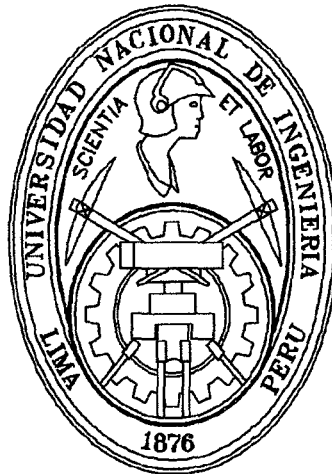


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**INCREMENTO DE LA VIDA ÚTIL DE CHASIS DE
CAMIÓN MINERO DE 190 TONELADAS PARA TAJO
ABIERTO**

Tesis

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

DANIEL BERTONI BERNUY ALEJO

PROMOCIÓN 2003

LIMA-PERÚ

2011

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

Dedicatoria

A Herlinda Alejo Asís, mi madre y ahora mi ángel, quien me enseñó y me mostro con sus ejemplos que en esta vida con paciencia y tiempo todo se puede. Por eso le estoy agradecido por todo lo enseñado y por todos mis éxitos.

INDICE

PROLOGO	1
CAPÍTULO I	3
INTRODUCCIÓN	3
1.1 Antecedentes	3
1.2 Objetivo	4
1.3 Justificación	4
CAPÍTULO II	5
DESCRIPCION PRELIMINAR DEL EQUIPO	5
2.1 Hoja técnica del equipo.	5
2.2 Descripción por Sistemas.	10
2.3 Descripción del Chasis.	12
CAPÍTULO III	14
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	14
3.1 Vida útil del chasis.	14
3.2 Rutas de Recorrido del equipo	15
3.3 Antecedentes.	16
3.4 Estudio de Cargas.	17
CAPÍTULO IV	18

ANÁLISIS ESTRUCTURAL	18
4.1 Análisis Estructural	18
4.1.1 Metodología	18
4.1.2 Factores involucrados en el daño del chasis	19
4.2 Generalidades de la Mecánica de Materiales.	19
4.3 Criterios de Falla	20
4.3.1 Criterio de Esfuerzo Cortante Máximo (Criterio de Coulomb-Tresca)	21
4.3.2 Teoría de la energía de distorsión máxima (Criterio de Von Mises)	21
4.4 Consideraciones Iniciales	23
4.4.1 Definición de Material	23
4.4.2 Definición de las Restricciones	23
4.4.3 Determinación del Modelo Geométrico	24
4.5 Diagrama de Cuerpo Libre del Chasis	24
4.5.1 Cargas Sobre el Camión	24
4.5.2 Diagrama de cuerpo libre sobre la carga	26
4.5.3 Diagrama de Cuerpo Libre Sobre el Chasis	28
4.6 Análisis Por el Método Analítico	32
4.6.1 Determinación de las Cargas actuantes	32
4.6.2 Determinación de esfuerzos.	36
4.6.3 Determinación de desplazamientos.	42
4.6.4 Determinación del Factor de Seguridad.	42

IV

4.6.5	Análisis de Fatiga	42
4.7	Análisis Por el Método de Elementos Finitos	47
4.7.1	El Método de Elementos Finitos	47
4.7.2	Casos para el Análisis	49
4.7.3	Implementación la geometría.	50
4.7.4	Asignación de propiedades.	51
4.7.5	Construcción del mallado.	54
4.7.6	Condiciones de frontera.	57
4.7.7	Resolución del modelo.	61
4.7.8	Visualización de resultados.	61
4.7.9	Análisis de Sensibilidad.	63
CAPÍTULO V		69
PUNTOS DE MEJORA		69
5.1	Reforzamiento de Puntos Críticos en el Chasis.	69
5.2	Estudio de carreteras. Lugares donde el Chasis es sometido a máximos esfuerzos.	74
CAPÍTULO VI		82
EVALUACIÓN COSTO-BENEFICIO		82
6.1	Costo del Chasis y equipo nuevo.	82
6.2	Costo de reforzamiento	83
6.3	Comparación de Beneficio de reforzamiento con la extensión de la vida útil.	85

CONCLUSIONES	87
OBSERVACIONES	88
RECOMENDACIONES	89
BIBLIOGRAFÍA	91
ANEXOS	93
PLANOS	94

PROLOGO

La presente tesis desarrollada involucra 6 capítulos donde cada uno de ellos se enfoca de manera específica los pasos seguidos para alcanzar el objetivo que es el de aumentar la vida útil del chasis del camión minero, a continuación se presenta un breve resumen mostrado en cada uno de ellos.

El Capítulo 1 .- Indica el propósito del trabajo de prolongar la vida económica del Camión Minero de 190 Ton. Factor fundamental que se toma el estudio para extender la vida útil del Chasis.

El Capítulo 2 .- Descripción técnica del equipo. Sistemas principales y una breve descripción de cada uno de estos y detalles del Chasis especificaciones y tipos de material.

El Capítulo 3 .- Se indica la vida útil del equipo en base a información del fabricante e historial del equipo. Descripción de los principales recorridos del equipo en el tajo, tipo de trabajo que realiza y cargas a la que está sometida.

El Capítulo 4.- Trata sobre el análisis estructural generalidades de la mecánica de materiales, criterios de falla comúnmente usados en el análisis estructural, modelación geométrica del chasis del camión determinación de las cargas actuantes, cálculos y resultados.

El Capítulo 5.- Se busca las alternativas de solución, los puntos críticos sometidos a mayor esfuerzo y la posibilidad de reforzamiento, identificación de rutas críticas de carreteras, donde el chasis es sometido a máximos esfuerzos, para su remodelación.

El Capítulo 6.- Comparación del costo-beneficio debido al reforzamiento con la extensión de la vida útil y porcentaje de ahorro respecto un equipo nuevo.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

La presente tesis tiene la finalidad de proponer una alternativa de solución para prolongar la vida útil de los camiones mineros de 190 Ton para tajo abierto en la empresa Minera Barrick Misquichilca operación Lagunas Norte, ubicada en la provincia de Santiago de Chuco distrito de Quiruvilca a 4200 msnm.

1.1 ANTECEDENTES

La viabilidad que un proyecto minero se mantenga rentable, se logra principalmente con el cuidado operacional de los equipos y la calidad del mantenimiento. Los proyectos mineros se evalúan de 7 a 8 años, ya que después de 8 años de uso ó 50.000 horas de operación, los gastos de estos equipos empiezan a aumentar aceleradamente (etapa de desgaste).

Actualmente el mantenimiento preventivo de las reparaciones estructurales del chasis de camiones mineros se realiza de manera empírica y no se tiene un procedimiento de cálculo para el reforzamiento del mismo.

1.2 OBJETIVO

De acuerdo a lo mencionado en los antecedentes el objetivo de la presente tesis es incrementar la vida útil del chasis del camión realizando los reforzamientos adecuados en el mismo, esto es de acuerdo al modelo del equipo, a la capacidad de carga y a las condiciones de operación. Este reforzamiento cumplirá con la extensión de la vida útil del camión, dentro de los límites razonables y alcance a la vida útil de la mina.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Un factor fundamental para extender la vida útil de los camiones es la extensión de la vida útil del chasis. Se hace un estudio de las condiciones operacionales a los cuales está sometido el equipo con el fin de conocer las sollicitaciones que afectan las diferentes componentes del chasis referidas a un enfoque de mecánica de materiales y determinar los refuerzos adecuados lo que finalmente incidirá en el aumento de la vida útil del equipo. Para ser efectivo el estudio se utilizan conceptos de resistencia de materiales con el objetivo de tener resultados en forma analítica y a la vez se define el análisis de elementos finitos que represente de manera óptima y confiable las condiciones reales del chasis.

1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Vida útil de la mina es de 15 años, pero como se sabe el chasis tiene que ser reemplazado a los 10 años de operación o de lo contrario se tiene que reemplazar el camión, por tal el reforzamiento que se realice tiene que satisfacer con la operación de la mina, esto se menciona con mayor detalle en el capítulo 3.

CAPITULO II

DESCRIPCION PRELIMINAR DEL EQUIPO

2.1 HOJA TÉCNICA DEL EQUIPO

Camión 730E

Capacidad	190 Ton
Propulsión	Eléctrica
Combustible	Diesel
Peso Bruto	324318 kg

Motor

Make and model	Komatsu SSA16V159
Fuel	Diesel
Number of cylinders	16
Operating cycle	4 stroke
Rated brake power	1492 kW 2,000 HP @ 1900 rpm
Weight (wet)	5294 kg 11,670 lb

Tracción eléctrica

Current	DC
Alternator	G.E. GTA-22
Control	Statex III Fuelsaver
Motorized wheels	G.E. 788
Speed (maximum)	55.7 km/h 34.6 mph

Llanta y Aro

Standard tire	37.00 R57
---------------------	-----------

Sistema eléctrico

Alternator	24-volt, 240 amps
Lighting	24-volt
Starters	Two 24-volts

Capacidades

Cooling system	409 L ... 108 U.S. gal
Crankcase	223 L ... 59 U.S. gal
Hydraulic system	731 L ... 193 U.S. gal
Motor gear box	40 L ... 10.5 U.S. gal
Fuel	3217 L ... 850 U.S. gal

Sistema hidráulico

Hoist	Two 3-stage dual-acting outboard cylinders
	Pumps

Hoist	Gear-type pump
	With output of 513 liters 135.6 gpm
	@1900 rpm and 17240 kPa 2500 psi
Steering and brake	Vane-type pump
	With output of 235 liters 62.0 gpm
	@1900 rpm and 18960 kPa 2,750 psi
	System relief pressures
Hoist	17240 kPa 2,500 psi
Steering and brake	27580 kPa 4,000 psi

