resultado del análisis de fatiga

De los resultados de análisis estático se utilizara como base para realizar el análisis de fatiga para 65 Ton. Para el análisis se considera los siguientes criterios como datos de ingreso al software.

Tabla N° 4-7

Nombre del evento	N° de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Paso
Suceso-1	10000	Con base en 0 (LR=0)	65 ton estan estu 02	1	0

Con estos datos se obtienen los siguientes diagramas de: daño acumulado (Figura N° 4-18), Vida total (Figura N° 4-19) y factor de seguridad de fatiga (Figura N° 4-20).

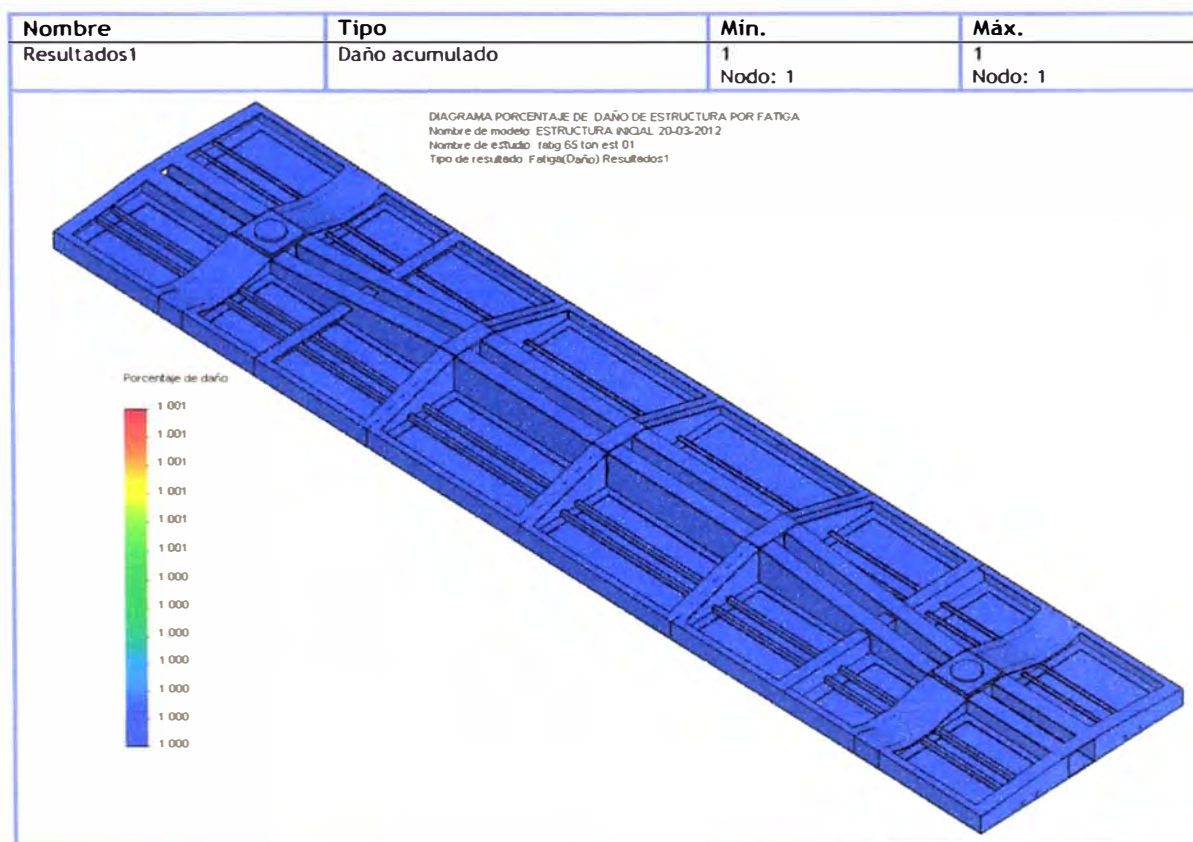


Figura N° 4-18: Diagrama de distribución de daño acumulado en el carro rediseñado

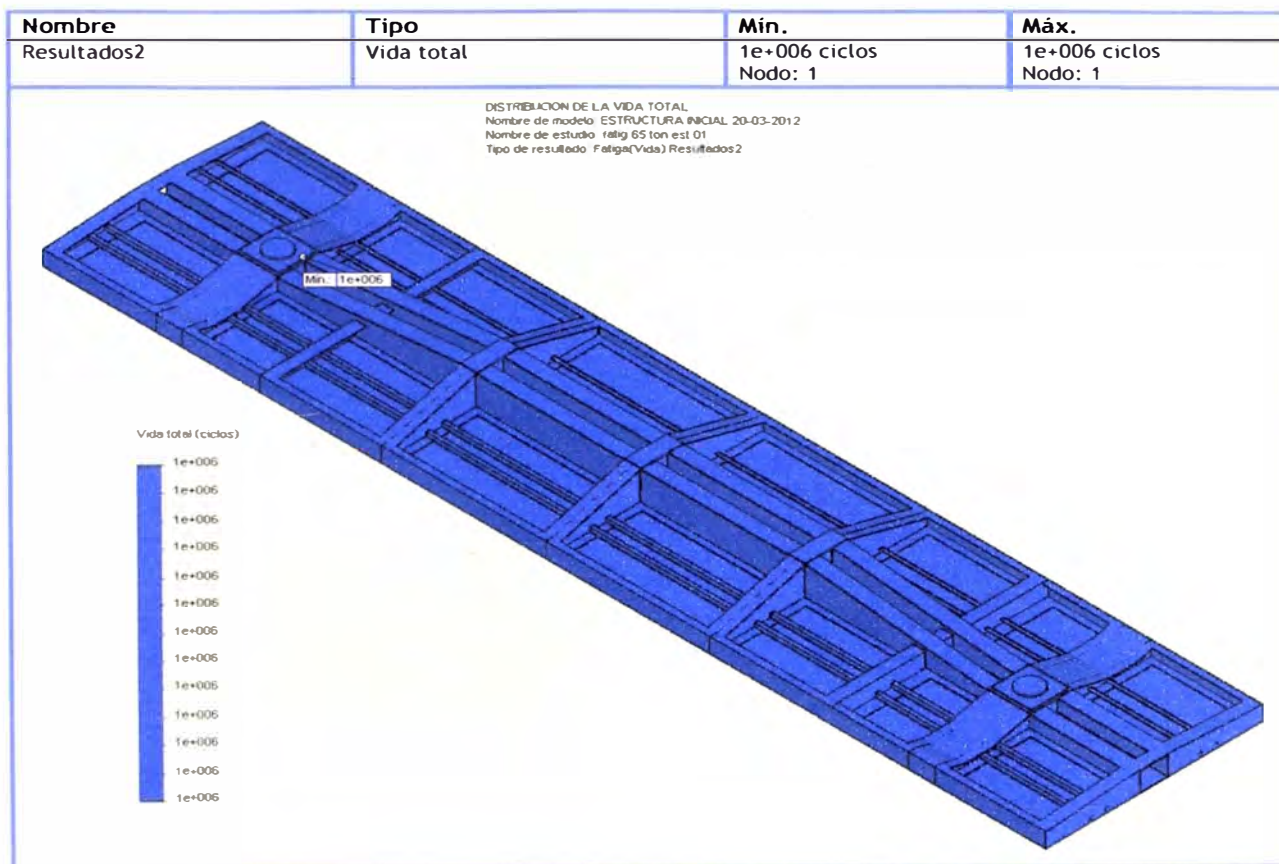


Figura N° 4-19: Diagrama de distribución de vida total en el carro rediseñado

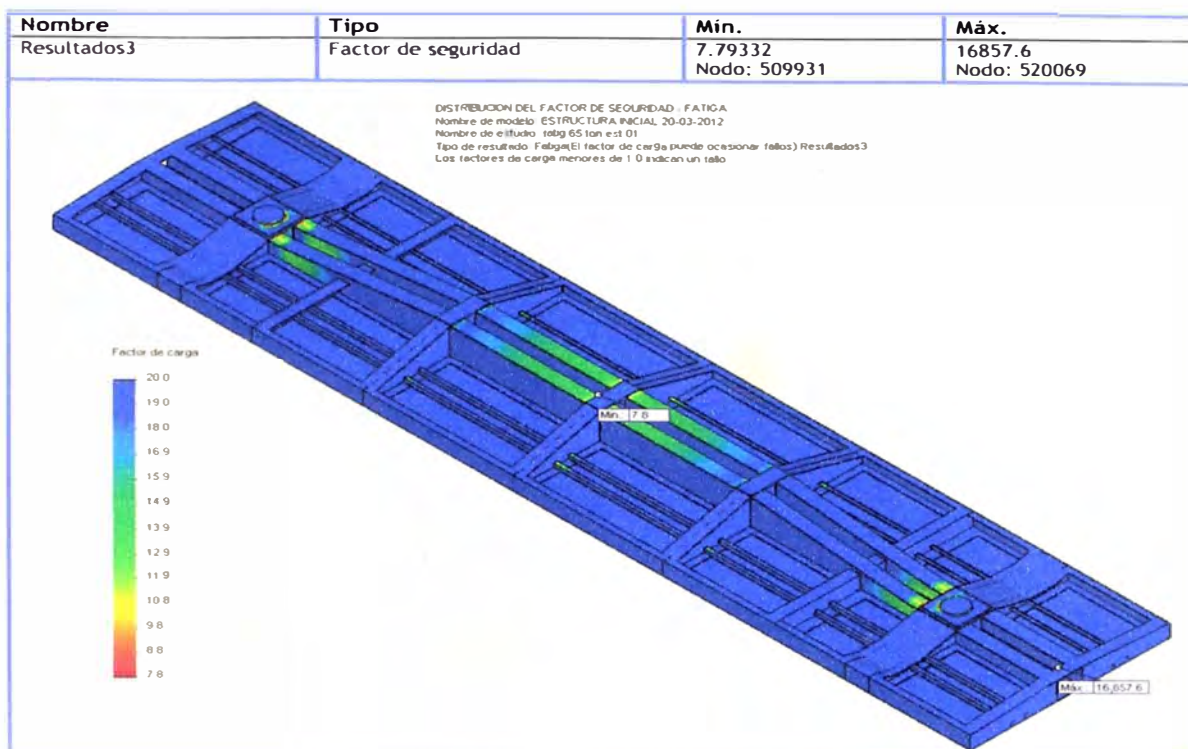


Figura N° 4-20: Diagrama de distribución de factor de seguridad en el carro rediseñado

4.6 REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL CARRO PARA CARGA DE 65 TON DE MINERAL

De los resultados obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla N° 4-8: Comparación de resultados de los dos análisis con 50 ton y 65 ton de capacidad con estructura original

Tipo de Estudio	Resultado	Resultado para Carga Simulada 50 ton	Resultado para Carga Simulada 65 ton
Estático	Máximo esfuerzo por Von Mises N/mm ² (MPa)	93	132.7
	Máximo desplazamiento (mm)	5.98	7.52
	Mínimo factor de	2.35	1.88

	seguridad		
Dinámico	Máximo Porcentaje de daño acumulado (%)	1	1
	Máximo ciclo de vida total	1 x10 ⁶ vida infinita	1 x10 ⁶ vida infinita
	Mínimo factor de Seguridad	9.64	7.79

De esta tabla de comparación de resultados se observa que si queremos cargar al carro original con 65 toneladas de mineral, el factor de seguridad estaría en limite que solicita la norma americana AAR, para la operación de este carro, de esto concluye que debemos realizar reforzamiento en las zonas mostradas en los diagramas de distribución de los resultados. Así mismo se tomó en consideración reforzar en zonas donde la experiencia del campo recomendaba, para asegurar el rediseño.

En resumen se realizó los siguientes reforzamientos:

- Cambio de Plato centro de 12" a 14", debido a que por su peso bruto la norma recomienda cambio de truques y plato centro. Esto demuestra el análisis.

Reforzamiento en ala inferior de la viga como resultado del análisis, se le coloco una platina de 9 mm de espesor con el ancho y largo necesario que pide el análisis.

Reforzamiento en alma de viga cerca al plato centro, esto lo solicita el análisis y también la experiencia de campo se lo coloco plancha de 9mm.

Reforzamiento en canal lateral, esto recomienda la experiencia de campo, se le coloco plancha de 9mm.

Mejoramiento de secciones rectas, esto recomienda la experiencia debido a que en cambio de secciones es recomendable realizar reducciones de

concentración de esfuerzo, instalando cartelas de 9 mm x 100mm de forma triangular curvo.

Con el rediseño de la plataforma podemos analizar nuevamente para la nueva carga que será utilizada de 65 toneladas de mineral.

4.7 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA REDISEÑADA PARA UNA CARGA DE 65 TONELADAS

4.7.1 Cálculo de propiedades físicas de la estructura

De la estructura rediseñada y modelada en el software SolidWorks, nuevamente se calcula automáticamente las propiedades físicas que servirá para análisis posteriores.

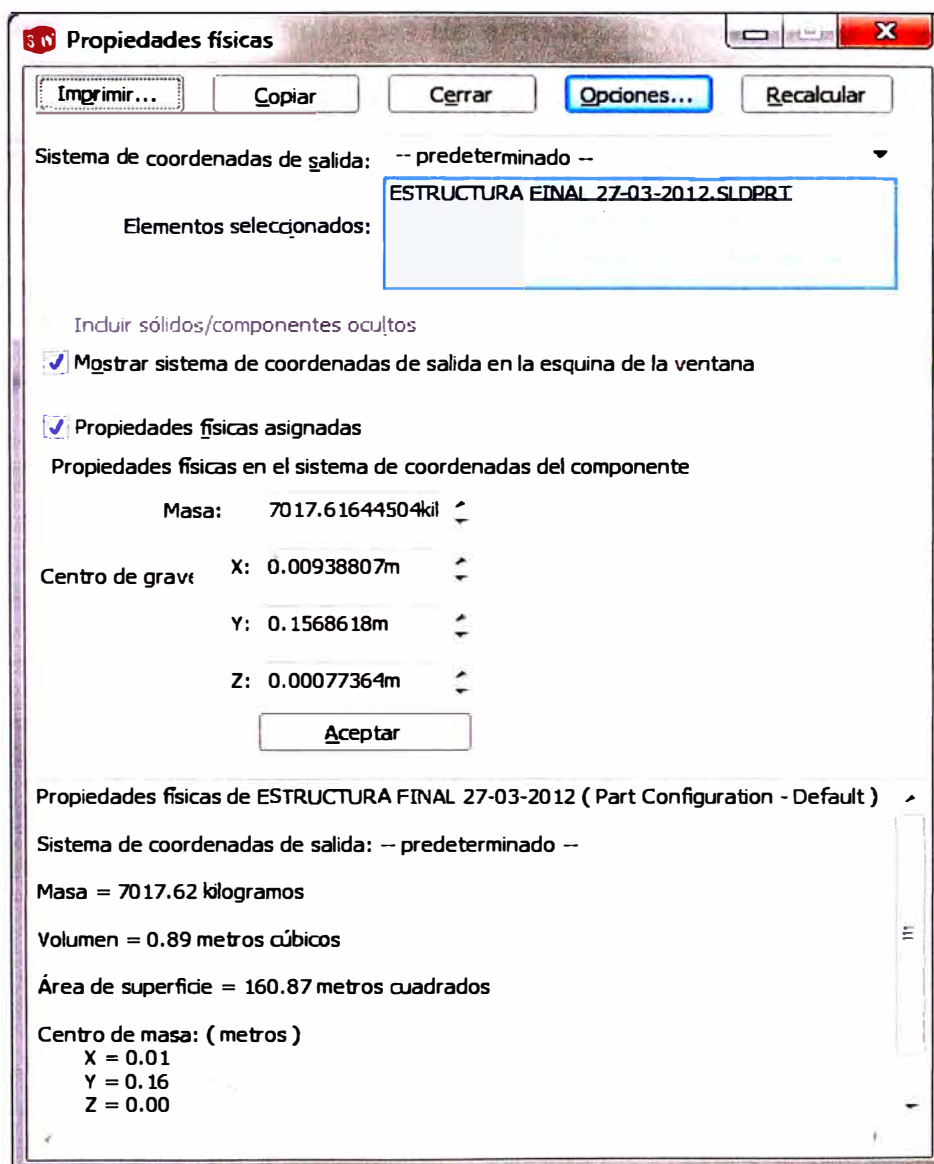


Figura N° 4-21: Resultado de propiedades físicas del carro rediseñado

De la Figura N° 4-21, puede conocerse la masa de la nueva estructura rediseñada de 7017.6 Kg. Esto es un incremento 579 Kg con respecto a la estructura original.

4.7.2 Características del mallado, nodos y elementos

Para la simulación se ha considerado, el tamaño de malla mínimo que puede calcular un ordenador estándar y se aprecia en la Tabla N° 4-9.

Tabla N° 4-9: Resultados de enmallado desarrollado por software simulación

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	54.7199 mm
Tolerancia	6.29279 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	350611
Número total de elementos	178557
Cociente máximo de aspecto	76.251
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	8.44
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	8.51
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:21:57
Nombre de computadora:	JUAN

4.7.3 Resultado del análisis estático

Para la simulación se ingresa las restricciones de movimientos, el peso por gravedad y cargas componentes – barandas, que son datos fijos para todas las simulaciones, por lo que nos evocaremos a ingresar la carga simulada de 65 Ton.

La carga ingresada al software es:

$$\text{Fuerza} = \text{carga (65 ton)} + \text{Carga componentes (9702 Kgf)} = \mathbf{646\ 702\ N}$$

Con estos parámetros ingresados se obtienen los siguientes resultados de diagramas de: Tensión von Mises (Figura N° 4-22), Desplazamiento (Figura N° 4-23) y Factor de seguridad estático (Figura N° 4-24).

De los diagramas estáticos se concluye que el factor de seguridad mínimo es de 2.34, siendo mayor a 1.8 que recomienda la norma AAR.