Distribución de cargas

Empty Vehicle	kg	lb	%
Front axle	66160	145,858	47.2
Rear axle	72209	159,194	52.8
Total (wet, 50% fuel)	138369	305,052	
Loaded Vehicle at maximum GVW rating			
Front axle	98941	218,129	33.7
Rear axle	225377	496,871	66.3
Total	324318	715,000	

Sistema de frenos

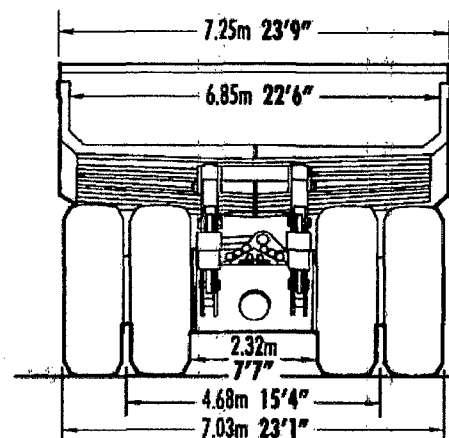
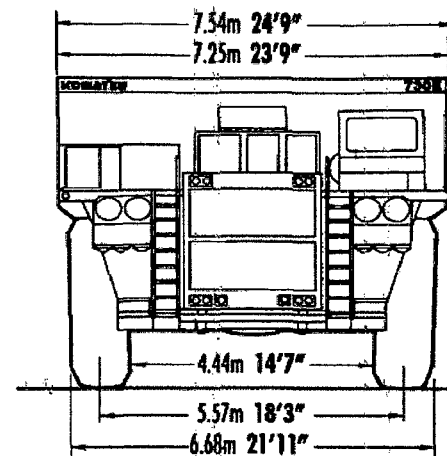
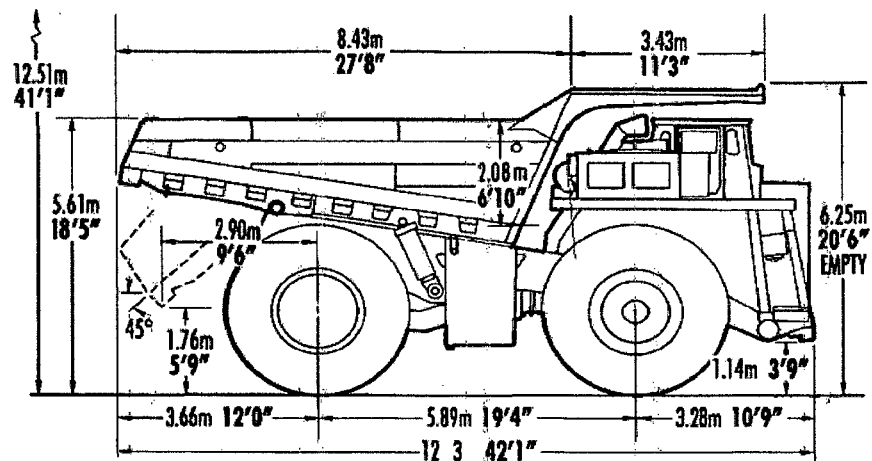
Front	Wheel speed disc.
	Three calipers on a 1168 mm 46.0" O.D. disc.
Rear	Dual disc armature speed.

Two 635 mm 25" O.D. discs per side.

Parking brakes Spring-applied,

Electric dynamic retarder (max.) 2759 Kw 3,700 hp

Mayor información se obtiene del brochure del equipo brindado por el fabricante el cual se muestra en el anexo 1.



All dimensions are with 77/111m³ 101/145 cu. yd. body.

Vertical dimensions are for standard empty vehicle

- subtract 150 mm/5.9" for vehicle loaded to max. GVW.

Minimum ground clearance (at max. GVW) 0.72m 2'4"

BODIES	Struck		2:1 Heap		Loading Height		Additional Weight	
	M ³	Cu. Yds.	M ³	Cu. Yds.	M	Feet	Kg	Lbs.
Standard	77	101	111	145	5.61	18'5"	-	-
Std/Optional	96	125	125	163	6.00	19'8"	+1112	+2452
Hi-density*	48	63	86	113	5.04	16'6"	+2400	+5291
H.D. Optional*	60	78	96	126	5.26	17'3"	+3030	+6680
Coal**	176	230	209	273	7.16	23'6"	+2540	+5600

* Floor - 1" (25mm); Front 0.625" (16mm); Sides 0.50" (12mm)

** Coal = 3:1 heap capacity - tailgate not included.

A020028

Fig.2.1 Dimensiones del camión Komatsu 730E

2.2 DESCRIPCIÓN POR SISTEMAS.

A continuación se presente un la vista de planta del chasis del camión Komatsu 730E.

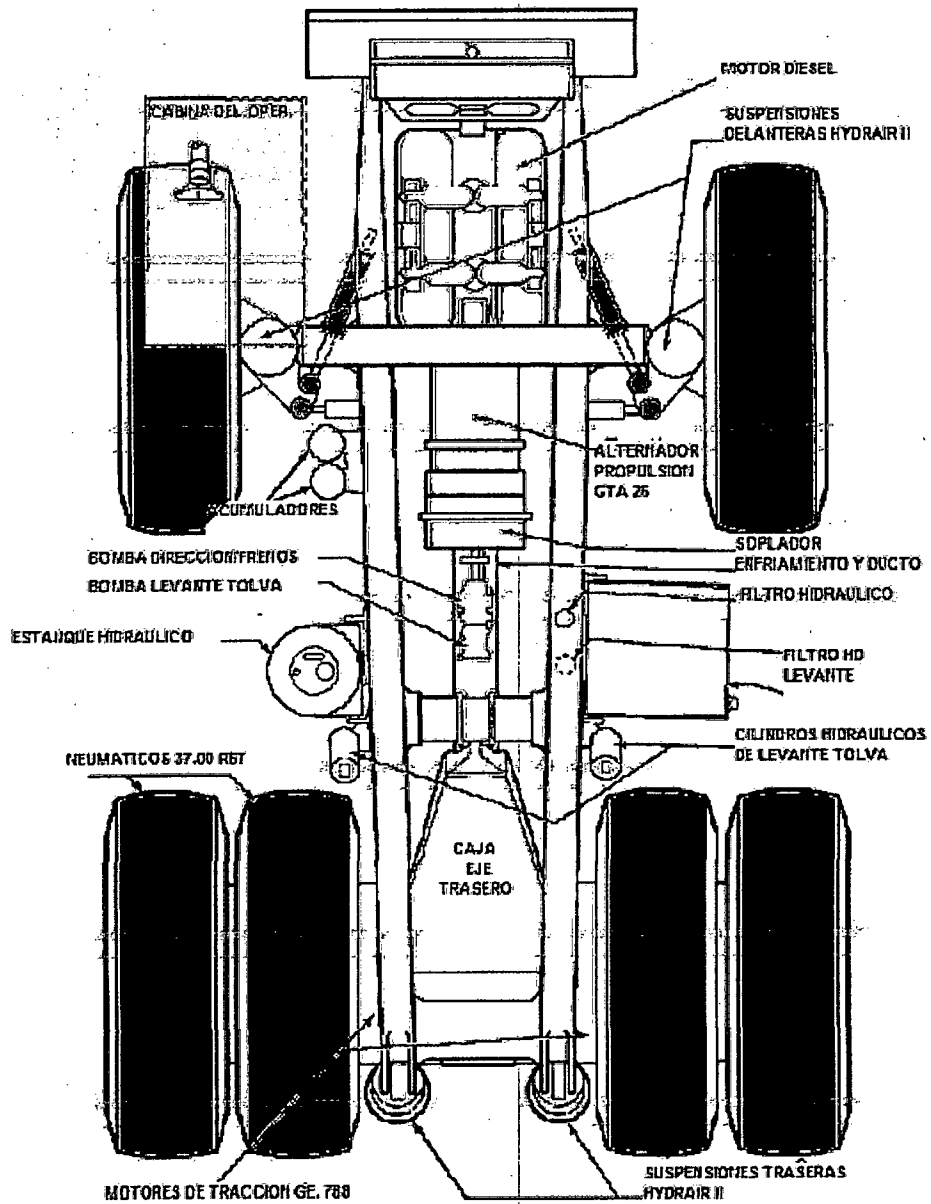


Fig. 2.2 Vista de planta del camión Komatsu 730E

En la Fig. 2.3 se puede ver los principales sistemas del camión donde se detallan:

Sistema Motor

Sistema de Propulsión

Gabinete de Control CC

Parrillas de retardo

Alternador Principal

Soplador

Motores de tracción

Sistema Chasis

Sistema de Dirección

Sistema Hidráulico

Sistema de Refrigeración

Sistema de Llantas

Sistema Eléctrico

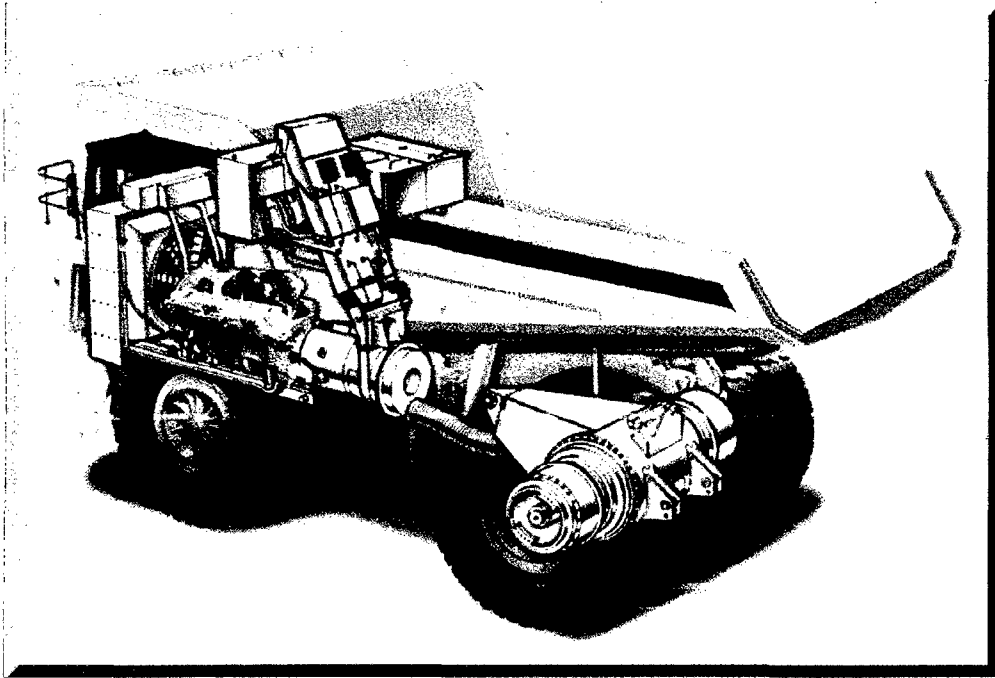


Fig. 2.3 Esquema de los principales sistemas del camión

2.3 DESCRIPCIÓN DEL CHASIS.

Acero fundido usado en áreas de alto esfuerzo.

Diseño de caja en las secciones del chasis y Soporte ROPS integrado.

“Collar central” continuo.

Miembros cruzados traseros tubulares.

Como se puede ver en la figura 2.4 para la construcción del chasis se han utilizado dos tipos de materiales:

Material rígido, para la zona de mayor concentración de esfuerzos, se utiliza acero de alto carbono (0.95 % C). Para las zonas del bastidor y otros se utiliza acero ASTM A572-G50. Los espesores de las planchas se pueden ver en el corte transversal de la figura 2.5.

Estas se pueden ver con mayor detalle en el anexo 2.

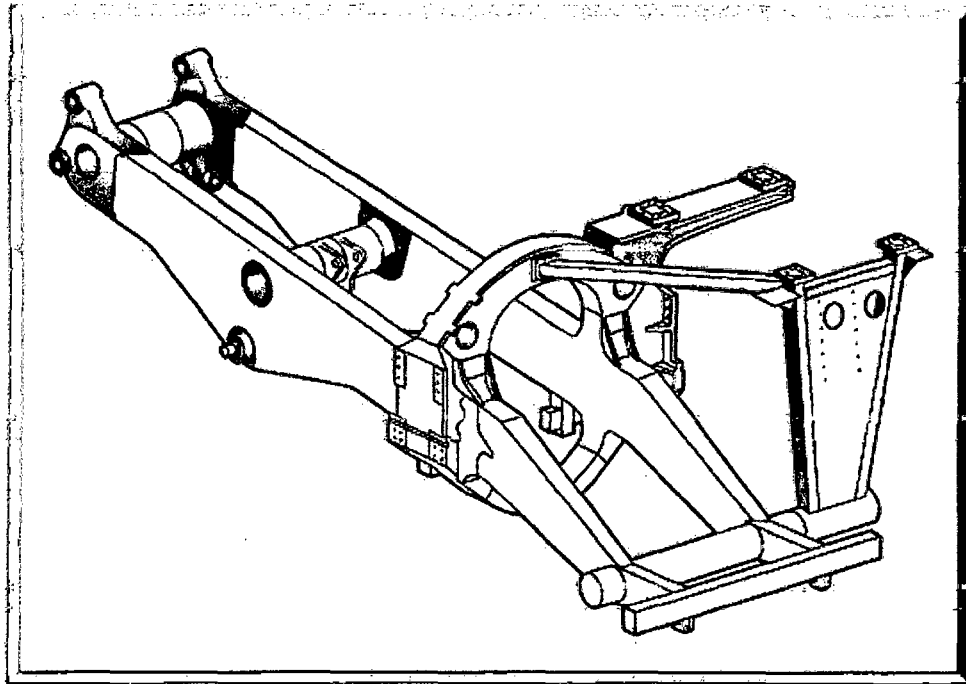


Fig. 2.4 Esquema del chasis

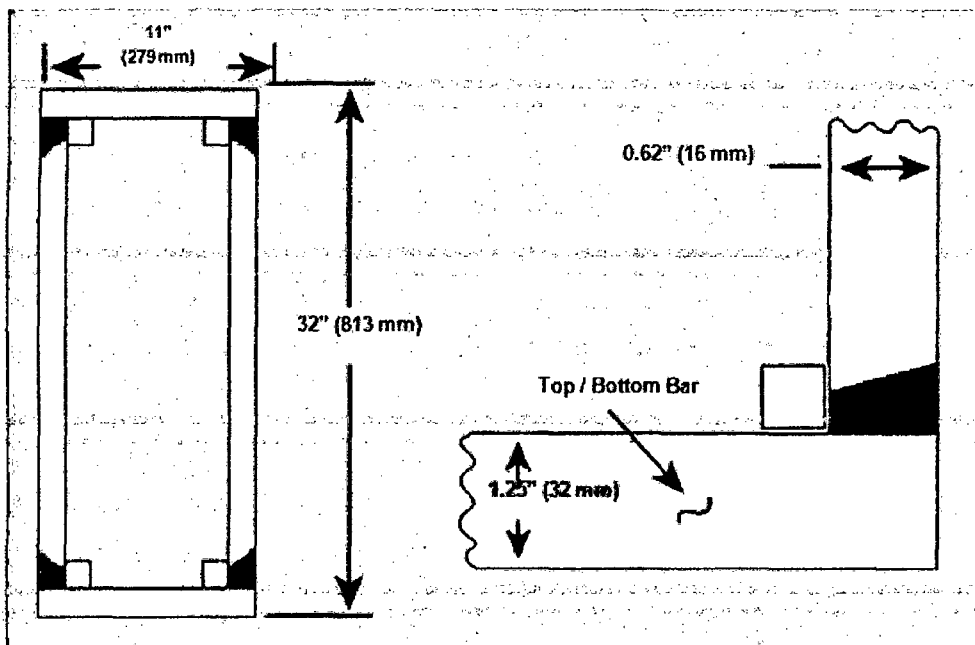


Fig. 2.5 Sección transversal del bastidor

CAPITULO III

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.1 VIDA ÚTIL DEL CHASIS.

De acuerdo a la experiencia adquirida por otros profesionales en minería, se tiene el concepto que los chasis definen la vida útil o el tiempo optimo para dar de baja a los equipos, en general esto es correcto, debido a que normalmente se debe comenzar a las 60.000 horas a adquirir componentes nuevos de reemplazo, ya que la mayoría de ellos pasaron por varias campañas y han cumplido su vida útil por fatiga de material. Además tenemos que empezar a reemplazar los chasis que según fábrica lo garantiza hasta 50.000 horas de lo contrario se tienen que inyectar dinero, para iniciar las reparaciones mayores de chasis, los cuales presentaran diferentes fisuras debido a: fatiga de material, sobre cargas, incorporación de tolvas livianas (con traslado de cargas más dinámicas, que exigen mayor flexibilidad al chasis), calidad de los caminos, calidad de las reparaciones estructurales de soldadura y a otros factores de menor importancia.

Una de las consecuencias directas si no se realiza el mantenimiento preventivo del chasis es la rotura del travesaño como se indica en la figura

3.1.



Fig. 3.1 Rotura de travesaño del chasis

3.2 RUTAS DE RECORRIDO DEL EQUIPO

El principal trabajo que realiza el equipo es el acarreo de mineral siguiendo varias trayectorias de distintas partes del tajo hacia la chancadora primaria con distancias aproximadas de 1590 metros y pendientes de 10% a 15%. En la figura 3.2 se puede mostrar la trayectoria de uno de los recorridos del equipo, desde el tajo a la chancadora primaria. También se utiliza para traslado de desmonte a los botaderos de la mina.