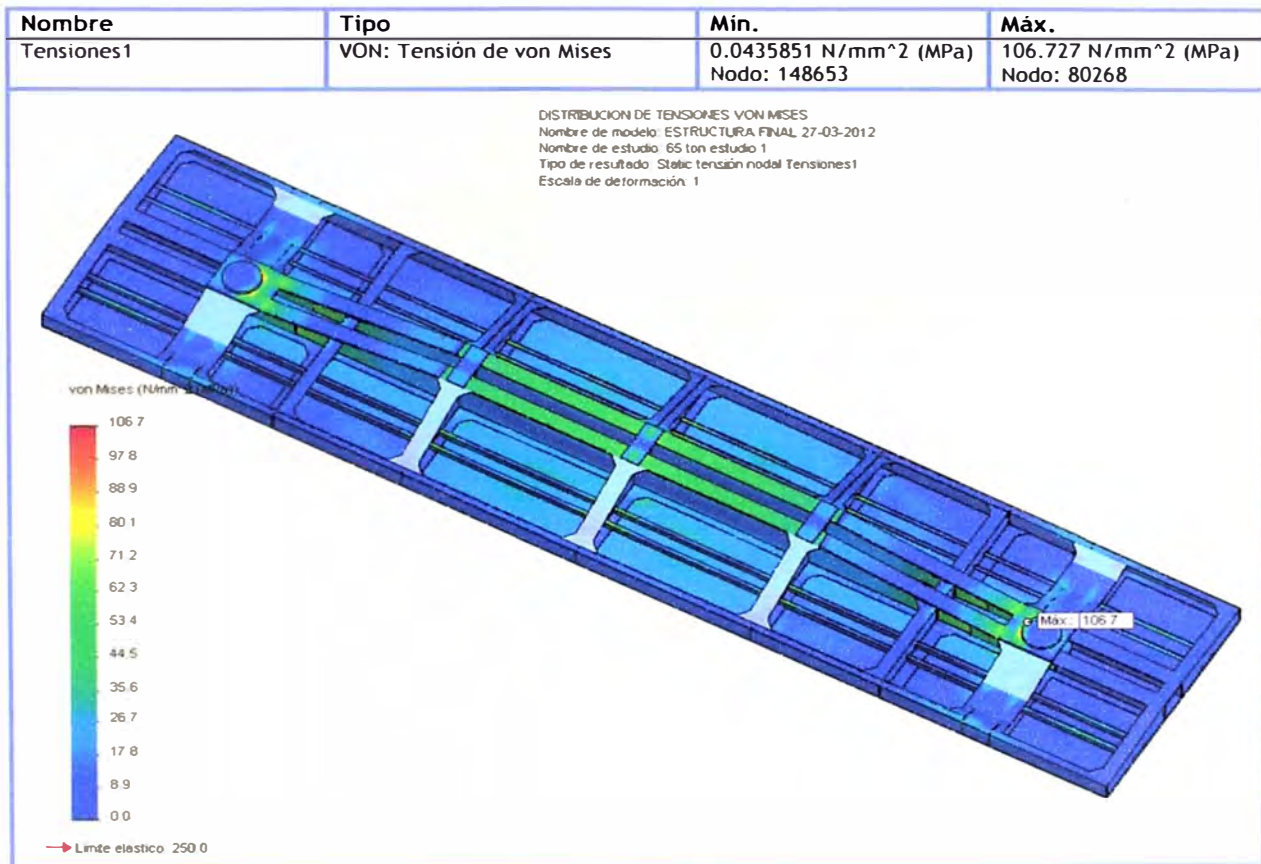


Figura N° 4-22: Diagrama de distribución de tensión en el carro rediseñado

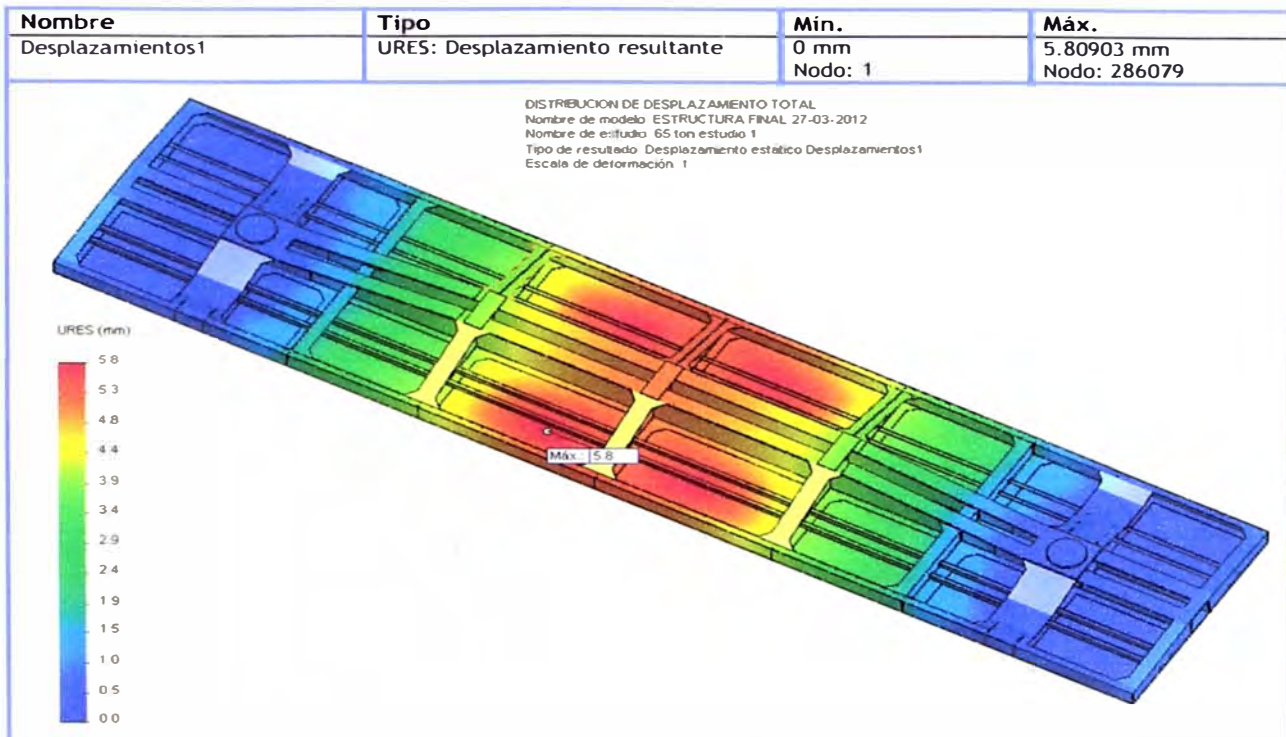


Figura N° 4-23: Diagrama distribución de desplazamiento carro rediseñado

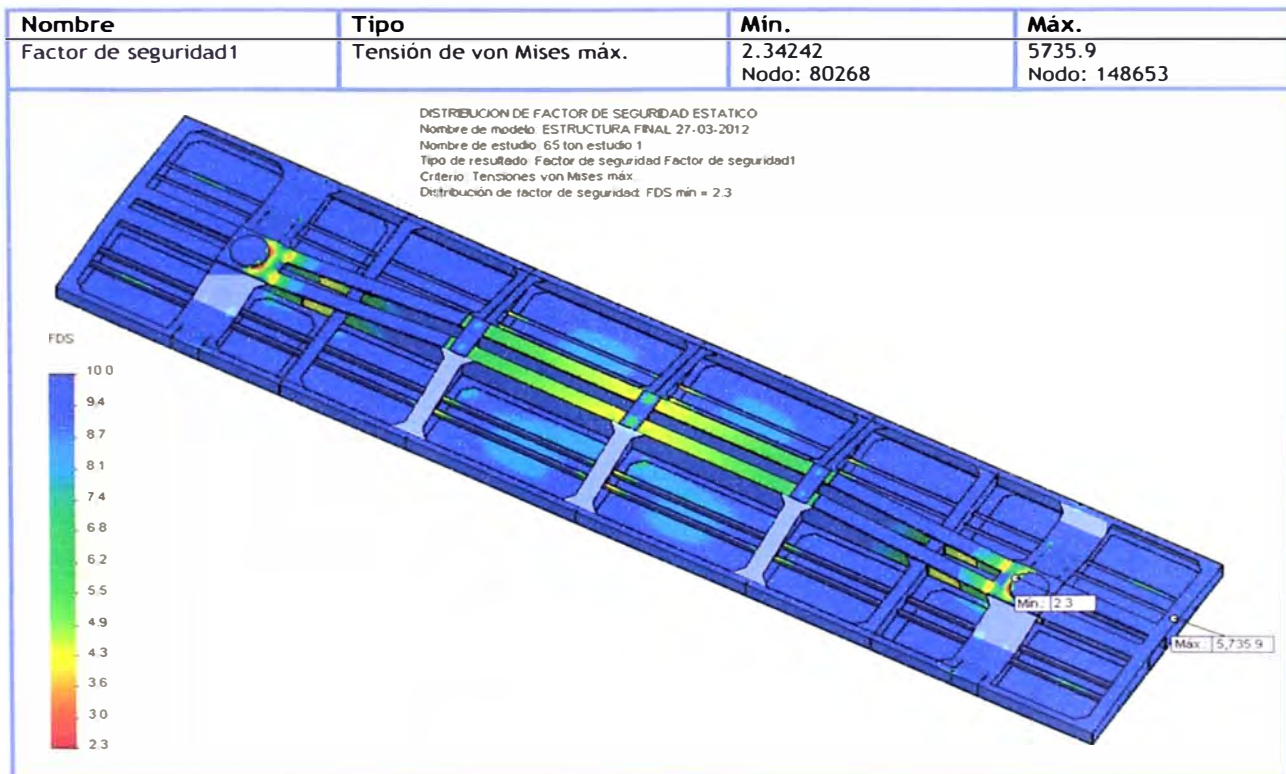


Figura N° 4-24: Diagrama distribución de factor de seguridad carro rediseñado

4.7.4 Resultado del análisis de fatiga

De los resultados de análisis estático se utilizara como base para realizar el análisis de fatiga para 65 Ton. Para el análisis se considera los siguientes criterios como datos de ingreso al software.

Tabla N° 4-10: Datos para análisis de fatiga

Nombre del evento	N° de ciclos	Tipo de carga	Asociación de estudios		
			Nombre de estudio	Factor de escala	Paso
Suceso-1	10000	Con base en 0 (LR=0)	65 ton estudio	1	0
			1		

Con estos datos se obtienen los siguientes diagramas de: daño acumulado (Figura N° 4-25), Vida total (Figura N° 4-26) y factor de seguridad de fatiga (Figura N° 4-27).

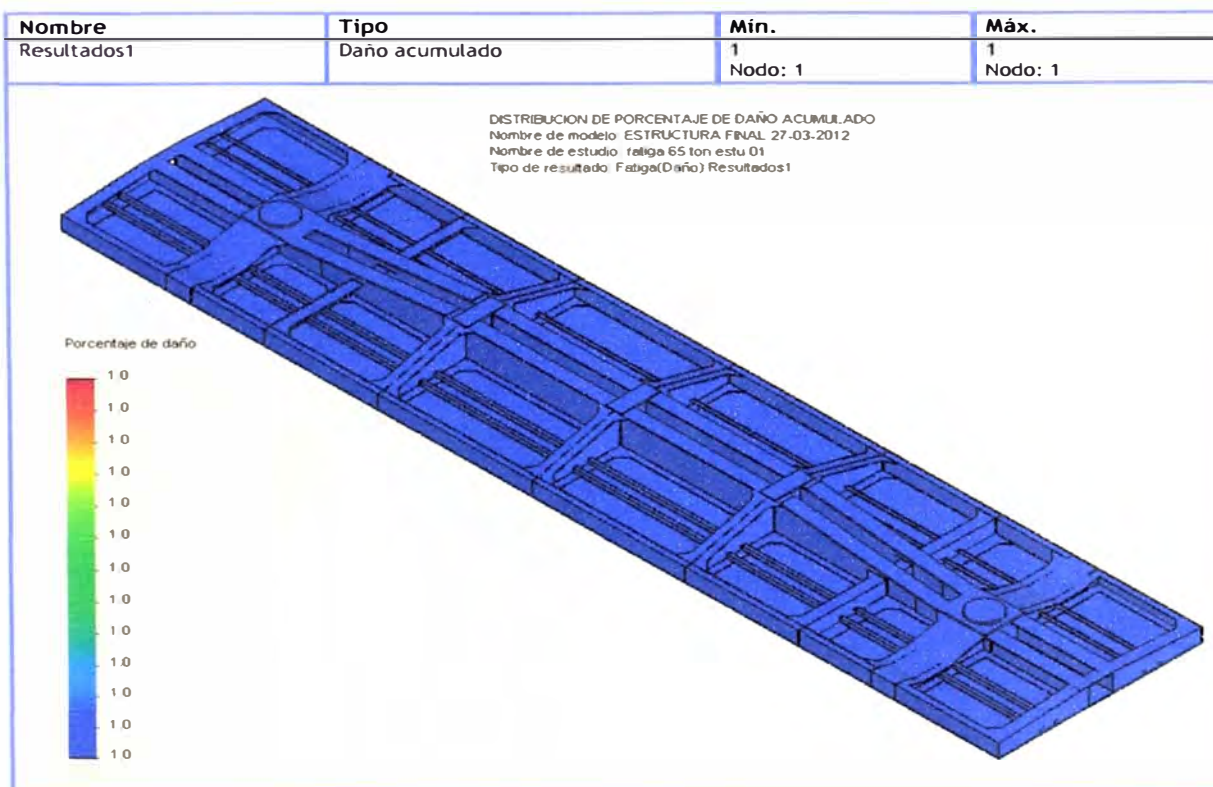


Figura N° 4-25: Diagrama de distribución de daño acumulado en el carro rediseñado

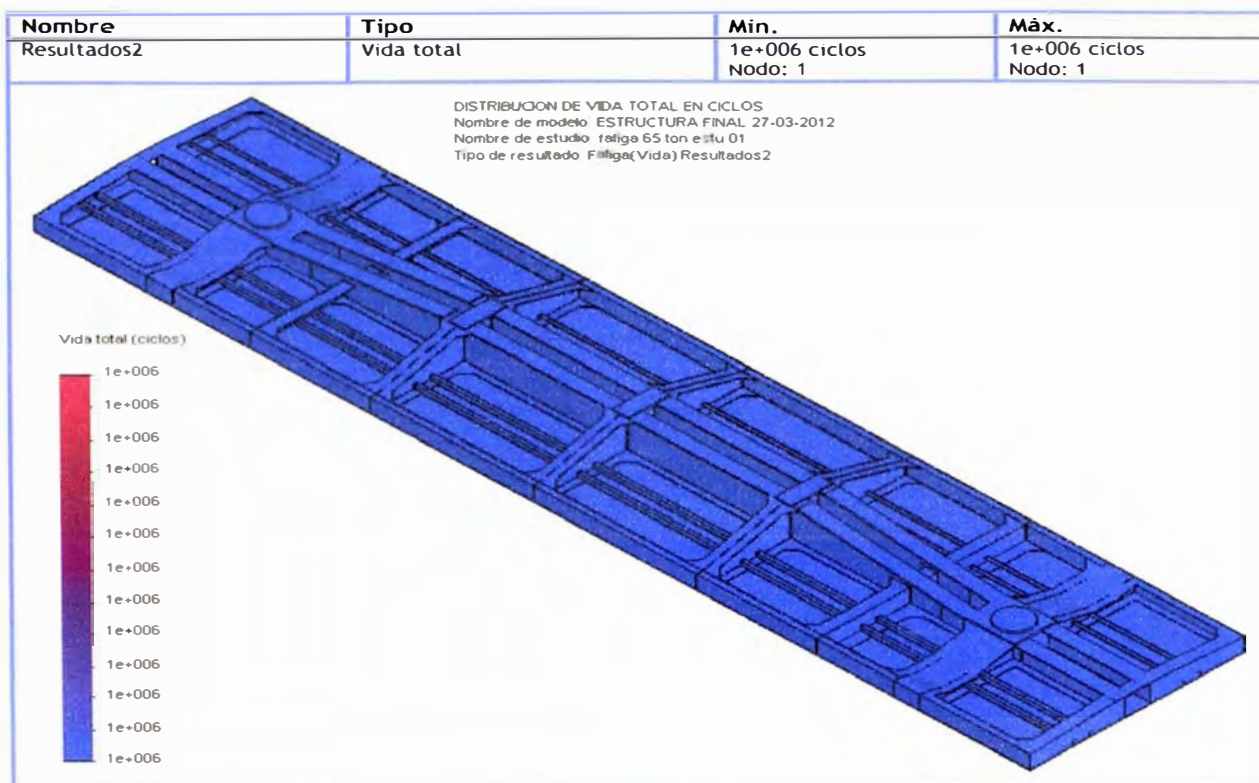


Figura N° 4-26: Diagrama de distribución de vida total en el carro rediseñado

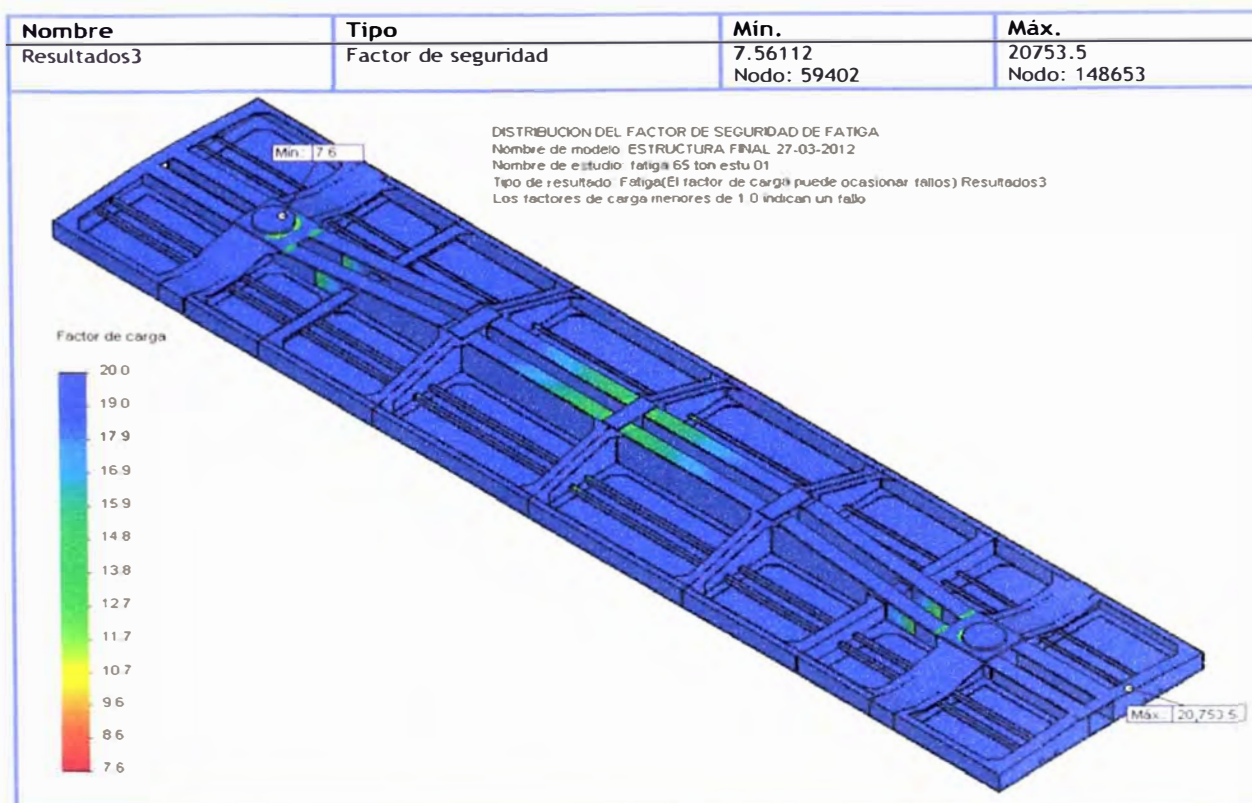


Figura N° 4-27: Diagrama de distribución de factor de seguridad en el carro rediseñado

4.8 ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL ESTUDIO DE ESTRUCTURA ORIGINAL Y ESTRUCTURA REDISEÑADA

De la Tabla N° 4-11, podemos realizar los siguientes resultados:

- Del análisis estático para la estructura original y con carga simulada de 65 toneladas el factor de seguridad es de 1.88, siendo igual al permitido por la norma AAR. Para esto se rediseño la estructura de acuerdo a los estipulado en los puntos 4.4, lográndose a restablecer el factor de seguridad a 2.34. Los resultados del análisis de fatiga, para una la carga de 65 ton resultaron favorables y con vida infinita.
- En el apéndice H, se puede ver el plano de la estructura rediseñada y los planos para la fabricación de barandas laterales.

Tabla N° 4-11: Comparación de resultados de los dos análisis con 50 ton y 65 ton de capacidad con estructura original y rediseñado

		ESTRUCTURA ORIGINAL		ESTRUCTURA REDISEÑADA
Tipo de Estudio	Resultado	Resultado para 50 ton	Resultado para 65 ton	Resultado para 65 ton
Estático	Máximo esfuerzo por Von Mises N/mm ² (MPa)	93	132.7	106.72
	Máximo desplazamiento (mm)	5.98	7.52	5.8
	Mínimo factor de seguridad	2.35	1.88	2.34
Dinámico	Máximo Porcentaje de daño acumulado (%)	1	1	1
	Máximo ciclo de vida total	1 x10 ⁶ vida infinita	1 x10 ⁶ vida infinita	1 x10 ⁶ vida infinita
	Mínimo factor de Seguridad	9.64	7.79	7.56

CAPITULO 5

PROGRAMACIÓN Y COSTOS

5.1 RECURSOS UTILIZADOS PARA EL REDISEÑO DEL CARRO

Para poder realizar una evaluación técnico – económico es necesario costear todos los trabajos o actividades que intervinieron para el rediseño. A manera de resumen se describe los costos para el proyecto de rediseño de 30 carros tipo tanque doble propósito que se resumen en la Tabla N° 5-1, los detalles de los costos se adjunta en el apéndice A.

Tabla N° 5-1: Resumen de costos de rediseño de un carro

Item	Descripción	Costo por carro (\$)	Costo parcial 30 carros (\$)
1	MANTENIMIENTO	595.76	17872.83
2	REDISEÑO	8275.49	248264.80
3	TRUQUES 6" X 11"	10000.00	300000.00
Total (\$)		18871.25	566137.63

Precios sin IGV

5.2 DIAGRAMA GANTT

La modelación de actividades del desarrollo del proyecto se representa en el diagrama de Gantt mostrada en la figura N° 45. En el cual podemos

apreciar que el tiempo de duración de un carro, para rediseñar e incrementar su carga en un 30%, dura 12.4 días, considerando la empresa producir 2 carros el primer mes, y producir 4 carros a partir del segundo mes.

- La duración del proyecto está estimada en 8 meses.

5.3 ANÁLISIS DE ESTUDIO TÉCNICO – ECONÓMICO

De los análisis realizados al carro se concluye que técnicamente el carro rediseñado operara con seguridad durante el servicio de transporte de minerales.

Para analizar económicamente se realizó cotización de por la compra de carro nuevo de capacidad neta 65 ton, siendo el costo unitario puesto en lima de 72 000.00 USD, y para 30 carros nuevos el costo del proyecto sería de 2 160 000.00 USD, siendo el tiempo de entrega dentro de 6 meses.

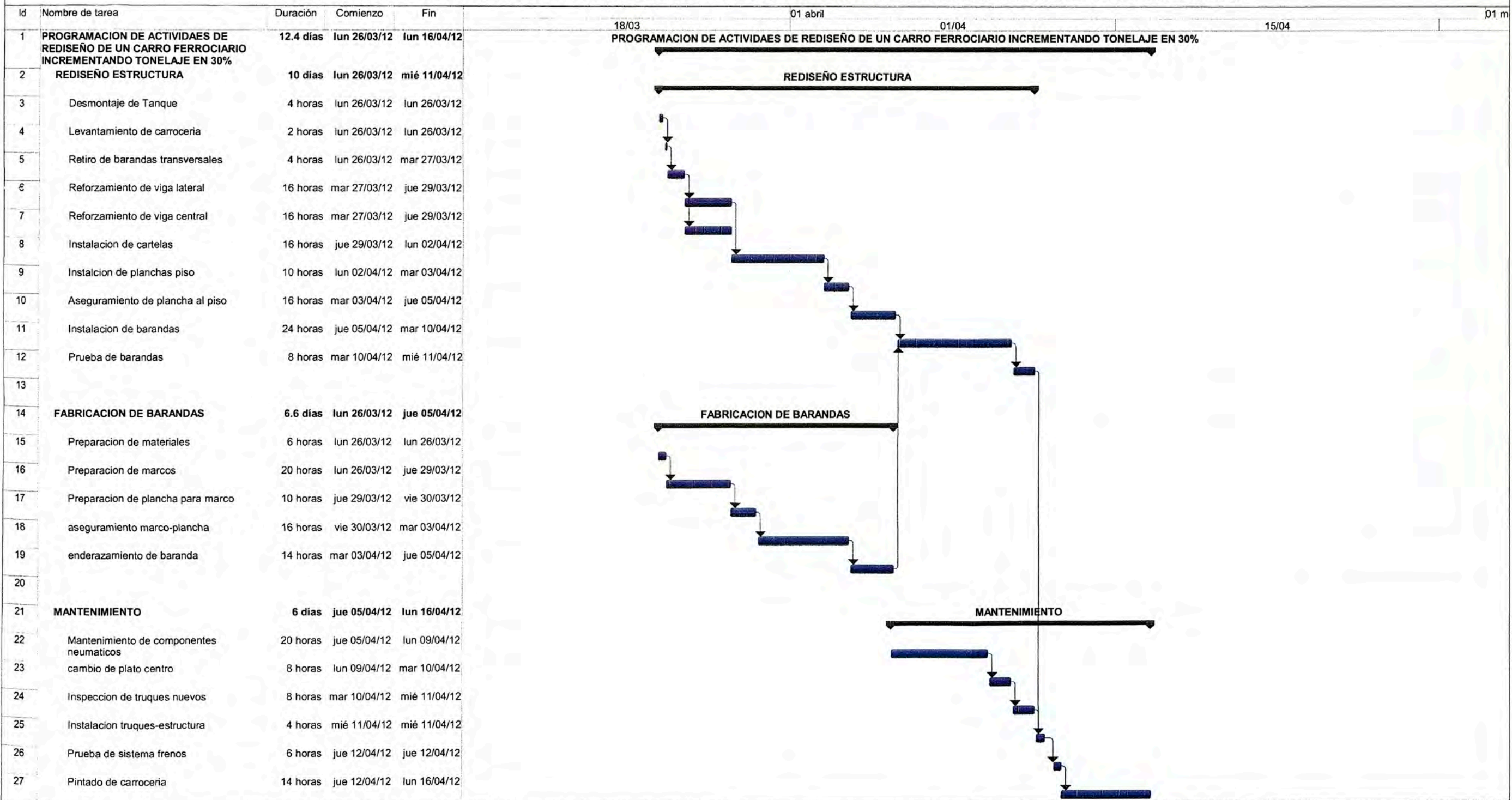
De la Tabla N° 5-2, se describe los ingresos netos percibidos mensualmente por carro.

Tabla N° 5-2: Ingresos por transporte minerales para un carro de 65 ton

Precio Mineral Transportado (\$/ton)	Gasto Operativos (\$/ton) (\$)	Utilidad (\$/ton)	Capacidad maxima Carro (ton)	N° viajes un carro mensual	Ingreso Neto Por Viaje (\$ / carro)	Ingesos Mensual transportado (\$)
13.00	4.93	8.07	65	5	524.68	2623.40

Con estos datos se puede simular el tiempo de retorno de la inversión, considerando ambos casos de rediseño del carro y compra de carro nuevo, los datos se muestran en la Tabla N° 5-3 y Tabla N° 5-4.

PROGRAMACION DE ACTIVIDADES PARA EJECUCION DEL PROYECTO DE REDISEÑO E INCREMENTO EN 30% DE SU CAPACIDAD NETA



Proyecto: GANT DE PROCESOS Fecha: sáb 12/05/12	Tarea		Resumen del proyecto		Hito inactivo		Informe de resumen manual		Progreso	
	División		Tareas externas		Resumen inactivo		Resumen manual		Fecha límite	
	Hito		Hito externo		Tarea manual		Sólo el comienzo	[
	Resumen		Tarea inactiva		Sólo duración		Sólo fin]		

Tabla N° 5-3: Programa retorno de inversión de la inversión del proyecto de rediseño por 30 carros

# Meses	Produccion de carros por mes	Carros Operando en servicio	Ingresos Netos Mensual (\$)	Acumulado (\$)
1	2			
2	4	2	5246.8	5246.80
3	4	6	15740.4	20987.20
4	4	10	26234	47221.20
5	4	14	36727.6	83948.80
6	4	18	47221.2	131170.00
7	4	22	57714.8	188884.80
8	4	26	68208.4	257093.20
9	0	30	78702	335795.20
10	0	30	78702	414497.20
11	0	30	78702	493199.20
12	0	30	78702	571901.20

Tabla N° 5-4: Programa de retorno de la inversión del proyecto por la compra de 30 carros nuevos

# Meses	Produccion de carros por mes	Carros Operando en servicio	Ingresos Netos Mensual (\$)	Acumulado (\$)
1	0			0
2	0	0	0	0
3	0	0	0	0
4	0	0	0	0
5	0	0	0	0
6	0	0	0	0
7	30	0	0	0
8	0	30	78702	78702.00
9	0	30	78702	157404.00
10	0	30	78702	236106.00
11	0	30	78702	314808.00
12	0	30	78702	393510.00
13	0	30	78702	472212.00
14	0	30	78702	550914.00
15	0	30	78702	629616.00
16	0	30	78702	708318.00
17	0	30	78702	787020.00
18	0	30	78702	865722.00
19	0	30	78702	944424.00
20	0	30	78702	1023126.00
21	0	30	78702	1101828.00
22	0	30	78702	1180530.00
23	0	30	78702	1259232.00
24	0	30	78702	1337934.00
25	0	30	78702	1416636.00
26	0	30	78702	1495338.00
27	0	30	78702	1574040.00
28	0	30	78702	1652742.00
29	0	30	78702	1731444.00
30	0	30	78702	1810146.00
31	0	30	78702	1888848.00
32	0	30	78702	1967550.00
33	0	30	78702	2046252.00
34	0	30	78702	2124954.00
35	0	30	78702	2203656.00

De la Tabla N° 5-33, se observa que el tiempo de retorno del dinero por la inversión del proyecto de rediseño del carro es de 12 meses, siendo el más favorable a comparación con la compra de carros nuevos que es después de 35 meses.

CONCLUSIONES

1. En resumen general de resultados obtenidos por los análisis realizados podemos concluir que se logró satisfacer el objetivo de este informe del rediseño de un carro ferroviario para incrementar la capacidad de carga en 30%, con un factor de seguridad de 2.34 y vida infinita de ciclos.
2. La metodología aplicada para obtener una solución a la necesidad de una empresa afectada por la recesión económica del 2009, y posteriormente la incapacidad para poder aprovechar las oportunidades del crecimiento de la minería en la producción de concentrado en la sierra central, tuvo que sustentarse en tres análisis que llevaron a los resultados obtenidos en este informe:
 - a. Del análisis interno y externo que realizo (FODA), se concluyó que la forma de mantener y crecer en el transporte era aprovechar la flota de 30 carros ferroviario tipo tanque doble propósito, rediseñándolo a una carro tipo cajón e incrementando su capacidad de carga en 30%, debido a que estos carros pasaron a ser los más solicitados por las mineras en el año 2010. Este proyecto alcanzo incrementar su capacidad de transporte con respecto al año 2010 en un 23%, para el año 2011.
 - b. Del análisis técnico para el rediseño e incremento de su capacidad de carga en un 30%, fue sustentada en base experiencia de conocimiento de campo y, conocimiento del análisis estructural por elementos finitos utilizando software de ingeniería CAD-CAE. Los estudios se realizaron en

simulaciones con cargas de 50 y 65 toneladas con la estructura original, siendo el resultado del factor de seguridad de 1.88 con carga de 65 toneladas. Este factor de seguridad es el mínimo solicitado por la norma A.A.R (ver apéndice C), el cual origino realizar refuerzos en zonas críticas de la estructura y simular hasta recuperar el factor de seguridad de 2.34, este factor fue el valor al cual se encontró el carro original cuando se simulo con una carga normal de 50 toneladas. Del análisis de falla por fatiga para una carga de 65 toneladas y con un periodo de operación de carga - descarga de 10 000 ciclos por aproximadamente 30 años, da como resultado que la estructura tendría vida infinita, por estar el esfuerzo a la fatiga por debajo del límite de fatiga que es aproximadamente 200 N/mm² (MPa) para el acero ASTM A36. Así mismo se obtuvo un factor de seguridad en fatiga de 7.56, con estos resultados queda demostrado que el rediseño garantiza la operación del carro para el transporte de minerales cumpliendo lo requerido por la norma AAR y seguridad.

- c. En el análisis económico, se demuestra que los costos unitarios por el rediseño, el tiempo por transformación y el costo total del proyecto, es la más acertada para la toma de decisión de aprobación del proyecto, en comparación a la compra de carros nuevos. Así mismo la inversión es baja y el tiempo de recuperación es en 12 meses, como puede verse en la Tabla N° 5-3 y Tabla N° 5-4.

3. De los resultados favorables del análisis computacional, se tuvo que realizar un prototipo para verificar el correcto funcionamiento de la estructura. Para esto se rediseño un carro y se puso en operación por 3 meses, no obteniéndose

observaciones de fallas y paralelamente iniciando el rediseño con los siguientes carros.

RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se puede dar para mejorar este estudio o busca de soluciones a las empresas ante necesidad de flotas se recomiendan lo siguiente:

1. Complementar el estudio con los análisis de dinámicos de choques frontales, pandeo y descarrilamientos.
2. Para tener mayor seguridad de los resultados el cálculo o modelación FEA, es recomendable realizar un prototipo e instalar Starin Gage en zonas donde, la modelación indica concentración de esfuerzos o deformaciones. Con estos ensayos, para medir la variación entre ambos resultados. (Ver Apéndice E)
3. Para el transporte de cargas mayores a 65 toneladas, es necesario recalcular y obtener la máxima carga que puede soportar la estructura.
4. Las empresas deben realizar a todas sus flotas un cálculo estructural para incrementar su capacidad de carga dentro de un análisis técnico – económico.
5. Para realizar este proyecto debe contratarse soldadores calificados y con varios años de experiencia en la industria ferroviaria.
6. El profesional que realiza este estudio debe tener experiencia en soldadura, estructuras, análisis estadístico y costos – presupuesto, para poder sustentar la viabilidad del proyecto.
7. Para los trabajos donde se requiera uniones soldadas, esta debe realizarse con penetración de electrodo E6011 y relleno con electrodo supecito E7018, mantenimiento los procesos de soldaduras de acuerdo al espesor utilizados. Es

por esta razón, la contratación de personal experimentado en carrocería ferroviaria. Ver características anexo F.

BIBLIOGRAFÍA

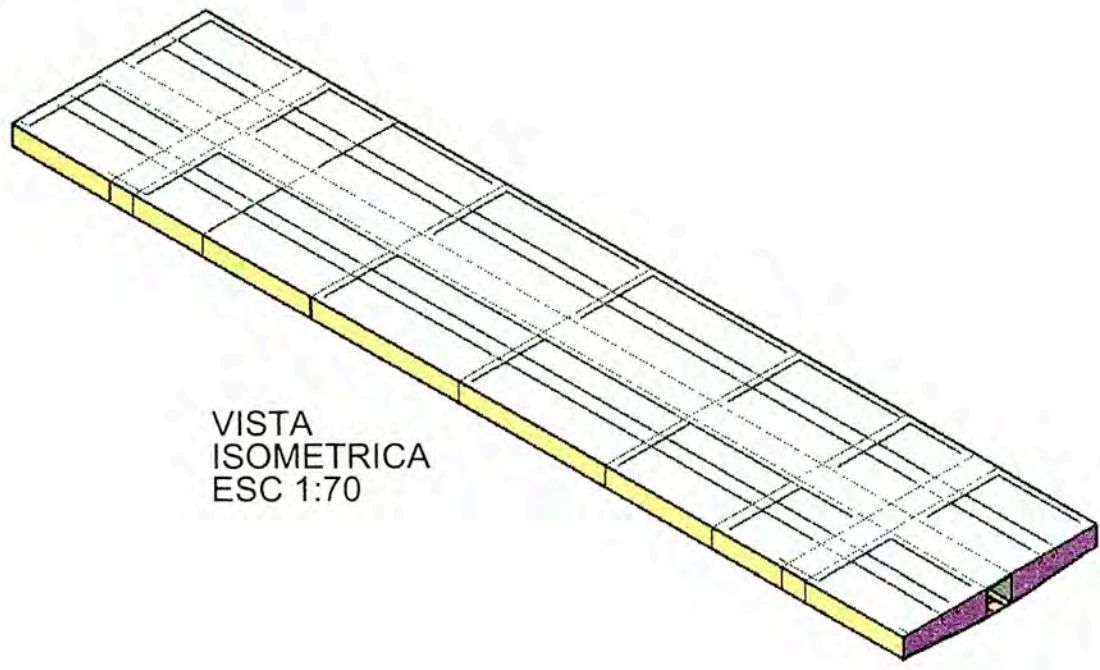
1. Badiola, Valerio. "Diseño de Máquinas". Dpto. Ingeniería Mecánica- Universidad Pública de Navarra – España. 2004.
2. Cueva Pacheco, Ronal . Resistencia de Materiales I y II", Universidad Nacional de Ingeniería.
3. Gere, James M. "Resistencia de Materiales". Paraninfo S.A. 5ta. Edición. 2005.
4. Jerez Chávez, Arcides. "Construcción, Calculo y Reparación de vagones". Científico Técnico.1981, pag. 20 – 25.
5. Introducción a las aplicaciones de análisis de tensión con SolidWorks Simulación Guía del estudiante, SolidWorks Corporation, 2010.
6. Manual de Prácticas recomendadas de la AAR, Diseño y Fabricación de Carros ferroviarios sección C-Parte II. Vol I, 1991, pag. C-II-64 y 65
7. Ministerio de Energía y Minas.
<http://www.minem.gob.pe/estadisticasSector.php>

8. Rodríguez Hernández, Jorge " Resistencia de Materiales 2", Pontificia Universidad Católica del Perú. 2002, pag. 32 – 50

9. Tulio Piovan, Marcelo " Tensiones y Deformaciones. Revisión de Principios físicos – Teoría de Falla estática ". UTN-FRBB. 2004, capítulo 2

PLANOS

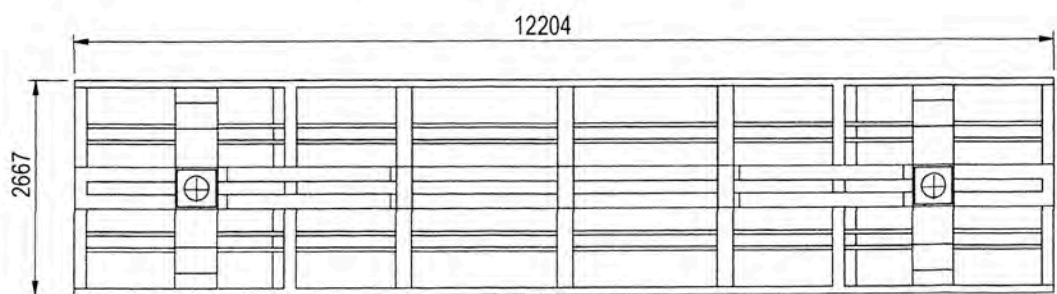
1. Plano N° 01: Elementos fundamentales de la estructura principal de un carro tipo plataforma
2. Plano N° 02: Estructura original sin tanque del carro serie 4200 / 4300 (antes del rediseño).
3. Plano N° 03: Estructura rediseñada y reforzar del carro serie 4200 / 4300
4. Plano N° 04: Estructura rediseñada y reforzar del carro serie 4200 / 4300
5. Plano N° 05: Isométricos de barandas laterales utilizados en carro tipo cajón.
6. Plano N° 06: Fabricación de barandas para carro tipo cajón
7. Plano N° 07: Fabricación de bisagras para barandas carro tipo cajón ASTM A-36



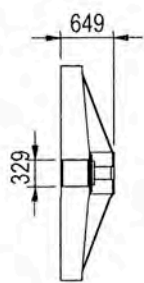
VISTA ISOMETRICA ESC 1:70

Nº Globo	Descripcion Parte	Cantidad	Calidad de Material	Dimensiones
1	Viga Central	1	Acero Estructural ASTM A-36	Vigafo pre fabricada con planchas de seccion variable.altura 750mm, ancho ala 86mm, espesor de alma 9.5mm, espesor de ala inferior 9.5mm, espesor ala superior 9.5 mm.
2	Puente Pivote	2	Acero Estructural ASTM A-36	Seccion prefabricada de plancha de 9.5mm de espesor.
3	Viga transversal secundaria	2	Acero Estructural ASTM A-36	Seccion prefabricada de plancha de 9.5mm de espesor.
4	Viga Transversal Primaria	3	Acero Estructural ASTM A-36	Seccion prefabricada de plancha de 9.5mm de espesor.
5	Viga frontal	2	Acero Estructural ASTM A-36	canal "C" de altura 290mm, ala 150mm, espesor alma 9.5mm, espesor de ala 19.1mm.
6	Alojamiento de Enganche	2	Acero Estructural ASTM A-36	Alojamiento es el espacio que deja las dos vigas centrales.
7	Viga Longitudinal	4	Acero Estructural ASTM A-36	canal "C" de altura 76mm, ala 51mm, espesor 6.35mm.
8	Plato Centro o Apoyo	2	Acero Estructural ASTM A-36	Instalado plato centro de diametro 302.1mm y espesor de
9	Piso de la Carroceria	1	Acero Estructural ASTM A-36	plancha de espesor 6.35 mm
10	Viga Lateral	2	Acero Estructural ASTM A-36	canal "C" de altura 260mm, ala de 90mm, espesor de 9.5mm.