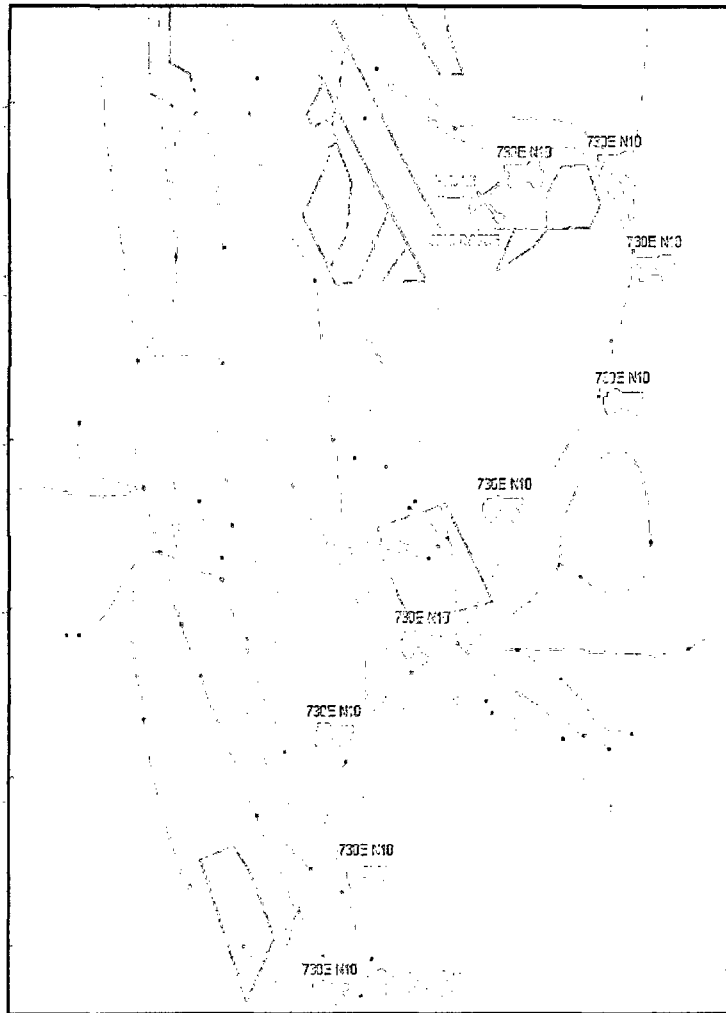


Fig. 3.2 Trayectoria del principal recorrido

3.3 ANTECEDENTES.

- Se cuenta con una flota de 10 camiones en operación.
- Se requiere transportar 190 Ton en promedio.
- Horas de servicio actual promedio de 25000 por camión.
- Horas de servicio recomendadas por el fabricante 60000.
- Ingreso de la flota a operación en el 2004.
- Instalación de tolvas livianas DT HiLoad.

3.4 ESTUDIO DE CARGAS.

El estudio de cargas se presenta en la tabla 3.1, donde los valores son los porcentajes del total de cargas con sobrecarga por mes con sobrecargas de 8.5 Ton (5% de 190 Ton), se muestran de los últimos meses como una referencia de la buena práctica en la operación de los equipos.

Tabla 3.1 Porcentaje de cargas con sobrecarga por mes.

Equipo	Prom. 2008	May-08	Jun-08	Jul-08	Ago-08	Sep-08	Oct-08
730E N°01	1.3%	1.4%	1.3%	2.3%	1.2%	0.5%	1.1%
730E N°02	1.8%	1.9%	3.2%	2.4%	1.4%	1.0%	1.1%
730E N°03	1.3%	1.8%	1.7%	1.2%	1.9%	0.5%	0.6%
730E N°04	3.1%	5.3%	3.7%	3.3%	2.1%	1.4%	2.6%
730E N°05	3.7%	4.6%	5.1%	4.0%	3.2%	2.9%	2.6%
730E N°06	1.7%	2.3%	2.5%	3.5%	1.5%	0.3%	0.3%
730E N°07	3.0%	6.1%	4.1%	1.7%	1.5%	2.2%	2.6%
730E N°08	2.4%	2.8%	3.0%	3.0%	2.5%	1.4%	1.3%
730E N°09	2.5%	1.9%	4.8%	2.8%	2.4%	1.6%	1.5%
730E N°10	1.8%	1.4%	2.6%	2.9%	1.3%	1.6%	1.1%
Promedio	2.3%	3.0%	3.2%	2.7%	1.9%	1.3%	1.5%

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS ESTRUCTURAL

4.1 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

4.1.1 Metodología

Para hacer efectivo el estudio se establece una serie de pasos que son necesarios para cumplir con el objetivo principal. La figura 4.1 se muestra un esquema de bloques que relaciona los pasos del estudio.

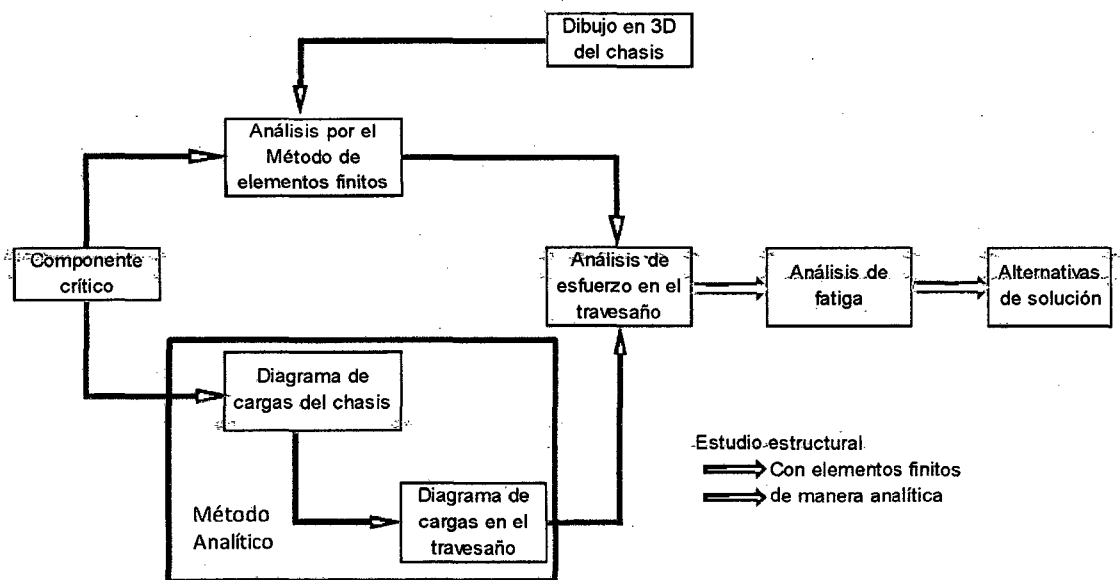


Fig. 4.1 Diagrama de trabajo

Se realiza un análisis del comportamiento estructural de chasis el cual se aborda de a través de dos maneras. Una relacionada con un estudio netamente analítico donde se conjugan los conceptos teóricos de la Ingeniería Mecánica, a través de modelos matemáticos (flujo azul). La otra manera se realiza con un Análisis por el Método de Elementos Finitos (MEF), que involucra la diversidad de la geometría, tipo de material y condiciones de cargas. El MEF permite obtener resultados de manera gráfica, con un enfoque tridimensional, abarcando todos los componentes del chasis, lo que implica una representación más acertada de las condiciones reales de éste (flujo rojo).

4.1.2 Factores involucrados en el daño del chasis

Los factores evaluados que pueden producir daño en chasis son:

- Sobrecargas
- Estibamiento de la carga
- Mantenimiento de caminos
- Mantenimiento de tolvas
- Suspensiones.

4.2 GENERALIDADES DE LA MECÁNICA DE MATERIALES.

La *mecánica de materiales* es una rama de la mecánica que estudia las relaciones entre las cargas *externas* aplicadas a un cuerpo deformable y la intensidad de las fuerzas *internas* que actúan dentro del cuerpo. Esta disciplina de estudio implica también calcular las *deformaciones* del cuerpo y

proveer un estudio de la *estabilidad* del mismo cuando está sometido a fuerzas externas.

La *resistencia de un material* depende de su capacidad para soportar una carga sin deformación excesiva o falla. Esta propiedad es inherente al material mismo y debe determinarse por experimentación.

4.3 CRITERIOS DE FALLA

Si se hace una prueba de tensión sobre un espécimen de material dúctil se dice que esta falla cuando el esfuerzo axial llega al esfuerzo de fluencia, esto es, el criterio de falla es la *fluencia*.

En un componente de máquina o un elemento estructural está sometido, invariablemente, a un estado de *esfuerzo multiaxiales*, Es necesario tener en cuenta el mecanismo real de falla. Esto es si la falla se debió a que el esfuerzo normal máximo llegó a un valor crítico o a que un esfuerzo cortante máximo llegó a un valor crítico o a que alguna energía de deformación u otra cantidad, llegó a su valor crítico. En la prueba de tensión se puede describir con facilidad el criterio de falla en función del esfuerzo principal (de tensión), pero para un esfuerzo multiaxiales se debe tomar la causa real de la falla y decir que combinaciones de esfuerzos conducen a ésta.

Existen cuatro teorías de falla (se aplican a materiales homogéneos e isotrópicos) dos de ellas se aplican a materiales de comportamiento *dúctil*,

esto es a aquellos que tienen fluencia o cedencia antes de romperse. Las otras dos teorías son para materiales frágiles.

Materiales Dúctiles, se describen dos teorías de falla:

- Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (Criterio de Coulomb-Tresca)
- Teoría de la energía de distorsión máxima (Criterio de Von Mises).

Materiales Frágiles, se describen dos teorías de falla:

- Teoría del máximo esfuerzo normal
- Criterio de falla de Mohr.

4.3.1 Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (Criterio de Coulomb-Tresca)

Esta teoría fue propuesta por Henri Tresca, bajo este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos sucede que:

$$\tau_{max} \geq \frac{\sigma_y}{2}$$

Siendo:

σ_y La tensión de límite elástico del material de la pieza.

$$\tau_{max} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2}$$

La tensión cortante máxima del punto considerado.

σ_1, σ_3 La mayor y la menor tensión principal en el punto considerado.

4.3.2 Teoría de la energía de distorsión máxima (Criterio de Von Mises)

Este criterio puede considerarse un refinamiento del criterio de Tresca. El criterio de la máxima energía de distorsión fue formulado primeramente por Maxwell en 1865 y más tarde también mencionado por Huber (1904). Sin embargo, fue con el trabajo de Richard Edler von Mises (1913) que el criterio alcanzó notoriedad, a veces se conoce a esta teoría de fallo elástico basada en la tensión de Von Mises como teoría de Maxwell-Huber-Hencky-von Mises. La expresión propuesta por Von Mises y H. Hencky, de acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral:

$$e_{dist} \geq \frac{\sigma_y}{2E}$$

Donde:

σ_y : Esfuerzo de fluencia-uniaxial.