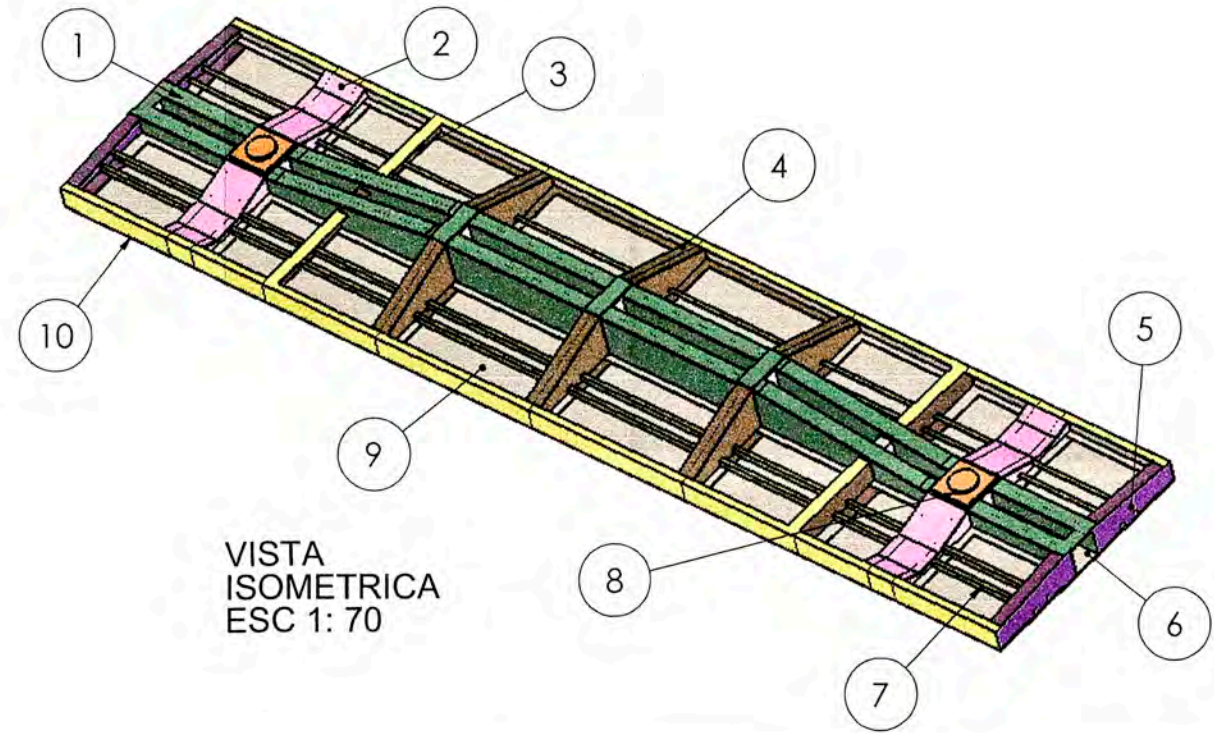
TABLA DE PARTES Y MATERIALES DE LA ESTRUCTURA PERINCIPAL DE UN CARRO TIPO TANQUE DOBLES PROPOSITO



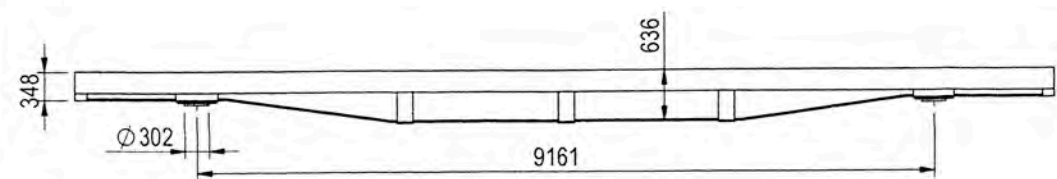
VISTA INFERIOR ESC 1: 90



VISTA FRONTAL ESC 1: 90



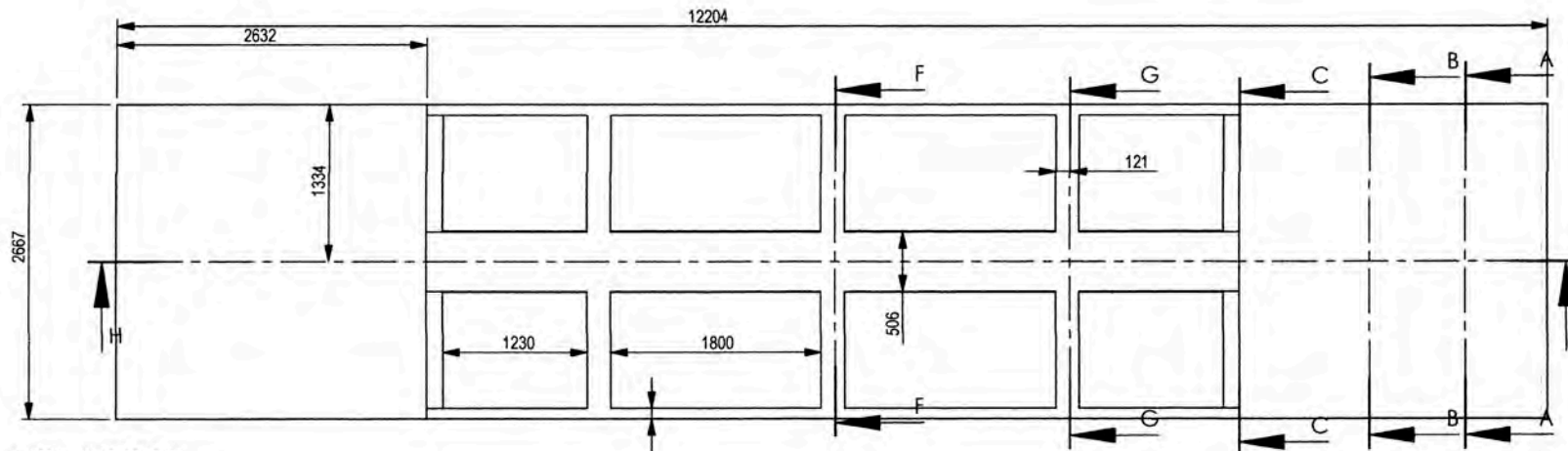
VISTA ISOMETRICA ESC 1: 70



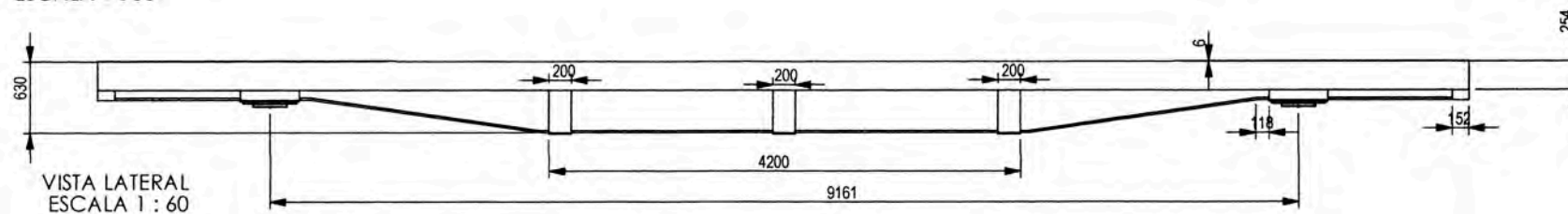
VISTA LATERAL ESC 1: 90

UNIDADES EN MILIMETROS = mm

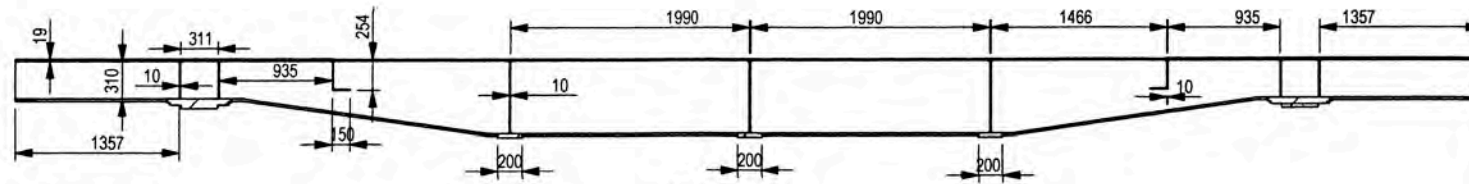
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	J. SARAVIA	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ELEMENTOS FUNDAMENTALES DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL DE UN CARRO TIPO PLATAFORMA	
VERIF.	J. SARAVIA			N.º DE DIBUJO	A3
APROB.	J. SARAVIA			PLANO N.º 01	
FABR.				ESCALA:1:100	HOJA 1 DE 1
CAUID.				MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM - A36	
				PESO:	



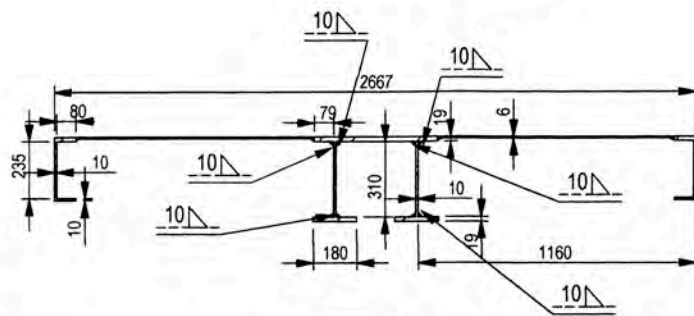
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 60



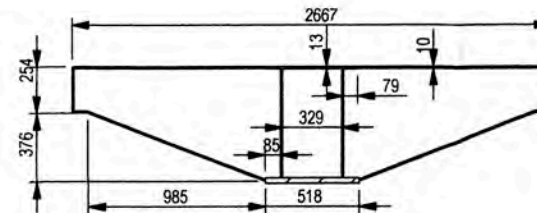
VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 60



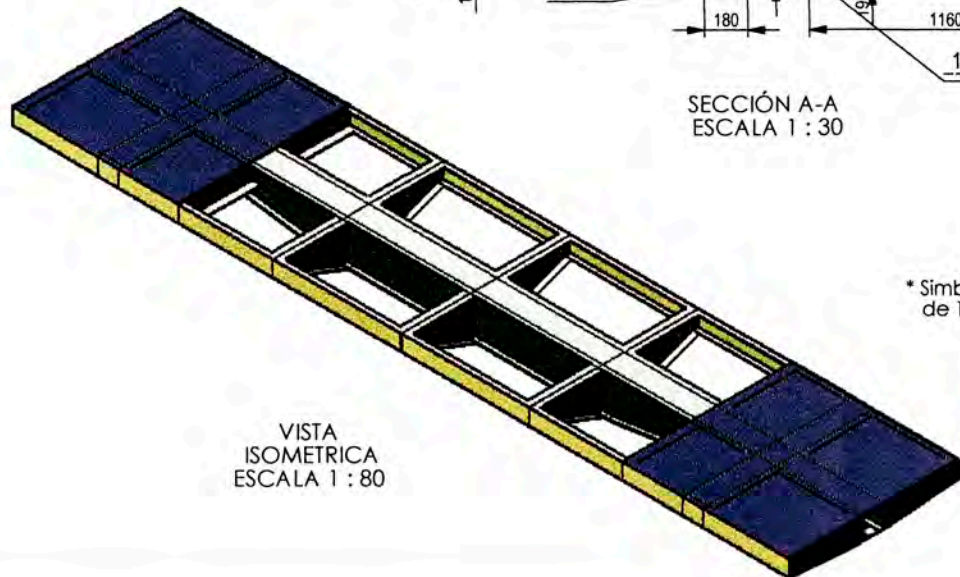
SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 60



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 30



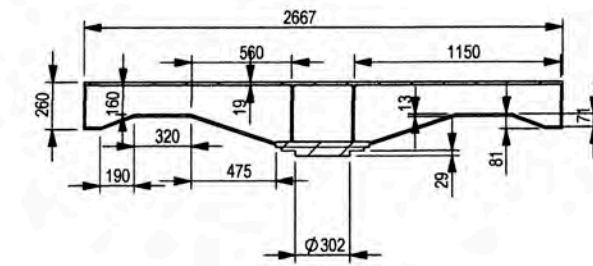
SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 40



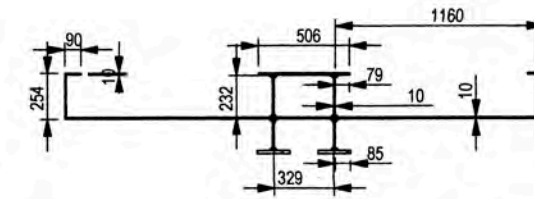
VISTA
ISOMETRICA
ESCALA 1 : 80

* Símbolo de soldadura triangular de 10 x 10 mm

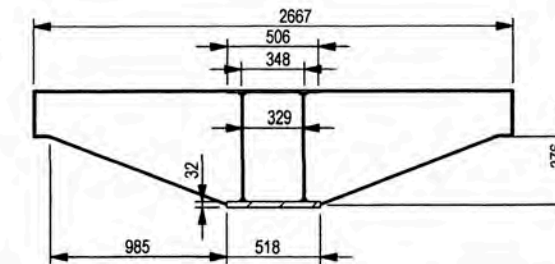
Unidades en mm



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 40



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 40

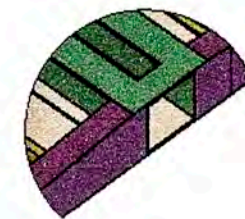
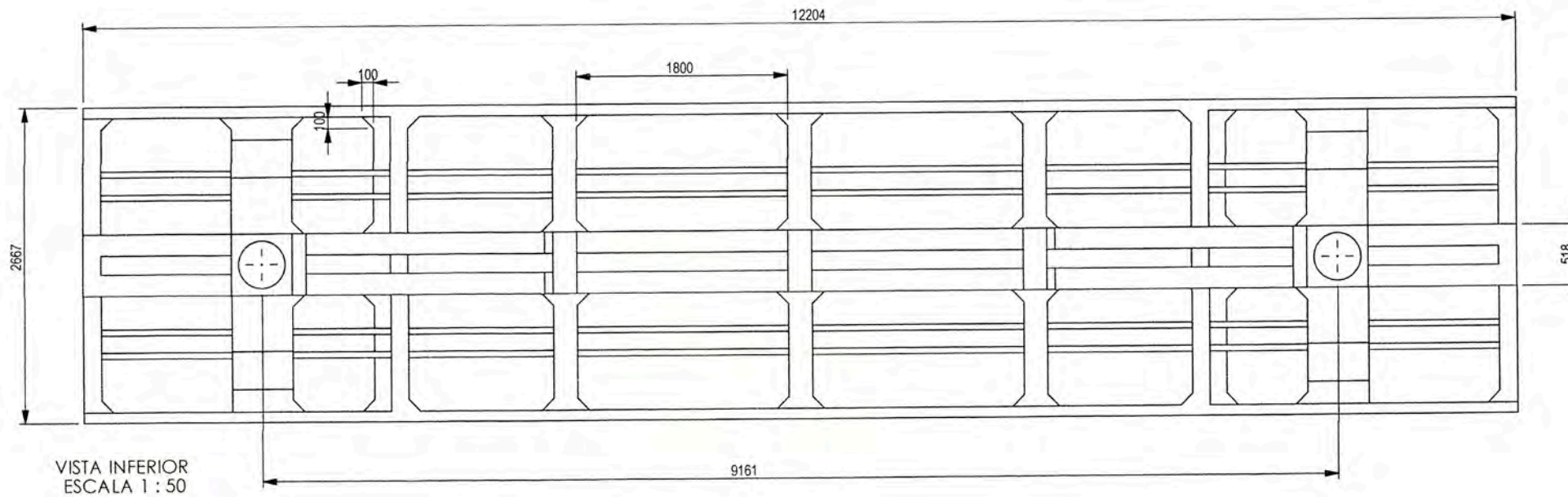


SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 40

NOTA:

1. Todos los procesos de soldadura serán de tipo SMAW (electrodo revestido de 5/32").
2. Para la unión de perfiles, se realizará previamente la penetración con electrodo cellocord E6011, y para el frellanado a tope se realizará con electrodo supercito E7018.
3. Para espesores mayores a 3/8" se realizará un previo calentamiento antes de realizar la soldadura a una temperatura de 120 °C.

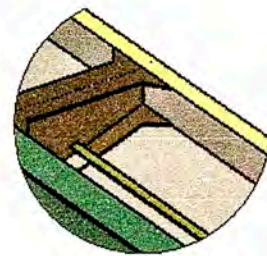
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	J. Saravía	FIRMA	FECHA		TÍTULO: ESTRUCTURA ORIGINAL SIN TANQUE DEL CARRO SERIE 4200 / 4300 (antes del rediseño)	
VERIF.	J. Saravía				N.º DE DIBUJO	A3
APROB.	J. Saravía				PLANO N.º 02	
FABR.					ESCALA: 1:100	HOJA 1 DE 1
CALID.				MATERIAL: Acero estructural ASTM A36		
				PESO:		