E : módulo de elasticidad.

e_{dist} : Energía de distorsión.

En términos de tensiones este criterio puede escribirse sencillamente en términos de la llamada tensión de Von Mises como:

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

Donde:

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, son las tensiones principales en el punto considerado.

4.4 CONSIDERACIONES INICIALES.

4.4.1 Definición de Material

Como se puede ver en la figura 4.2 para la construcción del chasis se han utilizado dos tipos de materiales:

Material rígido, para la zona de mayor concentración de esfuerzos, se utiliza acero de alto carbono (0.95 % C).

Material flexible, para las zonas del bastidor y otros se utiliza acero ASTM A572-G50, ver anexo 2.

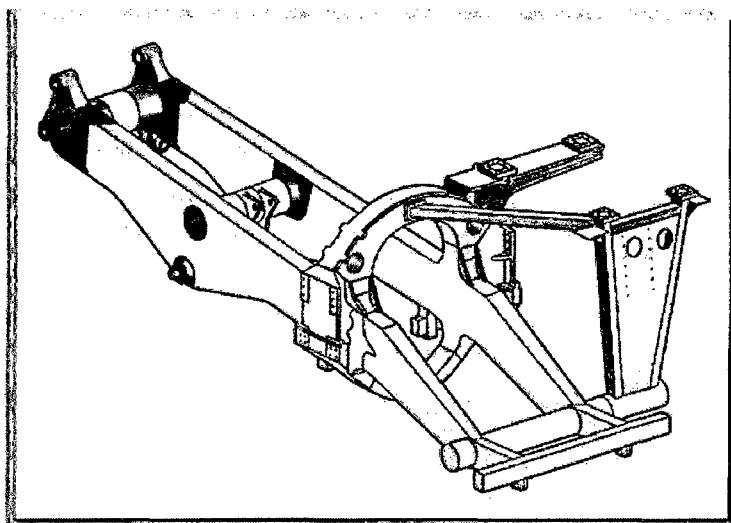


Fig. 4.2 Distinción de materiales.

4.4.2 Definición de las Restricciones

En la figura 4.3 se muestra el apoyo posterior del chasis en los cilindros de suspensión el cual se considera apoyo tipo rodillo, debido a que tiene restricción solo en la dirección vertical. En la parte media se considera una fuerza central y hacia arriba debido al apoyo de pivote del eje posterior como se indica en la figura 4.3. En la parte

delantera se considera apoyo tipo pasador, tiene restricción en la dirección vertical y en la dirección horizontal y giro respecto a este punto.

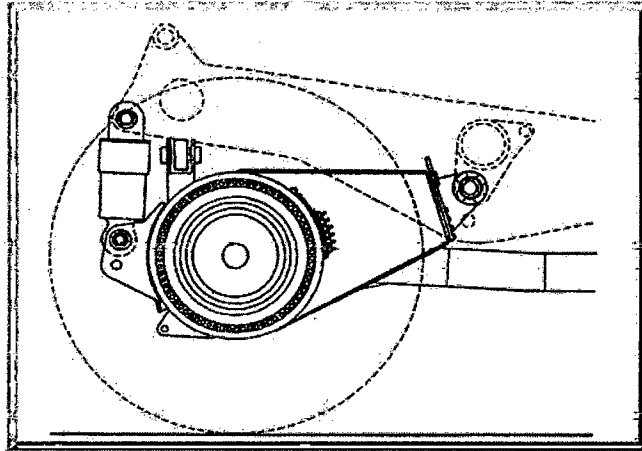


Fig. 4.3 Apoyos del eje posterior

4.4.3 Determinación del Modelo Geométrico

Para la determinación geométrica se tienen dos consideraciones:

Para el caso del estudio por análisis de elementos finitos se requiere de un dibujo adecuado del chasis en 3D sin interferencia.

Para el caso de estudio de manera analítica se realizara un diagrama simplificado de cargas actuantes en el chasis.

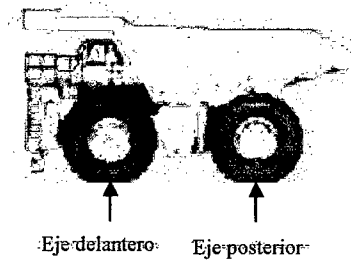
4.5 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL CHASIS

4.5.1 Cargas Sobre el Camión

Para determinar las cargas sobre el chasis se tiene que determinar las cargas que actúan sobre el camión. Para esto se presentan los siguientes datos tomados del brochure del equipo página 3:

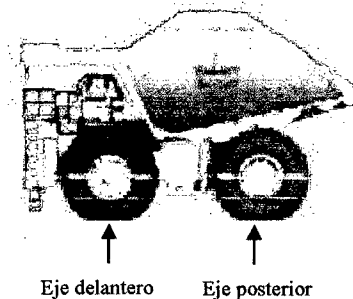
Equipo sin Carga

Eje delantero.	66160	Kg
Eje posterior.	72209	Kg.
Total.	138369	Kg



Equipo con carga

Eje delantero.	98941	Kg
Eje posterior.	225377	Kg
Total.	324318	Kg



No se debe exceder 324318 kg, incluyendo los aceites y carga útil. Las cargas superiores a la capacidad indicada requiere la aprobación de Komatsu.

Por tanto la carga útil del camión es 185953 Kg. Para este caso se refiere a un camión con tolva original donde el límite de carga útil es 186 Ton según los datos anteriormente expuestos. Para nuestro caso se ha cambiado las tolvas originales por tolvas livianas marca DT HI-LOAD.

Tolva original Komatsu tienen una masa de 22.5 Ton.

Tolva liviana DT HI-LOAD tienen una masa de 18.5 Ton.

Diferencia 4 Ton con esto se gana más material para traslado, por tanto la carga útil es 190 Ton.

Tabla 4.1

Peso de Componentes (Ton)	
06 Llantas con aros	35.97
02 Motores de tracción	21.14
Eje posterior	4.20
02 Suspensiones delanteras	4.66
02 Suspensiones posteriores	2.36
02 Ruedas delanteras	3.50
Motor de combustión	9.99
Alternador principal	
02 Cilindro levante	6.86
02 bombas hidráulicas	0.20
Tanque de aceite y combustible	0.80
Otros	4.20
Tolva	18.50
Chasis	18.00
Mineral de traslado	190.00
Aceite y combustible	3.81
	324.18

4.5.2 Diagrama de cuerpo libre sobre la carga

Se realiza el diagrama de cuerpo libre para el chasis para una condición ideal, la cual implica:

- Masa de Material de 190 Ton.

- Material uniformemente centrada.

Con la masa de la tolva (18.5 Ton) y la masa del material (190 Ton).

tenemos un total de 208.5 Ton.

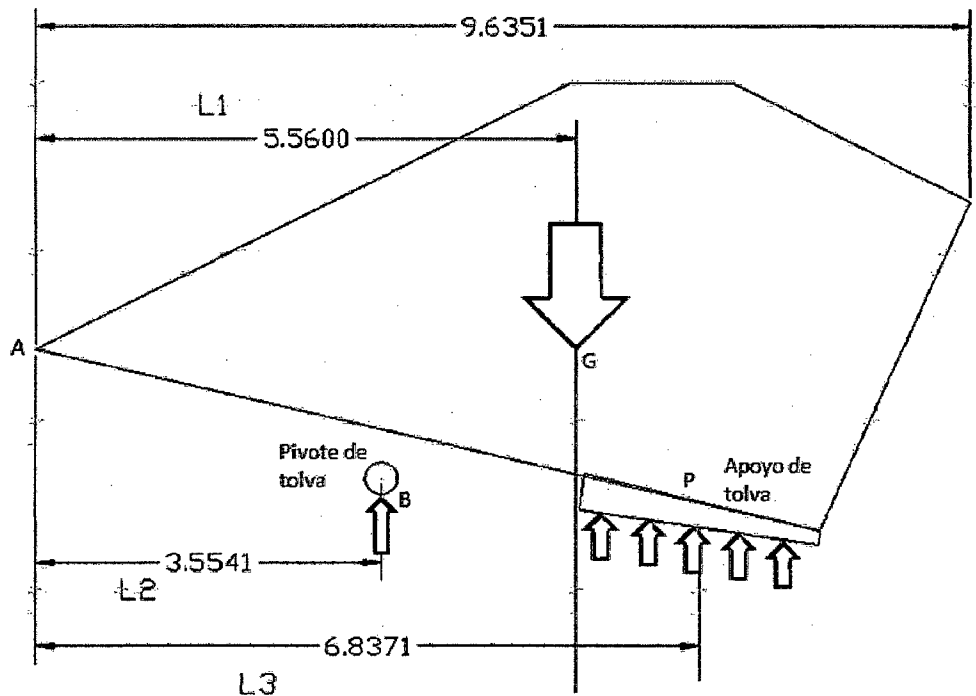


Fig. 4.4 Diagrama de cuerpo libre del mineral

En la figura 4.4 se muestra el diagrama de cuerpo libre para la tolva cargada con material en donde el punto G se aplica la masa total de la carga y la tolva, el punto B donde pivotea y el punto P donde descansa.

Como se indicó el caso ideal la carga es centrada respecto al eje longitudinal del camión por tanto se realizará el diagrama de cuerpo libre por lado

$G_{\text{lado}}=104.25 \text{ Ton} = \text{masa sobre el chasis por lado o por bastidor.}$

$R_B = \text{Reacción en el punto B de pivote de tolva.}$

$R_p = \text{Reacción en el área de apoyo de la tolva.}$

Para hallar R_B y R_p aplicamos sumatoria de momentos respecto al punto A.