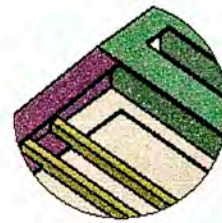
DETALLE Y
ESCALA 1 : 35



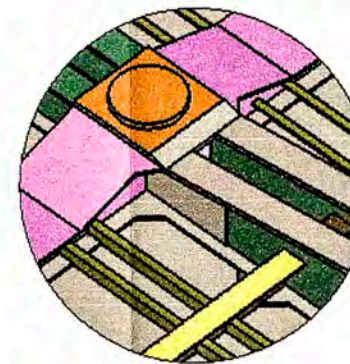
DETALLE T
ESCALA 1 : 35



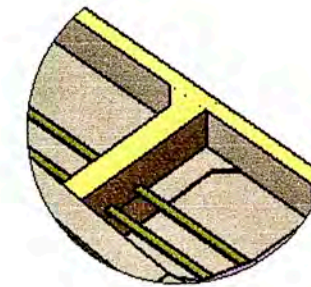
DETALLE S
ESCALA 1 : 35



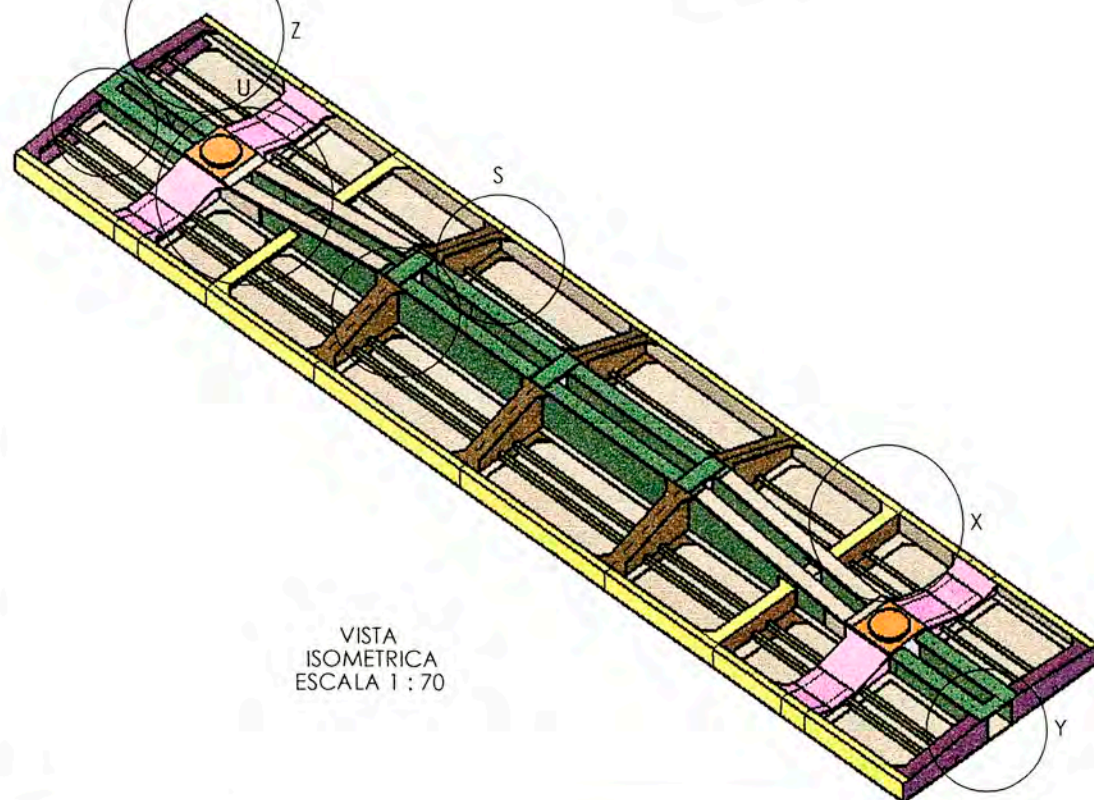
DETALLE V
ESCALA 1 : 35



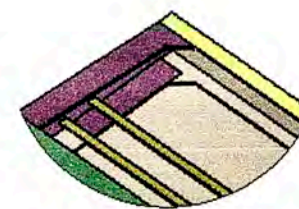
DETALLE U
ESCALA 1 : 35



DETALLE X
ESCALA 1 : 35



VISTA
ISOMETRICA
ESCALA 1 : 70



DETALLE Z
ESCALA 1 : 35

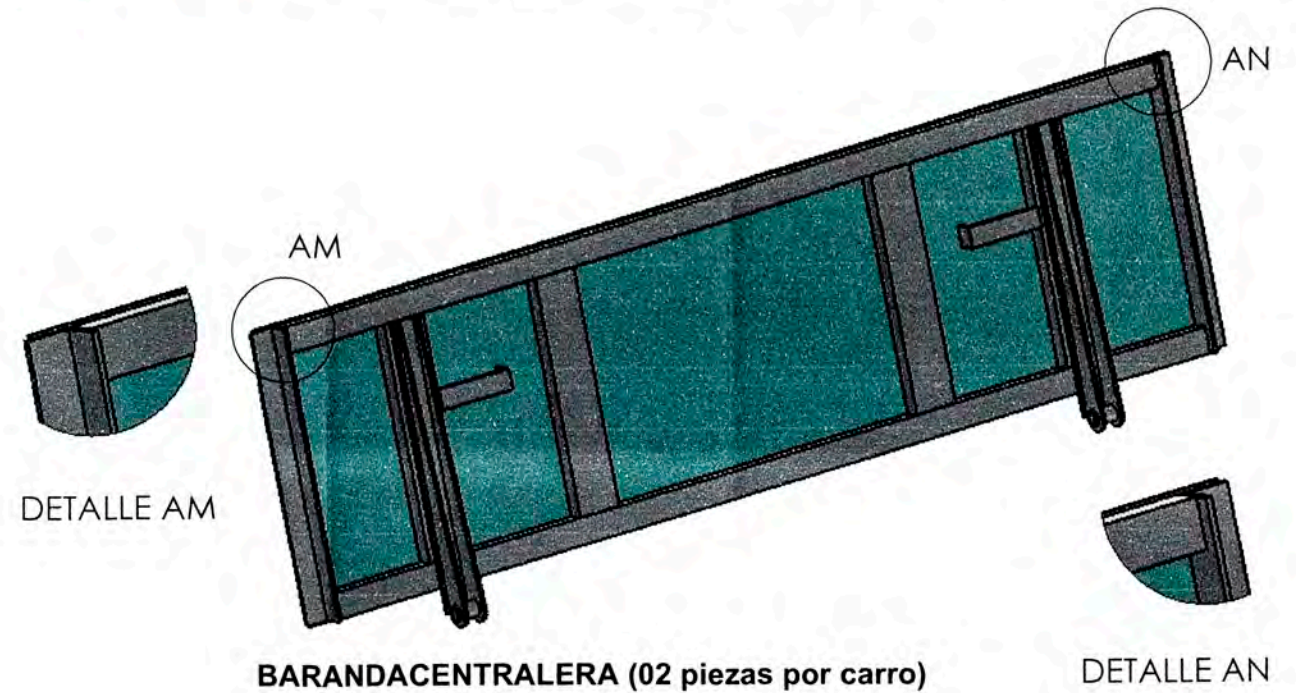
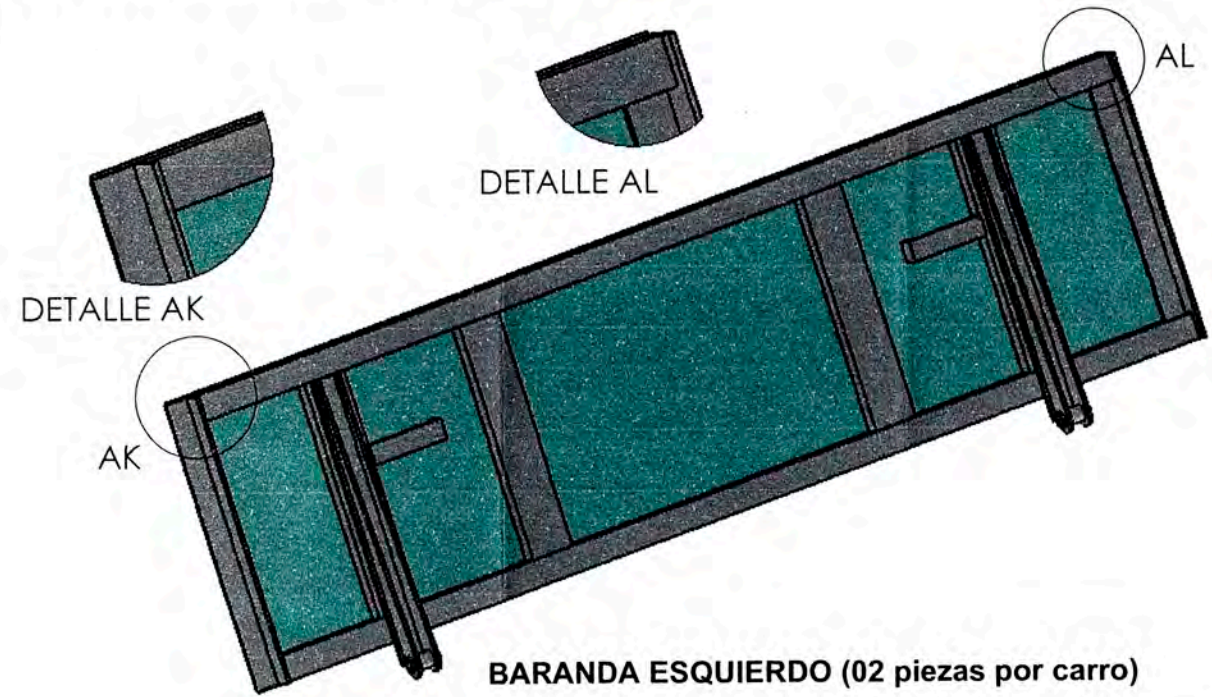
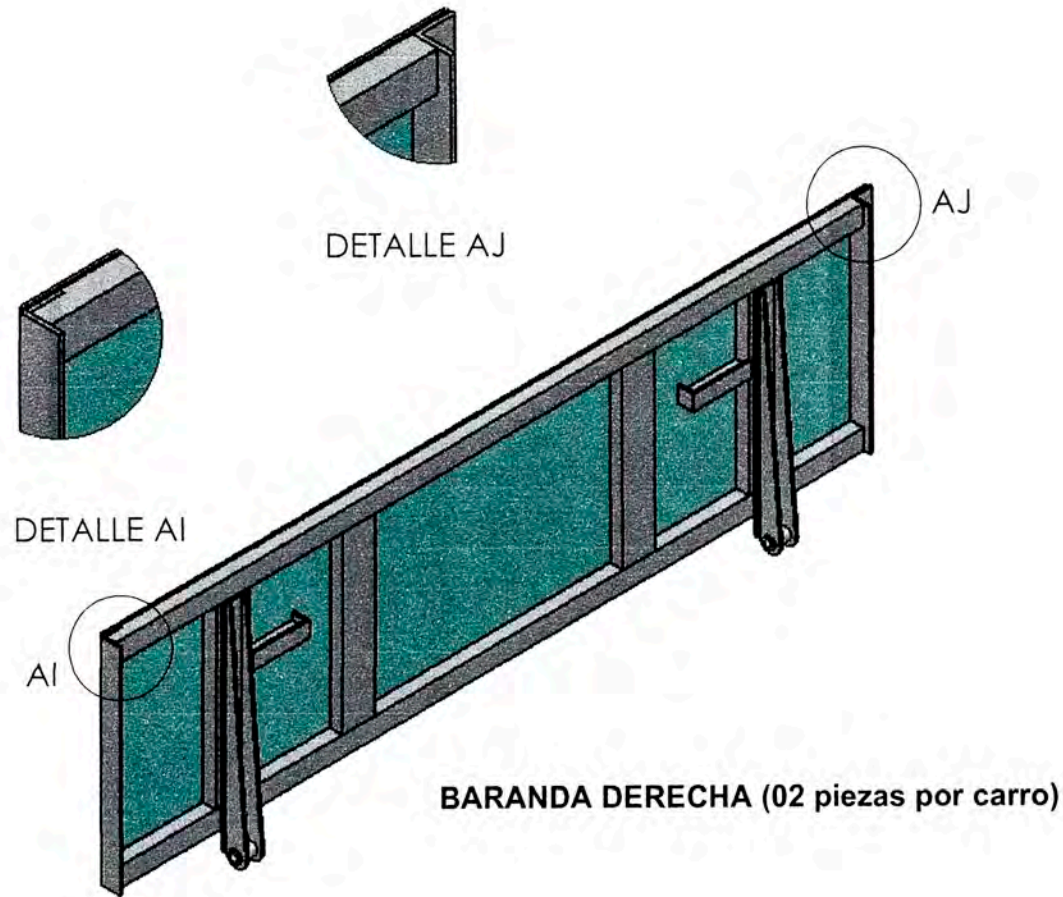
Unidades en mm

NOTA:

1. Todos los procesos de soldadura seran de tipo SMAW (electrodo revestido de 5/32").
2. Para la union de perfiles, se realizara priemramente la penetracion con electrodo cellocord E6011, y para el rrellanado a tope se realizara con electrodo supercorto E7018.
3. Para espesores mayores a 3/8" se realizara un previo calentamiento antes de realizar la soldadura a una temperatura de 120 °C.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ.	J. Saravia	FIRMA		FECHA		TÍTULO: ESTRUCTURA REDISEÑADA Y REFORZADA DEL CARRO SERIE 4200 / 4300			
VERIF.	J. Saravia								
APROB.	J. Saravia								
FABR.									
CAID.					MATERIAL: Acero estructural ASTM A36	N.º DE DIBUJO PLANO N.º 04		A3	
					PESO:	ESCALA:1:100		HOJA 1 DE 1	

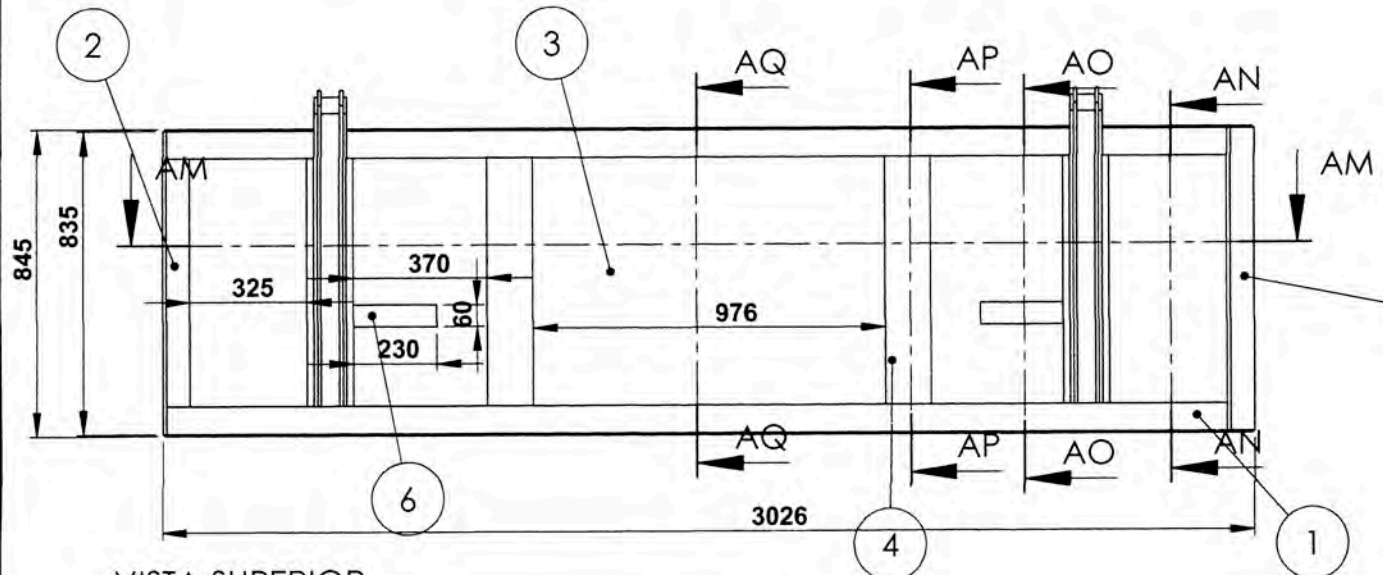
TIPOS DE BARANDAS EN UN CARRO CAJON



NOTA:

1. Unidades en mm
2. Las planchas, canales y angulos estan de acuerdo a las medidas comercial en pulgadas (1/4", 3/8", etc)
3. Las longitudes de las piezas del listado, deben tomarse del plano. esto puede tener una variacion de +/- 3 mm
4. El proceso de soldadura es tipo SMAW con supercito 1/8".
5. Todo pintado con pintura anticorrosivo color rojo oxido

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	J. Saravia	FIRMA	FECHA	TÍTULO: PLANOS ISOMETRICOS DE BARANDAS LATERALES UTILIZADOS EN CARRO TIPO CAJON	
VERIF.	J. Saravia			N° DE DIBUJO	PLANO N° 05
APROB.	J. Saravia			ESCALA:1:10	A3
FABR.					
CAUID.				MATERIAL: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A 36	
				PESO:	



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 20

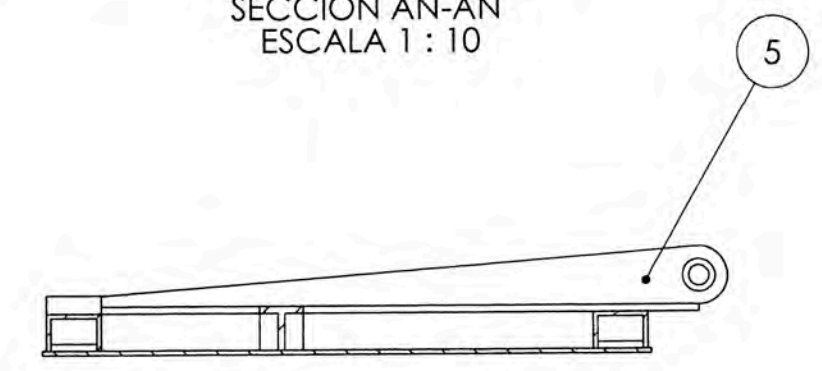
VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 20



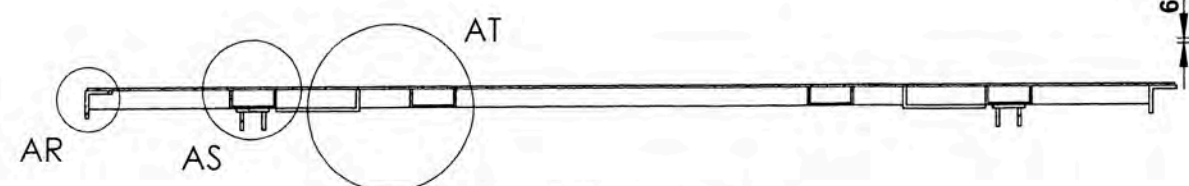
SECCIÓN AN-AN
ESCALA 1 : 10



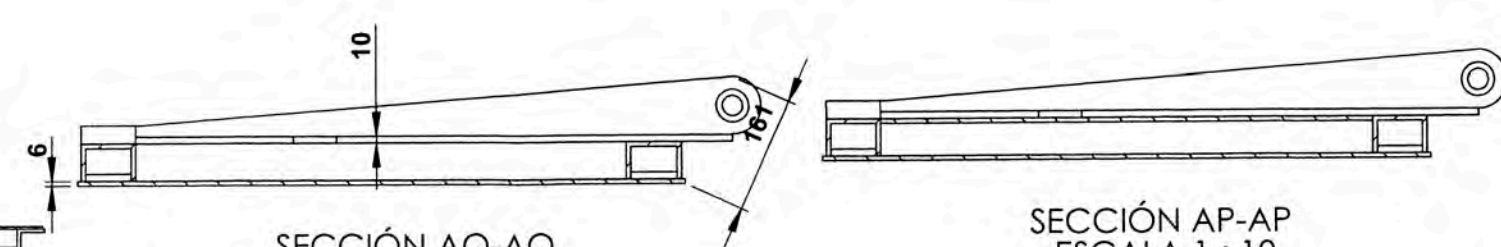
VISTA LATERAL
ESCALA 1 : 20



SECCIÓN AO-AO
ESCALA 1 : 10



SECCIÓN AM-AM
ESCALA 1 : 20



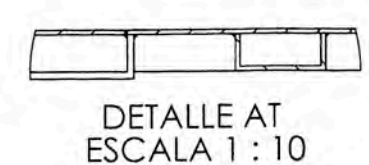
SECCIÓN AP-AP
ESCALA 1 : 10



DETALLE AR
ESCALA 1 : 10



DETALLE AS
ESCALA 1 : 10



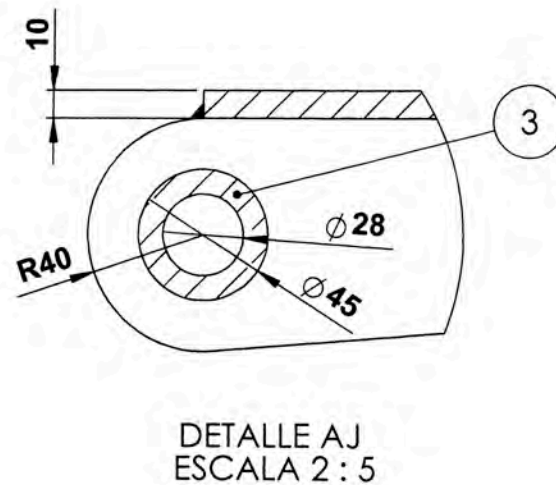
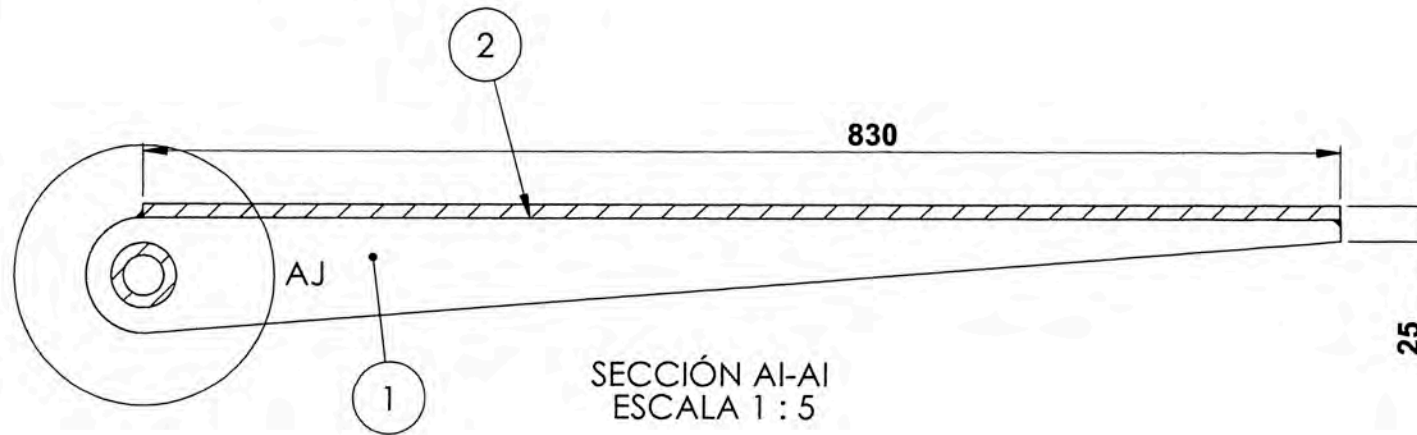
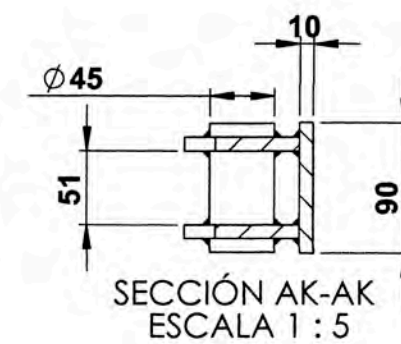
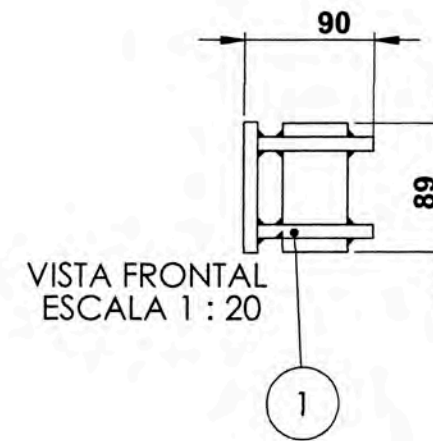
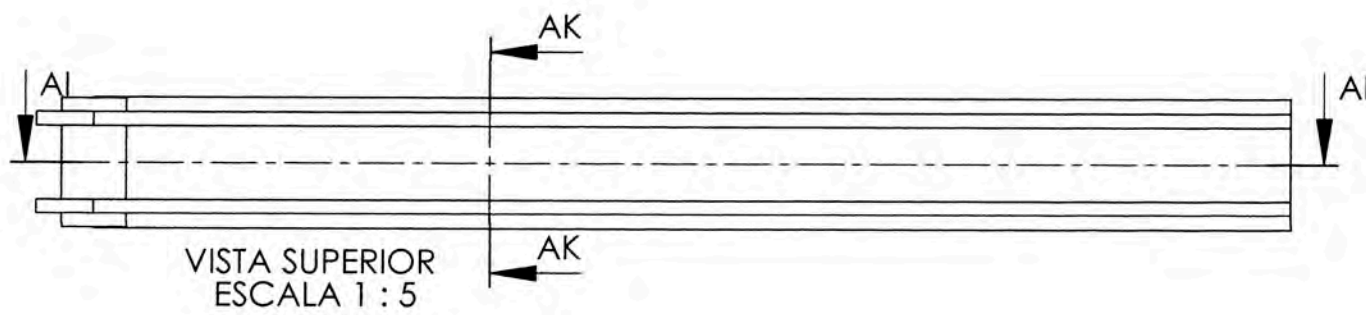
DETALLE AT
ESCALA 1 : 10

Nota:

1. Todos los procesos de soldadura son tipo SMAW con electrodos de 1/8" supercito.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	canal U 2x3x2 plg marco	ASTM A-36	2
2	angulo esp. 9.5 x 3plg marco	ASTM A-36	2
3	plancha 6.35	ASTM A-36	1
4	canal U soporte	ASTM A-36	4
5	ensamble visagra	ASTM A-36	2
6	soporte amortiguador	ASTM A-36	2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
VERIF.	J. Saravia			FABRICACION DE BARANDAS PARA CARRO TIPO CAJON		
APROB.	J. Saravia					
FABR.						
CALID.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A3
				ACERO ESTRUCTURAL ASTM A 36	PLANO N.º 06	
				PESO:	ESCALA: 1:50	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	TIPO MATERIAL	CANTIDAD
1	visagra 1	Acero Estructural A36	2
2	base bisagra	Acero Estructural A36	1
3	bocina de visagra	Acero Estructural A36	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	J. Saravia	FIRMA	FECHA	TÍTULO: FABRICACION DE BISAGRAS PARA BARANDAS CARRO TIPO CAJON ASTM A-36	
VERIF.	J. Saravia			N.º DE DIBUJO	PLANO N.º 07
APROB.	J. Saravia				A3
FABR.				MATERIAL:	
CAUID.				ACERO ESTRUCTURAL ASTM A 36	ESCALA:1:10
				PESO:	

Nota:

1. Todos los procesos de soldadura son tipo SMAW con electrodos de 1/8" supercito.

APÉNDICE

Apéndice A: Costos unitarios de recursos utilizados en el mantenimiento del carro del proyecto

COSTOS DE RECURSOS UTILIZADOS EN MANTENIMIENTO DEL CARRO

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD MEDIDA	CANTIDAD POR CARRO	PRECIO UNITARIO (\$)	COSTO PARCIAL CARRO (\$)
1	BALL	C/U	0.25	15.30	3.83
2	DISCO DE FRICCION FIBRA 14"	C/U	2	15.00	30.00
3	GASKET	C/U	4	0.70	2.80
4	GASKET PARA VALVULA DE EMERGENCIA	C/U	0.25	4.20	1.05
5	GASKET PARA VALVULA DE SERVICIO	C/U	0.25	4.20	1.05
6	KIMBOL P/PLATO CENTRO 2" X 16"	C/U	2	4.60	9.20
7	KIT DE REPARACION RECOLECTOR DE POLVO	C/U	0.25	7.50	1.88
8	MANGUERA DIRECTO COMPLETO	C/U	0.25	76.00	19.00
9	ORING DE NITRILO DE 63mm Int x 85mm EXT.	C/U	1	3.00	3.00
10	PASADOR COTTER 3/8 X 3	C/U	8	0.28	2.22
11	PASADOR COTIER 5/16 X 2 1/2	C/U	5	0.16	0.79
12	PERNO GRADO 5 DE 3/4 X 3 1/2 CON TUERCA DE SEGURIDAD	C/U	8	1.00	8.00
13	PERNO GRADO 5 DE 3/4 X 3 CON TUERCA DE SEGURIDAD	C/U	16	0.80	12.80
15	PLATO CENTRO 14	C/U	2	210.00	420.00
17	SEAT BALL	C/U	2	3.28	6.56

522.16

Precios no incluye IGV.