$R_B=40.5 \text{ Ton}$ y $R_p=63.7 \text{ Ton.}$

Estas reacciones calculadas son las que se aplican al chasis.

4.5.3 Diagrama de Cuerpo Libre Sobre el Chasis

El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.6, también las otras fuerzas aplicadas al chasis son:

el peso propio se considera 18 Ton por lado ya que no solo es el peso propio del chasis, sino otros componentes como son: los cilindros de levante, las bombas hidráulicas, el tanque de aceite hidráulico, el tanque de combustible, las cabinas eléctricas, la cabina del operador, el capod delantero y otros componentes menores. P_{M1} y P_{M2} que indican los puntos de apoyo del tren de potencia (radiador, motor, alternador y sub frame) por lado. Cada una de 2.5 Ton. Y las fuerzas que se transmiten directamente del material a transportar incluida la tolva calculadas anteriormente las cuales son: $R_B=40.5 \text{ Ton}$ y $R_p=63.7 \text{ Ton}$ ahora denominadas como: $P_{\text{piv}}=40.5 \text{ Ton}$ y $P_{\text{proy}}=63.7 \text{ Ton.}$

Las fuerzas anteriormente calculadas son las que actúan a favor de la gravedad, ahora se determinará la única fuerza que actúa en contra de esta.

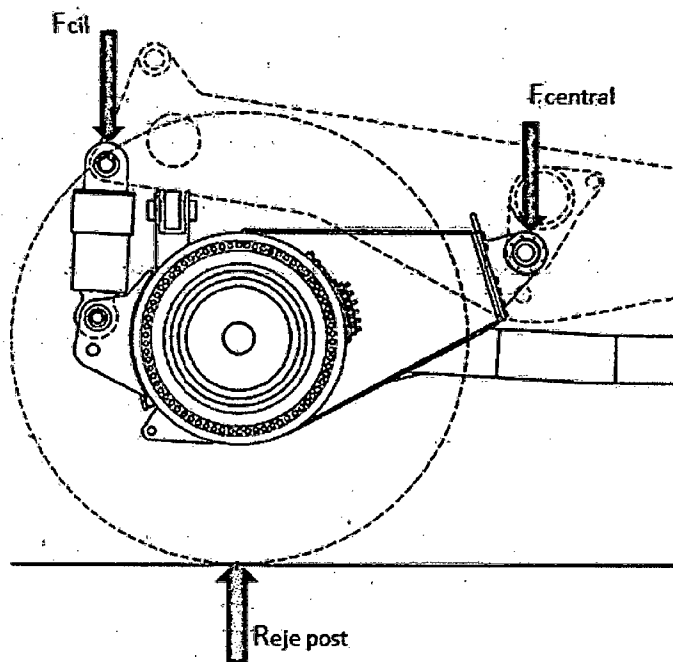


Fig. 4.5 Apoyo posterior del chasis

Como se puede ver en la figura 4.5 la parte posterior del chasis del camión tiene tres puntos de apoyo, dos en los cilindros posteriores y uno en la parte central donde pivotea el eje posterior.

Como se sabe la reacción en el eje posterior es 225.7 Ton, por lo tanto será 112.7 Ton con esto y los pesos de los componentes involucrados en esta parte como son los neumáticos (con aros), los motores de tracción, el eje posterior, los cilindros de suspensión posterior y otros componentes menores en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.4 se calcula las fuerzas F_{cil} y $F_{central}$.

$F_{cil}=57.3$ Ton y $F_{central}=29$ Ton.

Por tanto la distribución de cargas en el chasis quedaría como se ~~indica en la figura 4.5.~~

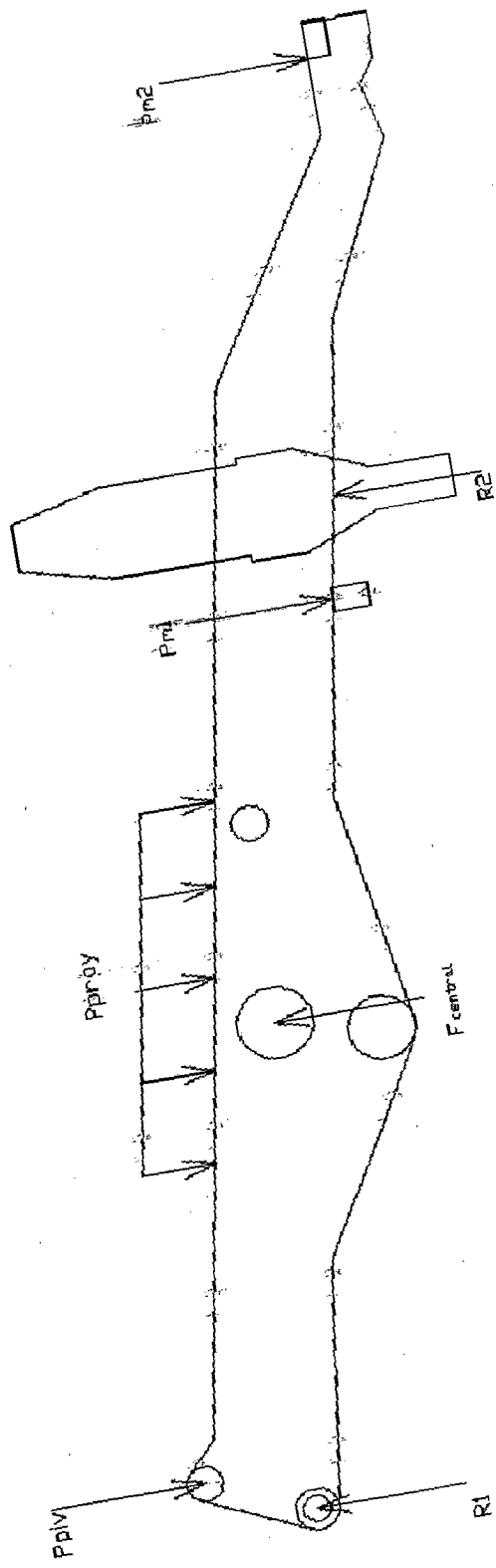


Fig. 4.6 Diagrama de Cuerpo Libre en el Travesaño Chasis

4.6 ANÁLISIS POR EL MÉTODO ANALÍTICO

Inicialmente, como se indicó en la metodología, se realizará el análisis estructural del chasis de manera analítica, en donde se involucren las herramientas teóricas de la ingeniería mecánica y se obtengan resultados que conversen con la agilidad de las tecnologías actuales.

El análisis se enfocará en el travesaño principal en ese punto se cuantifica el esfuerzo de Von Mises, el que se compara posteriormente con los resultados de elementos finitos. El análisis será realizado en condiciones ideales de operación, por lo cual la comparación debe efectuarse con el caso ideal de elementos finitos.

4.6.1 Determinación de las Cargas actuantes

Este estudio se determinará el esfuerzo de Von Mises en el travesaño.

Para ello se determinaron los diagramas de cargas en el travesaño, que se ha simplificado en una viga como la indicada en la figura, y posteriormente la serie de esfuerzos involucrados.

Conjuntamente se presentan los diagramas de carga cortante y momento flector.