Mano de Obra (\$)	73.60
--------------------------	--------------

Total (\$)	595.76
-------------------	---------------

Apéndice B: Costos unitarios de recursos utilizados en el rediseño y reforzamiento del carro del proyecto

COSTOS DE RECURSOS UTILIZADOS EN REDISEÑO DEL CARRO

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD MEDIDA	CANTIDAD POR CARRO	PRECIO UNITARIO (\$)	COSTO PARCIAL CARRO (\$)
1	ALAMBRE TUBULAR OUTERSHIELD E71-T1 DE 1.6 mm	KG.	25	2.52	63.00
2	AMORTIGUADOR	C/U	14	60.00	840.00
3	ANGULO ESTRUCTURAL 3/8 X3 X 10	C/U	3	77.00	231.00
4	ARGOLLAS PARA TOLDERA	C/U	24	0.84	20.16
5	BOCINA DE 1 1/16 X 3 1/2 SEGUN MUESTRA	C/U	16	15.00	240.00
6	CANAL EN U 1/4 x 2" x3 x 2 x 6 m	C/U	8	60.00	480.00
7	CANAL EN U 1/4 x 3" x2" x 6 m	C/U	8	60.00	480.00
8	DISCO DE DESBASTE 7"	C/U	4	2.42	9.68
9	ESTACAS	C/U	14	40.00	560.00
10	GAS CARBONICO (CO2)	KG.	25	1.70	42.50
11	GAS PROPANO	KG.	65	0.78	50.70
12	JEBE DE PROTECCION ESP. 3/8 X 3"	M	6	1.50	9.00
13	OXIGENO BOT.	M3	75	1.58	118.50
14	PINES DE 1 X 4	C/U	16	4.00	64.00
15	PINES DE 1 X 6 1/2	C/U	16	6.00	96.00
16	PINTURA ANTICO. ROJO OXIDO MATE	GL	3	8.09	24.27
17	PLANCHA ESTRUCTURAL 1 1/4 X 5 X 10	C/U	0.1	708.00	70.80
18	PLANCHA ESTRUCTURAL 1/2 x 5' x 10'	C/U	0.25	250.00	62.50
19	PLANCHA ESTRUCTURAL 1/4 x 5' x 10'	C/U	6	203.46	1,220.76
20	PLANCHA ESTRUCTURAL 3/8 x 5' x 10'	C/U	2.25	290.00	652.50
21	PLANCHA ESTRUCTURAL 6.00 mm x 1500 mm x 2640 mm	C/U	4.5	178.00	801.00
22	PLATINA DE 1/4 x 1/2x 20	C/U	4	4.03	16.12
23	PLATINA DE 1/4 x 2 1/2x 20	C/U	1	17.80	17.80
24	PLATINA DE 1/4 x 3 x 20	C/U	1	24.23	24.23
25	ROMBO METALICO P/IDENTIFICACION MATERIAL	C/U	2	2.60	5.19
26	SIKAFLEX 11FC	C/U	1	7.45	7.45
27	SOLDADURA CELLOCORD 5/32	KG.	54	2.41	130.14
28	SOLDADURA SUPERCITO 5/32	KG.	85	2.42	205.70
29	SOPORTE DE ESTACA DERECHO	C/U	16	11.50	184.00
30	SOPORTE DE ESTACA IZQUIERDO	C/U	16	11.50	184.00
31	TARJETERO PARA VAGON S/M	C/U	2	1.41	2.81
32	THINNER ESTANDAR	GL	3	6.75	20.25
33	VARILLA FIERRO REDONDO 7/8" X 20	C/U	0.5	16.20	8.10

6,942.16

Precios no incluye IGV.

Mano de Obra (\$)	1333.33
--------------------------	----------------

Total (\$)	8276.49
-------------------	----------------

**Apéndice C: Resumen del Manual de Estándares y Prácticas Recomendadas
por la A.A.R. Sección C-parte II.**

Association of American Railroads

**OPERATIONS AND MAINTENANCE DEPARTMENT
MECHANICAL DIVISION**

**MANUAL OF STANDARDS
AND
RECOMMENDED PRACTICES
SECTION C - PART II**

**SPECIFICATIONS
FOR
DESIGN, FABRICATION AND CONSTRUCTION
OF
FREIGHT CARS**

M-1001

VOLUME 1.

STANDARD

Issue of 1988

**Adopted 1964, Revised 1965, 1966, 1967, 1968, 1969,
1970, 1971, 1972, 1974, 1976, 1977, 1979, 1981,
1982, 1983, 1985, 1986, 1987, 1988, 1990, 1991**

Published by

**The Association of American Railroads
50 F Street, N.W., Washington, D. C. 20001**

Printed in U. S. A.

Association of American Railroads
 Mechanical Division
 Manual of Standards and Recommended Practices

- V = Shearing force in beam section.
- $E_p U$ = Potential energy.
- W = Work; total load.
- ϵ = Strain, normal
- γ = Strain, shear; weight per unit volume.
- y_m = Deflection of beam, maximum.
- δ = Total elongation.

Subscripts and superscripts may be used to denote special values of the letter symbols. Commonly used subscripts are:

- t = Tension
- c = Compression.
- b = Bending.
- br = Bearing.
- y = Yield.
- u = Ultimate.

4.2.2. LOAD FACTORS AND ALLOWABLE DESIGN STRESSES

4.2.2.1.

Each member in the car structure shall be investigated for its most critical loading condition. Such critical loading conditions may result from loads applied singly or in combination provided such combination can rationally occur.

When submission of stress analysis is required in accordance with the provision of Section 1.1., it shall contain complete computations covering the analysis of each important load carrying member of the car for its respective most critical loading condition only and shall include a summary sheet, tabulating each critical member, its most critical loading condition, the margin of safety for each member and reference to the page in the analysis where each computation is performed.

The margin of safety may be computed as follows:

$$M.S. = \frac{\text{Allowable stress}}{\text{Actual stress}} - 1$$

for the conditions of simple stress. For other conditions use the interaction formulas of paragraph 4.2.2.10.

4.2.2.2.

The design loads applied to the structure shall be those loads defined in Section 4.2 multiplied by the respective load factors defined below.

Association of American Railroads
Mechanical Division
Manual of Standards and Recommended Practices

4.2.2.3.

The allowable design stresses shall be based upon the mechanical properties listed in Appendix B, or upon the minimum values guaranteed by the specification describing the material to be used, or upon values adequately substantiated by tests of any material not otherwise described.

4.2.2.4.

For all conditions of vertical live load, dead load and draft load applied singly or in combination, the load factor for each shall be 1.8 and the allowable design stress shall be the yield or 80% of ultimate, whichever is lower, or the critical buckling stress.

4.2.2.5.

For all critical conditions resulting from vertical live and dead loads in combination with fork lift truck, tractor for loading trailers or compressive end loads, for roof loads, jacking loads and vertical loads on the coupler, the load factors applied to each load shall be 1.0 and the allowable design stress shall be the yield or 80% of ultimate, whichever is lower, or the critical buckling stress.

4.2.2.6.

For all critical conditions resulting from vertical live and dead loads in combination with impact loads, the load factor for the vertical loads shall be as applied in 4.1.11. and the load factor applied to the impact load shall be 1.0 and such loading may develop the ultimate load carrying capacity of the member being investigated.

4.2.2.7.

When the design of a member is governed by lateral forces of paragraph 4.1.14.1., 4.1.14.2., 4.1.14.3., singly or in combination with those loads specified in paragraphs 4.1.2., 4.1.3. and 4.1.8., the load factor for the lateral forces shall be 1.5 and for the other loads it shall be 1.8. The allowable design stress shall be the yield or 80% of ultimate, whichever is lower, or the critical buckling stress.

When the lateral forces 4.1.14.1. and 4.1.14.2. are combined with the loads specified in paragraphs 4.1.2., 4.1.3. and 4.1.9., the load factor for the lateral forces and for the other loads shall be 1.0. The allowable design stress shall be the yield or 80% of ultimate, whichever is lower, or the critical buckling stress.

When the lateral forces of 4.1.14.1. and 4.1.14.2. are combined with the loads specified in paragraphs 4.1.2., 4.1.3., and 4.1.10., the load factor for the lateral forces and for the other loads shall be 1.0 and such loading may develop the ultimate load carrying capacity of the member being investigated.

4.2.2.8.

Where stability is not critical, the following allowable stresses shall be used:

- σ_r as prescribed in Appendix B
- $\sigma_a = \sigma_r$ or $.80 \sigma_u$ whichever is lower
- $\sigma_c = \sigma_r$ or $.80 \sigma_u$ whichever is lower
- $\sigma_b = \sigma_r$ or $.80 \sigma_u$ whichever is lower
- $\sigma_w = 1.40 \sigma_r$
- $\tau = 0.58 \sigma_r$

Apéndice D: Límite de carga en carros ferroviarios establecido por la A.A.R.

Association of American Railroads
Mechanical Division
Manual of Standards and Recommended Practices

2.1.5.14.

Distance from front draft lugs to striker face:

For cars with 24 $\frac{1}{2}$ " draft gear pocket	
With Type E coupler	17 $\frac{1}{4}$ "
With F70C Design coupler and 10° lateral	18"
With F70C Design coupler and 13° lateral	18"
With F79C Design series coupler and 13° lateral	31 $\frac{1}{4}$ "
With F73A Design series coupler and 15° lateral	49"
For cars with 36" draft gear pocket	
With Type E coupler	19 $\frac{1}{4}$ "

2.1.5.15.

Distance from center of truck to striker face for cars having four wheel trucks.

(a) With 24 $\frac{1}{2}$ " draft gear pocket and draft gears having up to 3 $\frac{1}{4}$ " nominal travel in buff, and "E" or "F" couplers	
Hopper cars with vertical yoke attachments	4'11 $\frac{1}{2}$ " (E Couplers)
Other cars with vertical yoke attachments	5'11 $\frac{1}{2}$ " (E Couplers)
	5'11 $\frac{1}{4}$ " (F Couplers)
5'5 $\frac{1}{2}$ " For box and gondola cars without end platforms.	
5'5 $\frac{1}{4}$ " For box and gondola cars without end platforms.	
(b) With 36" draft gear pocket and draft gears having up to 4 $\frac{1}{2}$ " nominal travel in buff, and "E" coupler.	
Hopper cars with vertical yoke attachments	5'7 $\frac{1}{2}$ "
Other cars with vertical yoke attachments	6'0 $\frac{7}{8}$ "

NOTE: The dimensions shown above may be modified to suit conditions, particularly where long cars are involved and it is desired to obtain the maximum width of car possible by maintaining the truck centers to a minimum and adjusting the overhang accordingly. However, the overhang must not exceed 18'0".

2.1.5.16.

Draft gear follower thickness 2 $\frac{1}{4}$ "

2.1.5.17. AXLES SIZES, CAPACITIES AND BODY CENTER PLATE DIAMETERS

Capacity Nominal	Axle Designation and Journal Size	Maximum Gross Weight on Rails Lbs.	Diameter of Body Center Plate
30 Ton	B — 4 $\frac{1}{4}$ " x 8"	103,000	11 $\frac{1}{4}$ "
40 Ton	C — 5" x 9"	142,000	11 $\frac{3}{4}$ "
50 Ton	D — 5 $\frac{1}{2}$ " x 10"	177,000	11 $\frac{3}{4}$ "
70 Ton	E — 6" x 11"	220,000	13 $\frac{1}{4}$ "
100 Ton	F — 6 $\frac{1}{2}$ " x 12"	263,000	13 $\frac{3}{4}$ "
	F — 6 $\frac{1}{2}$ " x 12"	263,000	15 $\frac{1}{4}$ " =
125 Ton*	G — 7" x 12"	315,000	15 $\frac{1}{4}$ "

#Alternate Standard

NOTES: 1. The total weight on rails shown in table above is for four 4 wheel trucks, 4 axles per car. For cars having 6 wheel, 8 wheel, etc., trucks, the total weight on rails is proportional to the number of axles under car.

Association of American Railroads
Mechanical Division
Manual of Standards and Recommended Practices

*2. Cars of this weight can only be operated in limited interchange when complying with Railway Line Clearance special statement and under the special requirement for new cars to be approved by the Executive Vice-Chairman of the Mechanical Division.

2.1.5.18. CENTER PIN DIAMETER:

For 30 to 125-ton cars, inclusive — 1 1/4"

2.1.5.19. AAR STANDARD WOOD DECKING BOARDS OF YELLOW PINE OR DOUGLAS FIR

- Box Cars: T&G, 2 1/4" minimum thickness x 5 1/8"
- Flat Cars) Square edges, 2 5/8"
- &) minimum thickness
- Gondola Cars) x 5 1/2" minimum

2.1.5.20 SIDE FILLERS — BOX CARS

Cars equipped with adjustable side wall fillers at diagonally opposite sides of car, for filling void space crosswise of car, may be used providing such space does not exceed 15". Cars equipped with full side wall fillers at both sides in both ends of car, for filling void space crosswise of car, may be used providing such space does not exceed 6" from each side of car.

2.1.5.21. JACKING PADS

Height of Jacking Pads — ALL CARS
Height from top of rails to jacking pad

SECS
CITAP 11
FLAT FORCE 29" Min.
NUCAR 5 45" Max.

2.1.6. LENGTH OF COUPLER — LONG CARS

On curves, coupler angularity combined with drawbar pull produces a lateral force on the rail which may, depending upon the weight on rail, cause wheel lift on the outer rail, overturning of the inner rail, or wheel flange climbing the inner rail. The ratio of lateral force on the rail to weight on the rail of 0.82 specified in 2.1.6.1. is maximum. With a car on a 10 degree curve, a drawbar pull of 200,000 pounds, and a ratio of 0.82, wheel lift is impending. To provide a margin of safety against wheel lift, overturning of rail, or wheel flange climbing the rail, and thus provide optimum operating conditions, the ratio of lateral force on the rail to weight on the rail should be kept to the minimum consistent with design of car.

Cars 55 ft. over end sills (85 ft. 8 in. over strikers) or longer must be equipped with 60 inch E60 type couplers in accordance with AAR Office Manual Interchange Rule 88C.

max. lateral force on one truck shall not exceed 0.82 based on a drawlight weight on rail per truck of 200,000 pounds with car on a 10 degree* curve. At its front end, the car shall be equipped to a car 42 ft. 3/4 in. over strikers having E60 type couplers**, and to a like car with E60 couplers at its rear end.

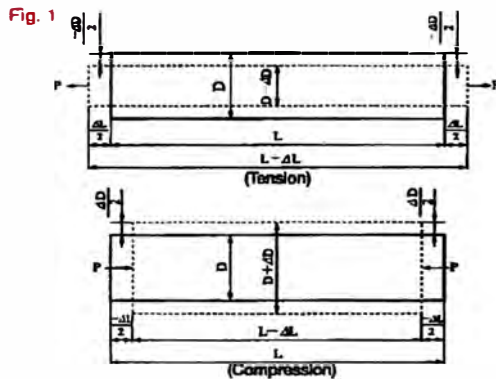
- those utilizing span bolsters having integral draft arms:
- the method of computing the coupler angles shall be in accordance with 2.1.6.2.
- the method of computing the truck lateral force shall be in accordance with 2.1.6.3.
- span bolsters having integral draft arms:
- the method of computing the coupler angles shall be in accordance with 2.1.6.4.
- the method of computing the truck lateral force shall be in accordance with 2.1.6.5.
- is equivalent to a 573.7-foot radius curve.
- length 28.46 inches.

Apéndice E: Utilización de Strain Gages

How strain gages work.

Strain, Stress, and Poisson's Ratio

When a material receives a tensile force P, it has a stress σ that corresponds to the applied force. In proportion to the stress, the cross-section contracts and the length elongates by ΔL from the length L the material had before receiving the tensile force (see upper illustration in Fig. 1).



The ratio of the elongation to the original length is called a tensile strain and is expressed as follows:

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

ϵ : Strain
L: Original length
 ΔL : Elongation

See the lower illustration in Fig. 1. If the material receives a compressive force, it bears a compressive strain expressed as follows:

$$\epsilon = \frac{-\Delta L}{L}$$

For example, if a tensile force makes a 100mm long material elongate by 0.01mm, the strain initiated in the material is as follow.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{0.01}{100} = 0.0001 = 100 \times 10^{-6}$$

Thus, strain is an absolute number and is expressed with a numeric value plus $\times 10^{-6}$ strain, $\mu\epsilon$ or $\mu m/m$.

The relation between stress and the strain initiated in a material by an applied force is expressed as follows based on Hooke's law:

$$\sigma = E\epsilon$$

σ : Stress
E: Elastic modulus
 ϵ : Strain

Stress is thus obtained by multiplying strain by the elastic modulus. When a material receives a tensile force, it elongates in the axial direction while contracting in the transverse direction. Elongation in the axial direction is called longitudinal strain and contraction in the transverse direction, transverse strain. The absolute value of the ratio between the longitudinal strain and transverse strain is called Poisson's ratio, which is expressed as follows:

$$\nu = \left| \frac{E_2}{E_1} \right|$$

ν : Poisson's ratio
 ϵ_1 : Longitudinal strain $\frac{\Delta L}{L}$ or $-\frac{\Delta L}{L}$ (Fig. 1)
 ϵ_2 : Transverse strain $-\frac{\Delta D}{D}$ or $\frac{\Delta D}{D}$ (Fig. 1)

Poisson's ratio differs depending on the material. For reference, major industrial materials have the following mechanical properties including Poisson's ratio.

Mechanical Properties of Industrial Materials

Material	Young's Modulus E (GPa)	Shearing Modulus G (GPa)	Tensile Strength (MPa)	Poisson's Ratio ν
Carbon steel (C0.1 - 0.25%)	205	78	363 - 441	0.28 - 0.3
Carbon steel (C > 0.25%)	206	79	417 - 569	0.28 - 0.3
Spring steel (quenched)	208 - 211	79 - 81	588 - 1867	0.28 - 0.3
Nickel steel	205	78	549 - 667	0.28 - 0.3
Cast iron	98	40	118 - 235	0.2 - 0.29
Brass (casting)	78	29	147	0.34
Phosphor bronze	118	43	431	0.38
Aluminum	73	27	186 - 600	0.34
Concrete	20 - 29	9 - 13	—	0.1

Principle of Strain Gages

Each metal has its specific resistance. An external tensile force (compressive force) increases (decreases) the resistance by elongating (contracting) it. Suppose the original resistance is R and a strain-initiated change in resistance is ΔR . Then, the following relation is concluded:

$$\frac{\Delta R}{R} = K_s \frac{\Delta L}{L} = K_s \epsilon$$

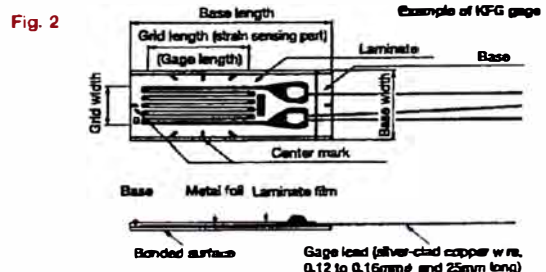
where, K_s is a gage factor, the coefficient expressing strain gage sensitivity. General-purpose strain gages use copper-nickel or nickel-chrome alloy for the resistive element, and the gage factor provided by these alloys is approximately 2.

Types of Strain Gages

Types of strain gages include foil strain gage, wire strain gage and semiconductor strain gage.

Structure of Foil Strain Gage

The foil strain gage has metal foil photo-etched in a grid pattern on the electric insulator of the thin resin and gage leads attached, as shown in Fig. 2 below.



The strain gage is bonded to the measuring object with a dedicated adhesive. Strain occurring on the measuring site is transferred to the strain sensing element via the gage base. For accurate measurement, the strain gage and adhesive should match the measuring material and operating conditions including temperature. For the method of bonding the strain gage to metal, refer to Page 8.

Principle of Strain Measurement

Strain-initiated resistance change is extremely small. Thus, for strain measurement a Wheatstone bridge is formed to convert the resistance change to a voltage change. Suppose in Fig. 3 resistances (Ω) are R₁, R₂, R₃ and R₄ and the bridge voltage (V) is E. Then, the output voltage e_o (V) is obtained with the following equation:

$$e_o = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot E$$

Suppose the resistance R₁ is a strain gage and it changes by ΔR due to strain. Then, the output voltage is,

$$e_o = \frac{(R_1 + \Delta R) R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + \Delta R + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot E$$

If R₁ = R₂ = R₃ = R₄ = R,

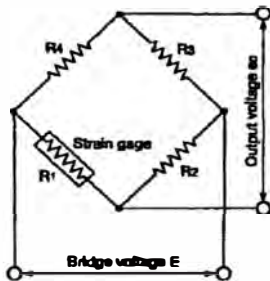
$$e_o = \frac{R^2 + R \Delta R - R^2}{(2R + \Delta R) 2R} \cdot E$$

Since R may be regarded extremely larger than ΔR,

$$e_o \approx \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R} \cdot E = \frac{1}{4} \cdot K_s \cdot \epsilon \cdot E$$

Thus obtained is an output voltage that is proportional to a change in resistance, i.e. a change in strain. This microscopic output voltage is amplified for analog recording or digital indication of the strain.

Fig. 3



Strain-gage Wiring Systems

A strain-gage Wheatstone bridge is configured with 1, 2 or 4 gages according to the measuring purpose. The typical wiring systems are shown in Figs. 4, 5 and 6. For varied strain-gage bridge formation systems, refer to Bridge.pdf.

1-gage system

With the 1-gage system, a strain gage is connected to a side of the bridge and a fixed resistor is inserted into each of the other 3 sides. This system can easily be configured, and thus it is widely used for general stress/strain measurement. The 1-gage 2-wire system shown in Fig. 4-1 receives much influence of leads. Therefore, if large temperature changes are anticipated or if the leadwire length is long, the 1-gage 3-wire system shown in Fig. 4-2 must be used. For the 1-gage 3-wire system, refer to "Method of Compensating Temperature Effect of Leadwire" (Page 5).

Fig. 4-1

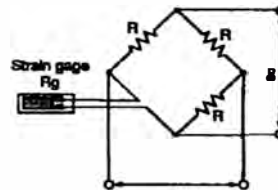
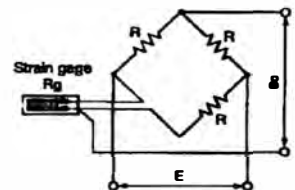


Fig. 4-2



2-gage system

With the 2-gage system, 2 strain gages are connected to the bridge, one each to the 2 sides or both to 1 side; a fixed resistor is inserted into each of the other 2 or 3 sides. See Figs. 5-1 and 5-2 below. There exist the active-dummy method, where one strain gage serves as a dummy gage for temperature compensation, and the active-active method, where both gages serve as active gages. The 2-gage system is used to eliminate strain components other than the target strain; according to the measuring purpose, 2 gages are connected to the bridge in different ways. For details, refer to "How to Form Strain-gage Bridges" (Bridge.pdf).

Fig. 5-1

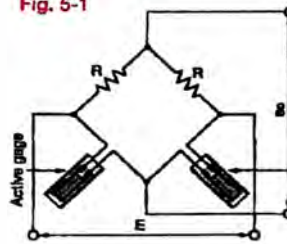
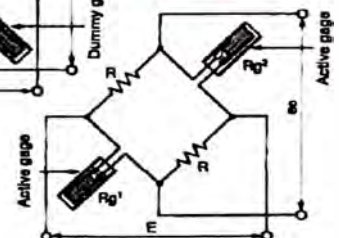


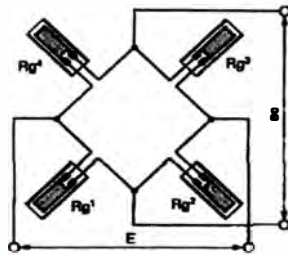
Fig. 5-2



4-gage system

See Fig. 6. The 4-gage system has 4 strain gages connected one each to all 4 sides of the bridge. This circuit ensures large output of strain-gage transducers and improves temperature compensation as well as eliminates strain components other than the target strain. For details, refer to "How to Form Strain-gage Bridges" (Bridge.pdf).

Fig. 6



● Typical Measurements with Strain Gages

■ Bending Stress Measurement

(1) 1-gage System

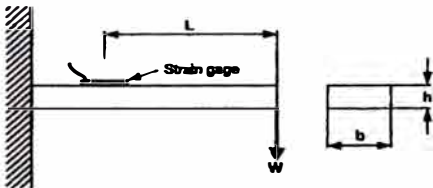
As illustrated below, bond a strain gage on the top surface of a cantilever with a rectangular section. If load W is applied to the unfixed end of the cantilever, the strain-gage bonding site has the following surface stress σ :

$$\sigma = \epsilon_0 \cdot E$$

Strain ϵ_0 is obtained through the following equation:

$$\epsilon_0 = \frac{6WL}{Eb h^2}$$

where, b: Width of cantilever
 h: Thickness of cantilever
 L: Distance from the load point to the center of strain gage



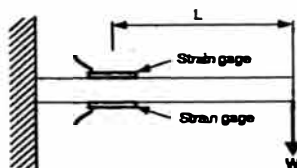
Bending Stress Measurement with 1-gage System

(2) 2-gage System

Strain gages bonded symmetrically on the front and rear surfaces of the cantilever as illustrated below output plus and minus signals, respectively, with an equal absolute value. If these 2 gages are connected to adjacent sides of the bridge, the output of the bridge corresponding to the bending strain is doubled and the surface stress σ at the strain-gage bonding site is obtained through the following equation:

$$\sigma = \frac{\epsilon_0}{2} \cdot E$$

The 2-gage system discards strain-gage output corresponding to the force applied in the axial direction of the cantilever.



Bending Stress Measurement with 2-gage System

■ Equation to Obtain Strain on Beams

Strain ϵ_0 on beams is obtained through the following equation:

$$\epsilon_0 = \frac{M}{ZE}$$

where, M: Bending moment (refer to Table 1)

Z: Section modulus (refer to Table 2)

E: Young's modulus (refer to "Mechanical Properties of Industrial Materials," page 6)

Typical shapes of beams and their bending moments M and section moduli Z are shown in Tables 1 and 2.

Table 1. Typical Equations to Obtain Bending Moment

Shape of Beam	Bending Moment M
	$M = WL$
	$0 \leq L \leq \frac{\ell}{2} \rightarrow M = \frac{W\ell}{2} \left(\frac{1}{4} - \frac{L}{\ell} \right)$ $L = \frac{\ell}{2} \rightarrow M = \pm \frac{W\ell}{8}$ $\frac{\ell}{2} \leq L \leq \ell \rightarrow M = \frac{W\ell}{2} \left(\frac{L}{\ell} - \frac{3}{4} \right)$
	$0 \leq L \leq \frac{\ell}{2} \rightarrow M = \frac{WL}{2}$ $L = \frac{\ell}{2} \rightarrow M = -\frac{WL}{4}$ $\frac{\ell}{2} \leq L \leq \ell \rightarrow M = \frac{W(\ell-L)}{2}$
	$0 \leq L \leq \ell_1 \rightarrow M = WL$ $\ell_1 \leq L \leq (\ell_1 + \ell_2) \rightarrow M = W\ell_1$

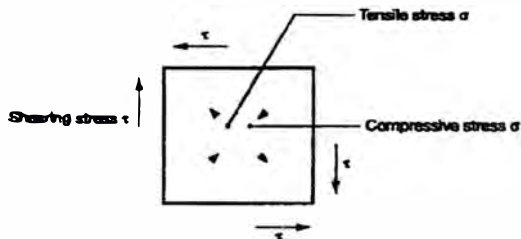
Table 2. Typical Equations to Obtain Section Modulus

Cross Section	Section Modulus Z
	$\frac{1}{6} b h^2$
	$\frac{1}{6} \cdot \frac{b(h^2 - h_1^2)}{h^2}$
	$\frac{\pi}{32} d^3$
	$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}$

Torsional and Shearing Stress Measurement of Axis

When twisted, an axis has shearing stress τ , and in the 2 directions inclined by 45° from the axial line it has tensile and compressive stress in an equal magnitude to the shearing stress.

In measuring strain on a twisted axis under simple shearing stress status, the strain gage does not directly measure the shearing strain but detects tensile or compressive strain initiated by tensile or compressive stress that is simultaneously generated with the shearing stress. Stress conditions on a microscopic part of the surface of the axis may be as illustrated below.

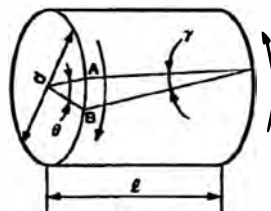


Shearing stress γ is defined as illustrated below, and the magnitude is calculated through the following equation:

$$\gamma = \frac{\tau}{G}$$

where, G: Shearing modulus (refer to "Mechanical Properties of Industrial Materials," page 1)

τ : Shearing stress



When the axis is twisted, point A moves to point B, thereby initiating torsional angle θ .

$$\theta = \frac{\ell \gamma}{\left(\frac{d}{2}\right)} = \frac{2 \ell \gamma}{d}$$

(1) Stress Measurement with 1-gage System

Bond the strain gage on the twisted axis in the direction inclined by 45° from the axial line. The relation between strain ϵ_0 and stress σ is expressed with the following equation to obtain tensile or compressive stress σ :

$$\sigma = \frac{\epsilon_0 \cdot E}{1 + \nu}$$

where, ϵ_0 : Indicated strain

E: Young's modulus (refer to "Mechanical Properties of Industrial Materials," page 1)

ν : Poisson's ratio

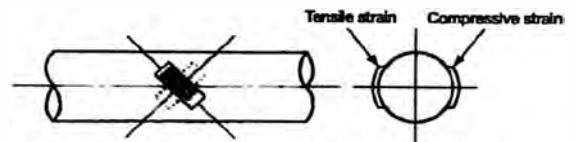
Stress σ and shearing stress τ are equal in magnitude, and thus,

$$\tau = \sigma$$

(2) Stress Measurement with 2 or 4-gage System

2 or 4 strain gages forming the strain-gage bridge are strained in an equal magnitude to enable 2 or 4 times larger output. Accordingly, the stress is calculated by dividing the indicated strain by 2 or 4.

For axial strain measurement, the 2 or 4-gage system is used to eliminate strain caused by bending moment. Also, for measurement of tensile strain and compressive strain, strain gages are symmetrically positioned from the center of the axis as shown below.



(3) Application to Torque Measurement

Strain on the surface of the axis is proportional to the torque applied to the axis. Thus, the torque is obtained by detecting the strain on the surface.

Shearing stress distributed on the lateral section is balanced with the applied torque T, establishing the following equation:

$$T = \tau \cdot Z_p$$

where, Z_p : Polar modulus of section

This equation may be rewritten as follows by substituting the shearing stress with the relational expression of tensile strain and stress:

$$T = \frac{\epsilon_0 \cdot E \cdot Z_p}{1 + \nu}$$

The polar modulus of the section is specific to each shape of the cross-section as follows:

Cross Section	Polar Modulus of Section Z_p
	$\frac{\pi d^3}{16}$
	$\frac{\pi}{16} \left(\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \right)$

A strain-gage torque transducer can be designed using the aforementioned relational expression of ϵ_0 and T. Obtain ϵ_0 from the allowable stress for the material, and determine the width d of the axis which is matched with the magnitude of the applied torque. Then, amplify the strain output with a strain amplifier and read the output voltage with a measuring instrument.

● Principle of Self-temperature-compensation Gages (SELCOM® Gages)

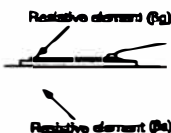
Suppose the measuring object and the resistive element of the strain gage have linear expansion coefficients β_s and β_g , respectively. Then, the strain gage bonded on the surface of the object provides a thermally-induced apparent strain ϵ_T per 1°C that is expressed with the following equation:

$$\epsilon_T = \frac{\alpha}{Ks} + (\beta_s - \beta_g)$$

where,

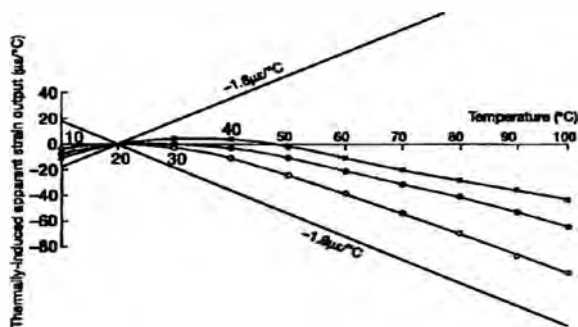
α : Resistive temperature coefficient of resistive element

Ks: Gage factor of strain gage



The self-temperature-compensation gage is designed so that ϵ_T in the above equation is approximated to zero by controlling the resistive temperature coefficient of the gage's resistive element according to the linear expansion coefficient of the measuring object.

When bonded to a suitable material, KYOWA's self-temperature-compensation gage (SELCOM® gage) minimizes apparent strain in the compensated temperature range to $\pm 1.8 \mu\epsilon/^\circ\text{C}$ (graph below shows apparent strain output of 3-wire strain gage).



Typical Temperature Characteristics of Self-temperature-compensation Foil Gage

● Linear Expansion Coefficients of Materials ($\times 10^{-6}/^\circ\text{C}$)

Material	Linear Exp. Coef.	Material	Linear Exp. Coef.
Quartz glass	0.4	Beryllium	11.5
Amber	1.1	Common steel	11.7
Brick	3.0 to 5.0	Inconel X	12.1
Tungsten	4.5	Nickel	13.3
Lumber (grain dir.)	5.0	Gold	14.0
Molybdenum	5.2	SUS 304	16.2
Zirconium	5.4	Beryllium copper	16.7
Cobalt	5.9	Copper	16.7
Concrete	6.8 to 12.7	Brass	21.0
Titanium alloy	8.5	2024-T4 aluminum	23.2
Platinum	8.9	2014-T4 aluminum	23.4
Soda-lime glass	9.2	Magnesium alloy	27.0
SUS 631	10.3	Lead	29.0
SUS 630	10.6	Acrylic resin	Approx. 65 to 100
Cast iron	10.8	Polycarbonate	66.6

● Temperature Effect of Leadwire with 2-wire System

Leadwire Model	Cross-Sectional Area of Conductor (mm ²)	Recalculating Resistance of 10m long Leadwire approx. (Ω)	Apparent Strain* with 10m Extension approx. (μϵ/°C)
L-5	0.5	0.7	11.3
L-9	0.11	3.2	50.8
L-6	0.08	4.4	68.0

*120Ω gage

Thermally-induced apparent strain ϵ_T ($\mu\epsilon/^\circ\text{C}$) is obtained through the following equation.

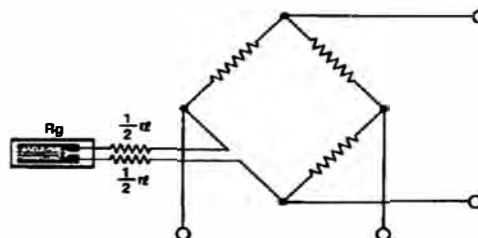
$$\epsilon_T = \frac{r\ell}{R_g + r\ell} \cdot \frac{\alpha}{Ks}$$

where, R_g : Resistance of strain gage (Ω)

$r\ell$: Resistance of leadwire (Ω)

Ks: Preset gage factor of strain amplifier, usually 2.00

α : Resistive temperature coefficient of copper wire ($\Delta R/R/^\circ\text{C}$), 3.8×10^{-3}

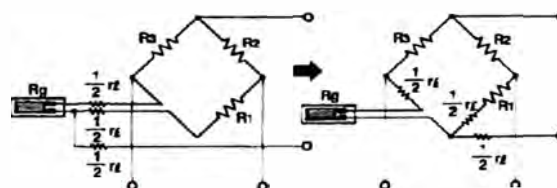


● Method of Compensating Temperature Effect of Leadwire (3-wire System)

For effective self-temperature-compensation, SELCOM® gages adopt the 1-gage system. However, if the leadwire cable is a 2-wire system, strain output from the bridge is affected by temperature effect of the leadwire. To avoid such adverse effect, the 3-wire system is adopted.

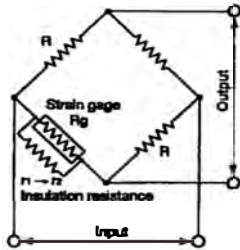
If 3 leads are connected to the strain gage as shown below, one half the leadwire resistance is applied to the adjacent side of the bridge to compensate the resistive components of the 2 leads affected by a similar temperature change, and thus the bridge output is free from any temperature effect of the leadwire. The temperature effect of a third lead connected directly to the amplifier can be ignored since the amplifier provides a high input impedance.

As precautions in using the 3-wire system, the 3 leads should be the same in type, length and cross-section to receive the same temperature effect. If they are exposed to direct sunlight, the coating color too should be identical.



● Influence of Insulation Resistance

The insulation resistance of a strain gage including leads does not affect the measured value if it is higher than 100MΩ. But if the insulation resistance changes drastically during measurement, it causes the measured value to include an error.



Bridge Circuit Designed with Insulation Resistance Taken into Consideration

If the insulation resistance descends from r_1 to r_2 in the figure above, error strain ϵ is:

$$\epsilon = \frac{Rg(r_1 - r_2)}{Ks r_1 r_2}$$

Suppose,

- $Rg = 120\Omega$ (resistance of strain gage)
- $Ks = 2.00$ (gage factor of strain gage)
- $r_1 = 1000M\Omega$ (original insulation resistance)
- $r_2 = 10M\Omega$ (changed insulation resistance)

Then, the error strain is approximately $6\mu\epsilon$.

In general strain measurement, such an error causes virtually no problem. In practice, however, the lowered insulation resistance, r_2 , is not kept constant but sharply changes due to temperature, humidity and other conditions. Thus, it is not possible to specify to which part of the circuit the insulation resistance r is applied. Accordingly, precautions should be taken.

● Resistance Change of Strain Gage Bonded to Curved Surface

The strain ϵ_c occurring on the resistive element of a strain gage bonded to a curved surface may be expressed with the following equation:

$$\epsilon_c = \frac{t}{2r + t}$$

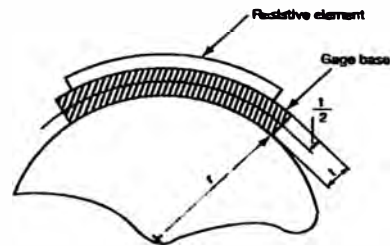
where, t : Thickness of gage base plus adhesive layer
 r : Radius of gage bonding surface

For example, if a uniaxial KFG gage of which the gage base including the adhesive layer is 0.015mm thick, is bonded to a curved surface of 1.5r, the strain gage receives strain of approximately $5000\mu\epsilon$ under the mere bonding condition. If the gage factor Ks is 2.00,

$$\Delta R/R \approx 10000\mu\epsilon$$

since $\Delta R/R = \epsilon \cdot Ks$.