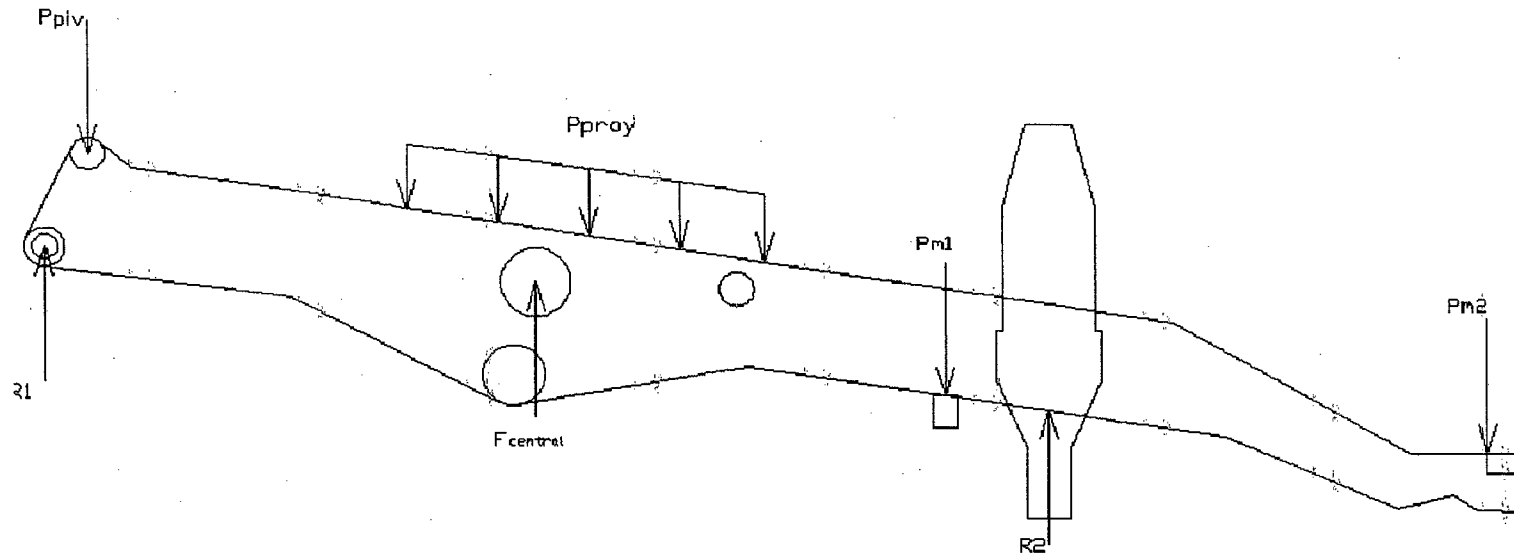


Fig. 4.36 Diagrama de Cuerpo Libre del Travesaño Chasis

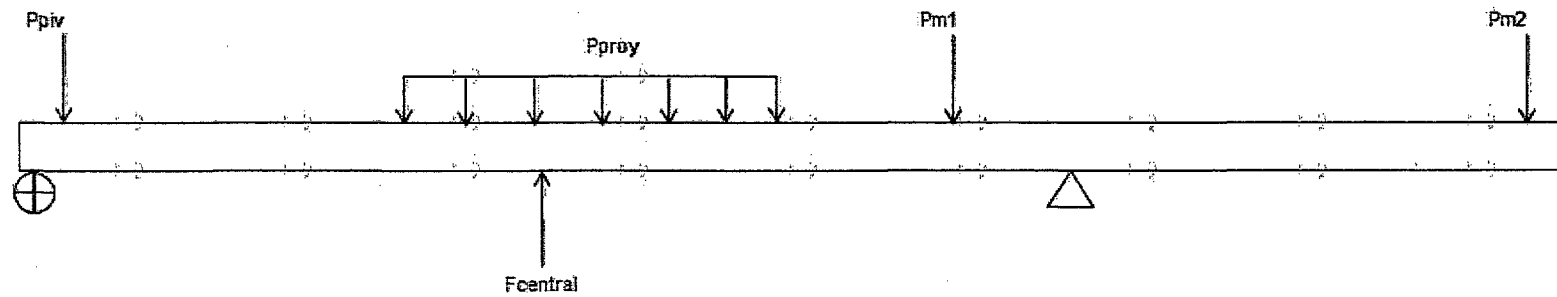


Fig. 4.37 Diagrama para el estudio analítico

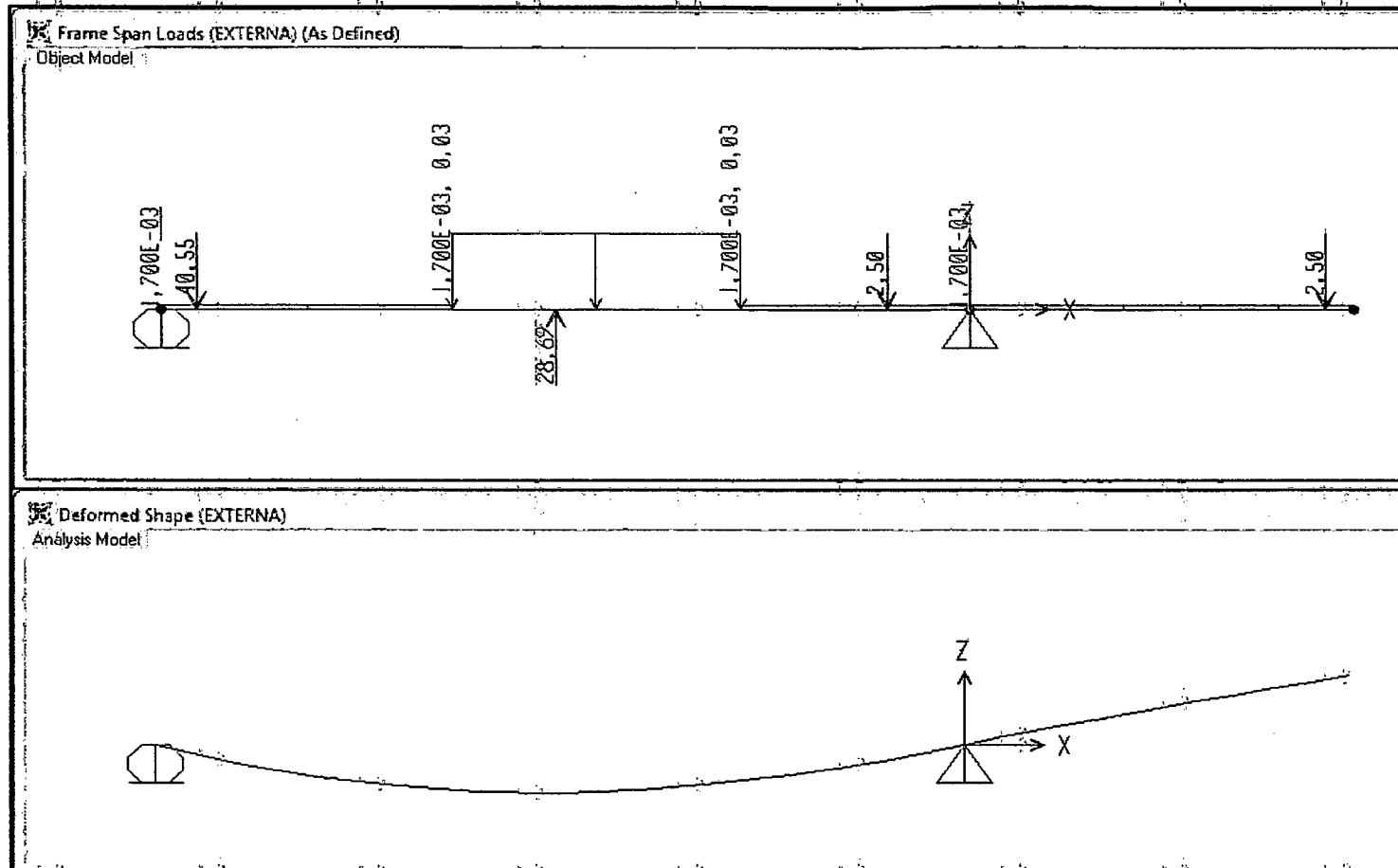


Fig. 4.38 Diagrama de cargas y deformada del travesaño

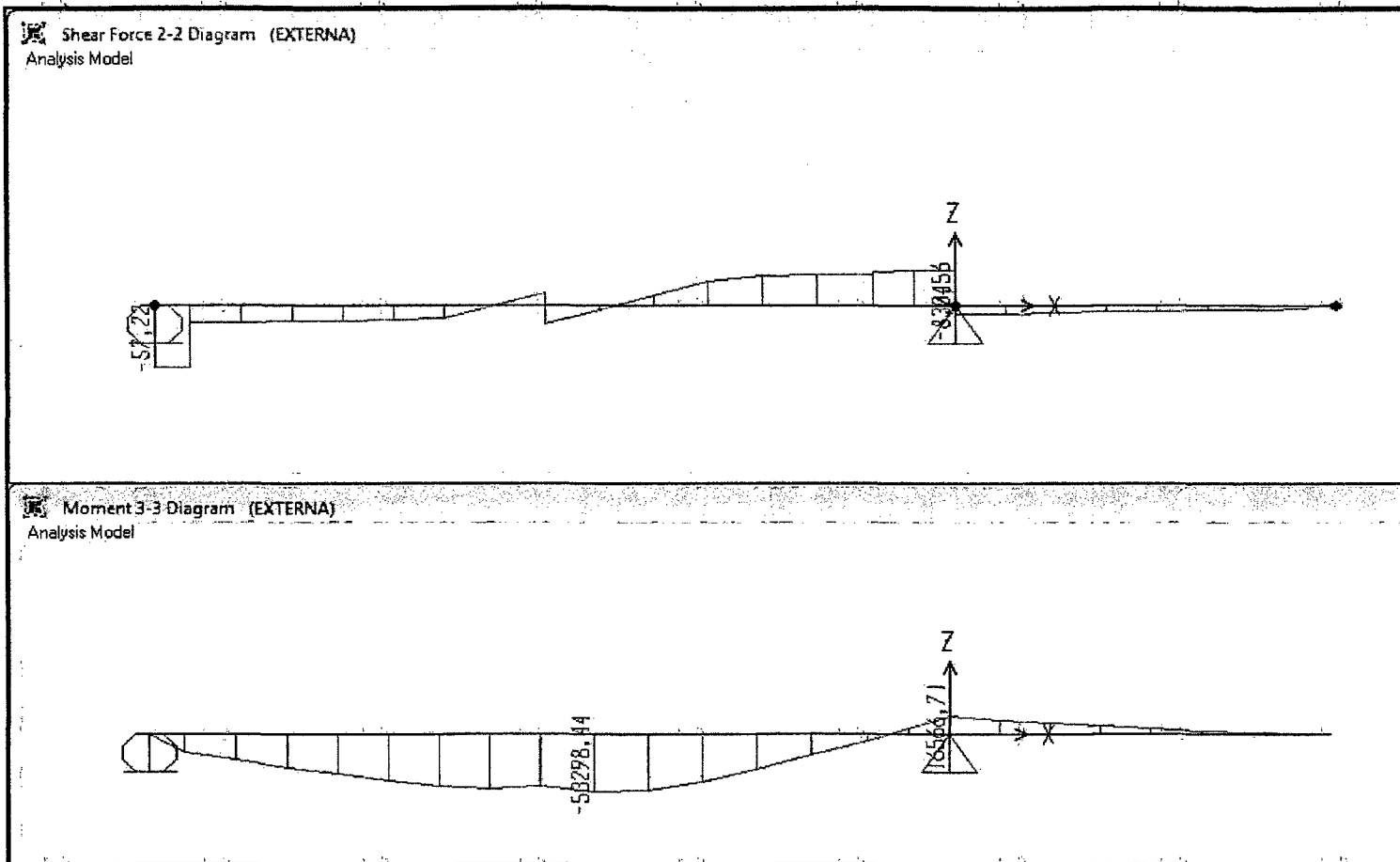


Fig. 4.39 Diagrama de fuerza cortante y momento flector

4.6.2 Determinación de esfuerzos.

A. Cálculo del esfuerzo normal debido al momento flector

Como se puede ver en la figura 4.39.