If the gage resistance is 120Ω, it increases by approximately 1.2Ω. If the gage is bonded inside the curve, the resistance decreases.



Strain Gage Bonded on Curved Surface

● Method of Compensating Gage Factors

If the gage factor of the strain gage is different from that (2.00) of the strain amplifier, the real strain ϵ can be obtained through the following equation:

$$\epsilon = \frac{2.00}{Ks} \times e$$

where, e : Measured strain
 Ks : Gage factor of strain gage

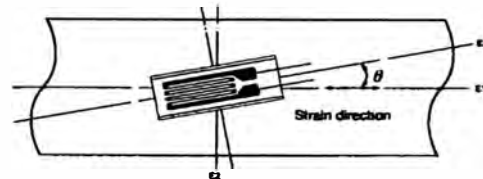
● Misalignment Effect

The strain e measured by a strain gage that is misaligned by an angle θ from the direction of the principal strain is expressed with the following equation:

$$e\theta = \frac{1}{2} \{(\epsilon_1 + \epsilon_2) + (\epsilon_1 - \epsilon_2) \cos 2\theta\}$$

If $\epsilon_2 = -\nu\epsilon_1$ (ν : Poisson's ratio) under the uniaxial stress condition,

$$e\theta = \frac{1}{2} \epsilon_1 \{(1 - \nu) + (1 + \nu) \cos 2\theta\}$$



● Method of Compensating Leadwire Extension Effect

If the leadwire or cable is extended with the 1-gage or 2-gage system, additional resistance is initiated in series to the strain gage, thereby decreasing the apparent gage factor. For example, if a 10m long leadwire with 0.3mm² conductors is used, the gage factor decreases by 1%. In the case of the 4-gage system (transducer), the extension decreases the bridge voltage too. In these cases, the real strain ϵ can be obtained through the following equation (Supposing the gage factor Ks is 2.00):

$$\epsilon = \left(1 + \frac{rr}{Rg}\right) \times e$$

where, e : Measured strain
 Rg : Resistance of strain gage
 rr : Total resistance of leadwire (For reciprocating resistance, see the table on the next page.)
 One-way resistance in the case of 3-wire system

Reciprocating Resistance of Leadwire

Cross-Section (mm ²)	Number/Diameter of Strands	Reciprocating Resistance per 10m (Ω)	Remarks
0.08	7/0.12	4.4	L-6, 7
0.11	10/0.12	3.2	L-9, 10
0.3	12/0.18	1.17	L-2
0.5	20/0.18	0.7	L-5

Method of Compensating Nonlinearity of 1-gage System

Nonlinearity beyond the specification in large strain measurement with the 1-gage system can be compensated through the following equation to obtain the real strain ϵ :

$$\epsilon = \frac{\epsilon_0}{1 - \epsilon_0} \quad (\times 10^{-6})$$

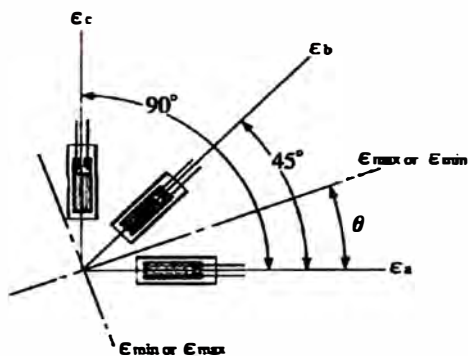
where, ϵ_0 : Measured strain

Method of Obtaining Magnitude and Direction of Principal Stress (Rosette Analysis)

Usually, if the direction of the principal stress is unknown in stress measurement of structures, a triaxial rosette gage is used and multiple physical quantities are obtained by putting measured strain values in the following equations. (These equations apply to right-angled triaxial rosette gages.)

Precautions in Analysis

- (1) Regard $\epsilon_a \rightarrow \epsilon_b \rightarrow \epsilon_c$ as the forward direction.
- (2) Angle θ is:
 Angle of the maximum strain to the ϵ_a axis when $\epsilon_a > \epsilon_c$;
 Angle of the minimum strain to the ϵ_a axis when $\epsilon_a < \epsilon_c$.
 Comparison between ϵ_a and ϵ_c in magnitude includes plus and minus signs.



Max. principal strain $\epsilon_{max} = \frac{1}{2} [\epsilon_a + \epsilon_c + \sqrt{2\{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_b - \epsilon_c)^2\}}$

Min. principal strain $\epsilon_{min} = \frac{1}{2} [\epsilon_a + \epsilon_c - \sqrt{2\{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_b - \epsilon_c)^2\}}$

Direction of principal strain (from ϵ_a axis) $\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{2\epsilon_b - \epsilon_a - \epsilon_c}{\epsilon_a - \epsilon_c} \right]$

Max. shearing strain $\gamma_{max} = \sqrt{2\{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_b - \epsilon_c)^2\}}$

Max. principal stress $\sigma_{max} = \frac{E}{2(1 - \nu^2)} \left[(1 + \nu)(\epsilon_a + \epsilon_c) + (1 - \nu) \times \sqrt{2\{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_b - \epsilon_c)^2\}} \right]$

Min. principal stress $\sigma_{min} = \frac{E}{2(1 - \nu^2)} \left[(1 + \nu)(\epsilon_a + \epsilon_c) - (1 - \nu) \times \sqrt{2\{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_b - \epsilon_c)^2\}} \right]$

Max. shearing stress $\tau_{max} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \times \sqrt{2\{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_b - \epsilon_c)^2\}}$

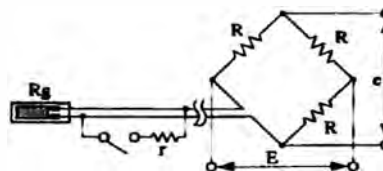
ν : Poisson's ratio
 E : Young's modulus
 (Refer to "Mechanical Properties of Industrial Materials" (page 6).

Generating Calibration Value based on Tip Parallel Resistance Method

When extending the leadwire by several hundred meters or to obtain an accurate calibration value, use the tip parallel resistance method. The parallel resistance r can be obtained through the following equation:

$$r = \frac{R_g}{K_s \cdot \epsilon}$$

where, R_g : Resistance of strain gage
 K_s : Gage factor of strain gage
 ϵ : Calibration strain value

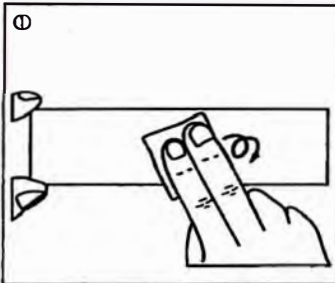


Examples of Calibration Strain Value and Resistance ($R_g = 120 \Omega$, $K_s = 2.00$)

Calibration Strain Value	Resistance, r (approx.)
100 $\mu\epsilon$	600 k Ω
200 $\mu\epsilon$	300 k Ω
500 $\mu\epsilon$	120 k Ω
1000 $\mu\epsilon$	60 k Ω
2000 $\mu\epsilon$	30 k Ω

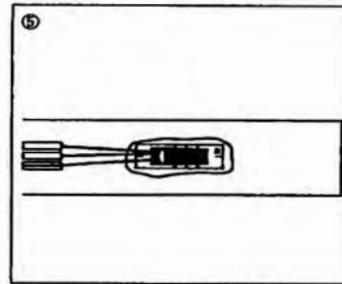
Typical Strain Gage Bonding Method and Dampproofing Treatment

The strain gage bonding method differs depending on the type of adhesive applied. The description below applies to a case where the leadwire-equipped KFG gage is bonded to a mild steel test piece with a representative cyanoacrylate adhesive, CC-33A. The dampproofing treatment is in the case of using an butyl rubber coating agent, AK-22.

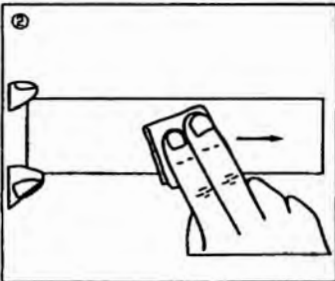


① Like drawing a circle with sandpaper (#300 or so), polish the strain gage bonding site in a considerably wider area than the strain gage size

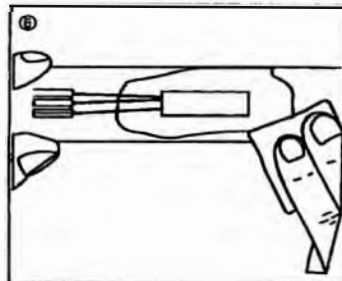
(If the measuring object is a practical structure, wipe off paint, rust and plating with a grinder or sand blast. Then, polish with sandpaper.)



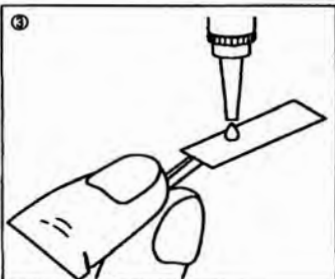
⑤ When the adhesive is cured, remove the polyethylene sheet and check the bonding condition. Ideally, the adhesive is slightly forced out from around the strain gage.



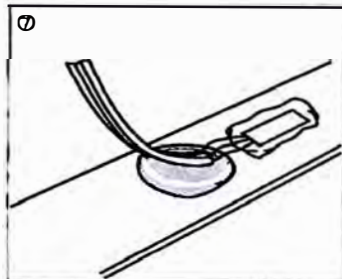
② Using an absorbent cotton, gauze or SILBON paper dipped in a highly volatile solvent such as acetone which dissolves oils and fats, strongly wipe the bonding site in a single direction to remove oils and fats. Reciprocated wiping does not clean the surface. After cleaning, mark the strain gage bonding position.



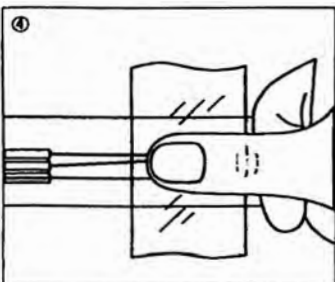
⑥ If the adhesive is widely forced out from around the gage base, remove the protruding adhesive with a cutter or sandpaper. Place gage leads in a slightly slackened condition.



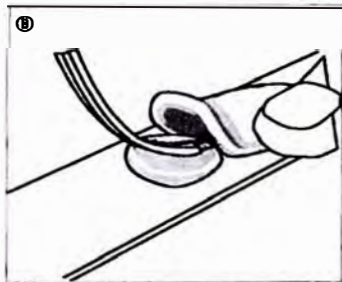
③ Make sure of the front (metal foil part) and the back of the strain gage. Apply a drop of adhesive to the back and immediately put the strain gage on the bonding site. (Do not spread the adhesive over the back. If so, curing is adversely accelerated.)



⑦ Put up the leadwire from before the part where the adhesive is applied. Place a block of the coating agent below the leadwires with gage leads slightly slackened.



④ Cover the strain gage with the accessory polyethylene sheet and strongly press the strain gage over the sheet with a thumb for approximately 1 minute (do not detach midway). Quickly perform steps 3 and 4. Otherwise, the adhesive is cured. Once the strain gage is put on the bonding site, do not put it up to adjust the position.



⑧ Completely cover the strain gage, protruding adhesive and part of the leadwire with another block of the coating agent. Do not tear the block to pieces but slightly flatten it with a finger to closely contact it with the strain gage and part of the leadwire. Completely hide protrusions including gage leads behind the coating agent.

Strain Gage Bonding Manual* is available from KYOWA at a price of ¥1,200 per copy. If required, contact your KYOWA sales representative.

**CELLOCORE****Celulósicos Convencionales**

Color de Revestimiento: Gris claro	Celulósico aplicado sólo con corriente continua	Extremo : -- Punto : -- Grupo : --
---------------------------------------	---	--

Normas:

AWS/ASME: AS.1 - 91	DIN 1913	ISO 2560
E 6010	E 43 43 C 4	E 43 2 C 16

Análisis Químico del Metal Depositado (%):

C	Mn	Si	P	S
0,08 - 0,15	0,40 - 0,60	0,18 - 0,25	0,01	0,01

Características:

- Electrodo de tipo celulósico de gran penetración.
- Especial para posición vertical ascendente.
- Ideal para soldadura de tuberías y multipase en estructuras de acero al carbono.
- Para planchas galvanizadas hasta un espesor de 8 mm.
- Depósitos aprobados por rayos X.

Resecado:

Normalmente no necesita resacado.

Aprobaciones:

ABS, IRS, GL (Grado 3)

Propiedades Mecánicas:

Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Ch V -20°C	Elongación en 2"
450 - 550 N/mm ²	> 360 N/mm ²	> 70 J	22 - 30%
65 000 a 80 000 lb/pulg ²	> 52 000 lb/pulg ²		

Posiciones de Soldar:

P, H, Sc, Va.

Corriente y Polaridad:

Para corriente continua - Electrodo al polo positivo					
Ø	3/32"	1/8"	5/32"	3/16"	1/4"
	2,5 mm	3,25 mm	4,0 mm	5,0 mm	6,30 mm
Amp. mín.	50	80	100	140	190
Amp. máx.	80	130	200	230	250

Aplicaciones:

- Aceros de construcción no aleados (estructurales).
- Para soldar aceros de bajo carbono, cuando se desea penetración profunda, poca escoria y cordones no abultados.
- Fabricación de muebles metálicos, camas, mesa, etc.
- Carpintería metálica liviana.
- Fabricación de ductos de ventilación.
- Para la soldadura de todas las uniones o tope que requieren una buena penetración en el primer pase.
- Para la ejecución de uniones de tubos de aceros de bajo carbono.

**CELLOCORD AP****Celulósicos Convencionales**

Color de Revestimiento: Gris claro	Celulósico universal	Extremo : -- Punto : Azul Grupo : --
---------------------------------------	----------------------	--

Normas:

AWS/ASME AS.1 - 91	DIN 1913	ISO 2560
E 6011	E 43 43 C 4	E 43 2 C 16

Análisis Químico del Metal Depositado (%):

C	Mn	Si	P	S
0,08 - 0,15	0,40 - 0,60	0,18 - 0,25	0,01	0,01

Características:

- Electrodo de penetración profunda y uniforme, diseñado para uso con corriente alterna o continua.
- Su arco potente y muy estable produce depósitos de muy buena calidad.
- Es autoaceptable:
- Para la ejecución de pases de raíz en el fondo de un chafón, en las uniones a lope.
- Para la soldadura de unión en cualquier posición, en especial para vertical descendente, ascendente y sobrecabeza.

Resecado:

Normalmente no requiere resacado.

Aprobaciones:

ABS, IRS, GL (Grado 3)
ABS (Según AWS AS.1-91)

Propiedades Mecánicas:

Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Ch V -20°C	Elongación en 2"
450 - 550 N/mm ²	> 360 N/mm ²	> 70 J	22 - 30%
65 000 a 80 000 lb/pulg ²	> 52 000 lb/pulg ²		

Posiciones de Soldar:

P, H, Sc, Va, Fn.

Corriente y Polaridad:

Para corriente continua/corriente alterna - Electrodo al polo positivo / DCEP						
Ø	1/16"	3/32"	1/8"	5/32"	3/16"	1/4"
	1,6 mm	2,5 mm	3,25 mm	4,0 mm	5,0 mm	6,30 mm
Amp. mín.	30	50	80	115	150	170
Amp. máx.	45	80	110	150	170	250

Aplicaciones:

- Soldadura resaca/estable para aceros no templeables (aceros dulces), con un máximo de 0,25% C.
- Carpintería metálica.
- Estructuras y bastidores para máquinas.
- Fabricación de tanques, reservorios y tuberías.
- Construcciones navales.

**SUPERCIT****Básicos de Baja Aleación Revestimiento Simple**

Color de Revestimiento: Gris	Electrodo básico de bajo hidrógeno de extraordinarias características	Extremo : -- Punto : -- Grupo : --
---------------------------------	---	--

Normas:

AWS/ASME A5.1 - 91	DIN 1913	ISO 3580
E 7018	E 51 55 B 10	E 51 4 B 26 (H)

Análisis Químico del Metal Depositado (%):

C	Mn	Si
0,08	1,20	0,50

Características:

- Electrodo básico con bajo tenor de hidrógeno, que otorga al material depositado buenas propiedades mecánicas.
- Su contenido de hierro en polvo mejora la soldabilidad, aumentando la penetración, deposición y mejorando al mismo tiempo su comportamiento en distintas posiciones.
- Rendimiento de 98%.

Resecado:

Cuando el electrodo ha estado expuesto excesivamente a la intemperie, resacar a 250 - 350°C durante 2 horas.

Aprobaciones:

ABS, LRS, GL (Grado 3Y)
ABS (Según AWS A5.1-91)

Propiedades Mecánicas:

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Ch V -20°C	Elongación en 2"
Sin	510-610 N/mm ²	> 380 N/mm ²	> 140 J	24%
	74 000 a 88 000 lb/pulg ²	> 55 000 lb/pulg ²		
Alivio de Tensiones	480-580 N/mm ²	> 380 N/mm ²	> 140 J	24%
Normalizado	420-520 N/mm ²	> 290 N/mm ²	> 140 J	26%

* Para la calificación ABS según AWS la prueba de impacto es a -29°C

Posiciones de Soldar:

P, H, Sc, Vd.

Corriente y Polaridad:

Ø	Para corriente alterna o continua - Electrodo al polo positivo					
	5/64"	3/32"	1/8"	5/32"	3/16"	1/4"
	2,0 mm	2,5 mm	3,25 mm	4,0 mm	5,0 mm	6,30 mm
Amp. mín.	45	70	100	140	190	260
Amp. máx.	60	90	140	200	250	340

Aplicaciones:

- Para aceros de alto contenido de carbono, alta resistencia y baja aleación.
- Para aceros de alto contenido de azufre y fácil freído.
- Para aceros laminados al frío.
- Por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas y su fácil manejo, especialmente adecuado para:
 - Soldaduras de tuberías de vapor.
 - Calderas de alta presión.
 - Aceros aleados al molibdeno.
 - Instalaciones de la Industria Petrolera y Petroquímica.
 - Moldes de artículos de caucho con alto tenor de azufre.
 - Piezas de maquinaria pesada.
 - Aceros con resistencia a la tracción hasta 85 000 lb/pulg².

**UNIVERS****Básicos de Baja Aleación Revestimiento Simple**

Color de Revestimiento: Gris Oscuro	Excelente depósito en aceros fundidos al carbono y de baja aleación	Extremo : -- Punto : -- Grupo : --
--	---	--

Normas:

AWS/ASME A5.1 - 91	DIN 1913	ISO 2560
E 7016	E 43 55 B 10	E 51 4 B 24 (H)

Análisis Químico del Metal Depositado (%):

C	Mn	Si	P	S
0,08	1,00-1,30	0,30	0,01	0,01

Características:

- Electrodo de revestimiento fuertemente básico, de altas propiedades mecánicas que cubre las clasificaciones AWS E 6015/16 y E 7015/16.
- Se realiza cuando ocurre rayaduras o porosidades en aceros de «análisis irregular», especialmente en aquellos que tienen alto contenido de azufre.
- El bajo contenido de hidrógeno evita los poros, fisuras, fracturas y permite a su vez obtener un depósito maquinable que ofrece gran ductibilidad.

Resecado:

Cuando el electrodo ha estado expuesto excesivamente a la intemperie, resacar a 250 - 350°C durante 2 horas.

Propiedades Mecánicas:

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Ch V -20°C	Elongación en 2"
Sin	430-530 N/mm ²	> 360 N/mm ²	> 160 J	26%
	62 000 a 77 000 lb/pulg ²	> 52 000 lb/pulg ²		
Alivio de Tensiones	400-500 N/mm ²	> 360 N/mm ²	> 160 J	26%
Normalizado	370-470 N/mm ²	> 260 N/mm ²	> 160 J	26%

Posiciones de Soldar:

P, H, Sc, Vd.

Corriente y Polaridad:

Ø	Para corriente alterna o continua - Electrodo al polo positivo				
	3/32"	1/8"	5/32"	3/16"	1/4"
	2,5 mm	3,25 mm	4,0 mm	5,0 mm	6,30 mm
Amp. mín.	60	80	140	190	230
Amp. máx.	85	150	190	250	410

Aplicaciones:

- Uso general en aceros de pobre soldabilidad, ya sean fundidos o laminados en frío.
- Para soldar aceros al manganeso (máx. 2%).
- Para soldar aceros al silicio (máx. 0,5%).
- Para soldar aceros al cromo (máx. 0,4%).
- Se ajusta a las especificaciones A-1 y F-4, Sección IX del Código ASME para calderas.
- Adecuado para pases de raíz en fabricaciones rígidas de sección gruesa.

Apéndice G: Rediseño del carro prototipo e incremento de carga en 30%