El momento flector máximo (M_{\max})

$M_{\max} = 40224.42 \text{ Ton}\cdot\text{mm}$ (Con este momento en la sección constante se obtiene mayor esfuerzo, se determino del SAP2000).

Distancia (del extremo izquierdo)

$$D = 3858.36 \text{ mm}$$

Carga cortante

$$C = 3.72 \text{ Ton}$$

Por tanto el esfuerzo flector será:

$$\sigma_{flec} = \frac{(M_{\max} * d_1)}{I_A}$$

Esto se calculara para la sección A:

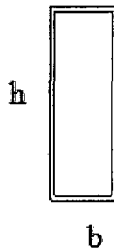


Fig. 4.40 Sección del travesaño

Donde:

$$d_1 = \frac{h}{2}$$

$$I_A = \frac{b * h^3}{12}$$

Para:

Para:

$$h = 813 \text{ mm}$$

$$b = 279 \text{ mm}$$

$$d_1 = 406.5 \text{ mm}$$

$$I_A = 3.84 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

y $M_{\max} = 40224.42 \text{ Ton}\cdot\text{mm}$

Reemplazando en:

$$\sigma_{\text{flec}} = \frac{(M_{\max} \cdot d_1)}{I_A}$$

$$\sigma_{\text{flec}} = 4.25 \cdot 10^{-3} \text{ Ton/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{flec}} = 41.72 \text{ Mpa}$$

Este esfuerzo es afectado por el factor de concentración de esfuerzo, Esto se determina de la siguiente grafica (Resistencia de materiales aplicada, Robert Mott 1996):

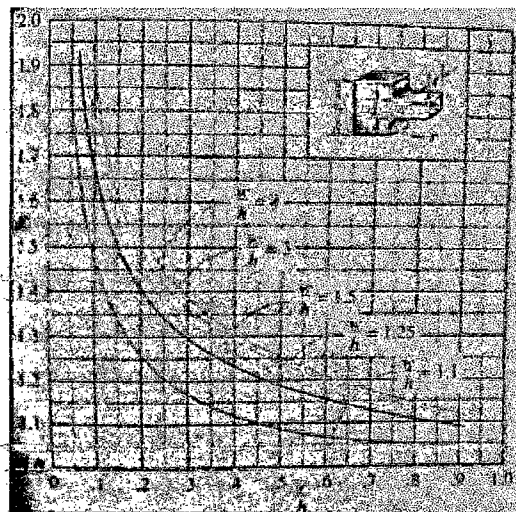


Fig. 4.41 Curvas de concentración de esfuerzo

w: 1333 mm

r: 657.3 mm

h: 813 mm

por lo tanto

w/h: 1.6

r/h: 0.8

$K_{con} = 1.1$

$$\sigma_{flec} = 45.89 \text{ Mpa}$$

B. Cálculo del esfuerzo cortante debido a la Torsión

Como se puede apreciar en la figura el apoyo en el tubo central al trasladarse al travesaño también genera una torsión en este, aquí se procederá al cálculo del esfuerzo cortante generado por esta fuerza.

El Eje posterior tiene tres puntos de apoyo, dos en la parte posterior con los cilindros de suspensión posterior y uno en la parte central que es la fuerza indicada en la figura 4.42 y cuyo valor es 28.69 Ton por lado.

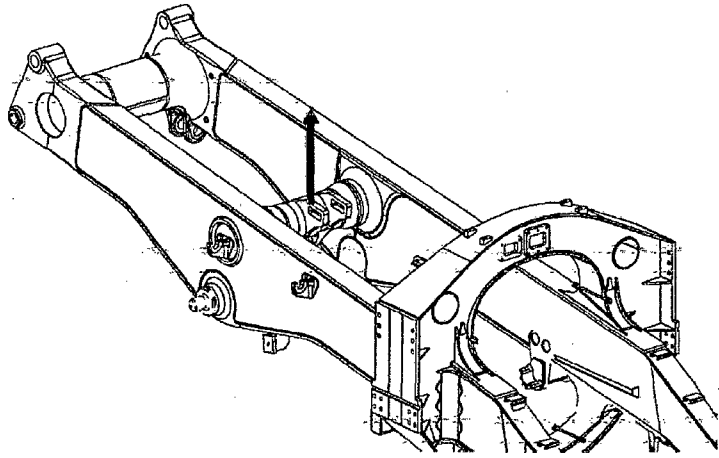


Fig. 4.42 Fuerza del eje posterior

Fuerza central por lado:

$$F_{fza\ inf}=28.69\ \text{Ton}$$

Distancia de la parte central del tubo al travesaño:

$$D=657\ \text{mm}$$

Calculo del par de torsión

El par de torsión en el travesaño es igual a los momentos reacción en el tubo central, el cual se considera para el cálculo como una viga empotrada según la figura 4.43.

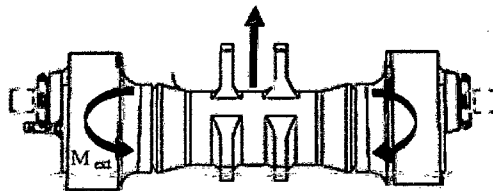


Fig. 4.43 Reacciones en los apoyos del tubo central

$$M_{ext} = \frac{F_{fza\ inf} \cdot L}{4}$$

$$M_{ext} = \frac{28.69 \cdot 2 \cdot 657 \cdot 0.95}{4}$$

$$M_{ext} = 8953.43 \text{ Ton mm}$$

Se ha aplicado un factor de corrección de 0.95 ya que no es 100% apoyo rígido.

Aplicando la fórmula de torsión para sección rectangular y hallando para el lado crítico.

$$\tau_A = \frac{T}{2 t_A A_m}$$

Donde:

t_A : espesor del tubo donde se va a calcular.

A_m : área media encerrada por la línea central del espesor del tubo.

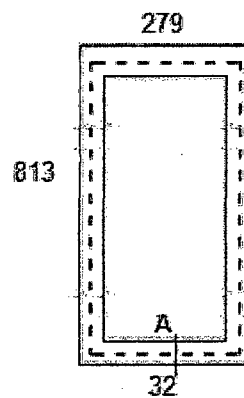


Fig. 4.44 Área media de la sección del bastidor

$$T = M_{ext} = 8953.43 \text{ Ton mm}$$

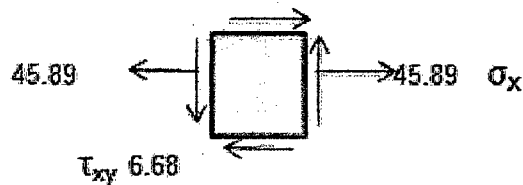
$$A_m = 205403 \text{ mm}^2$$

$$t_A = 32 \text{ mm}$$

reemplazando en la fórmula y calculando para los puntos A y B en Mpa se tiene:

$$\tau_A = 6.68 \text{ Mpa}$$

Con estos valores se grafica el estado de esfuerzo en el plano:



Los esfuerzos principales:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = 46.84 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = -0.95 \text{ Mpa}$$

Con los esfuerzos principales se calcula la tensión de Von Mises:

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

$$\sigma_{VM} = 47.3 \text{ Mpa}$$

Observando el valor de la tensión de Von Mises y comparándolo con el obtenido en el caso ideal por medio de elementos finitos de 45.6 Mpa concluimos que las consideraciones tomadas para definir el modelo de elementos finitos son adecuadas, ya que el error de los

resultados con respecto a la teoría es bastante bajo 3.6% aproximadamente, por lo cual consideramos que cualquier resultado tomado mediante el modelo de elementos finitos es válido para el estudio.

4.6.3 Determinación de desplazamientos.

Como se ha indicado en el paso anterior los resultado tomado mediante el modelo de elementos finitos es válido para el estudio, por tanto los valores de desplazamiento serán determinados en el método de elementos finitos.

4.6.4 Determinación del Factor de Seguridad para el caso 1.

$$fs = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}}$$

$$fs = \frac{345}{47.3}$$

$$fs = 7.3$$

4.6.5 Análisis de Fatiga

Conocido el esfuerzo relacionado con el chasis, para las diferentes sollicitaciones de cargas, podemos afirmar que la situación de falla por fisuras, se debe a un tema de fatiga de material, ya que ninguna magnitud de esfuerzo analizado supera el esfuerzo de fluencia del material (ASTM A572-G50, 345 Mpa de fluencia y 483 Mpa de esfuerzo último).

Para comenzar se va a calcular la fuerza de impacto del material a descargar por el cargador o pala sobre la tolva del camión.

Se aplicara la siguiente fórmula:

$$S' = S * \sqrt{\frac{W}{W_b} \left(\frac{3W}{3W + W_b} \right)}$$

Donde:

S': esfuerzo de impacto

S: esfuerzo estático (σ_{VM})

W: peso de la masa que golpea.

Wb: peso de la masa que soporta el impacto

Reemplazando valores

$$S' = 142.5 \text{ Mpa}$$

Adicional a la fuerza de impacto se tiene que considerar las cargas dinámicas de la carretera para el caso de baches adicionales, cabe mencionar que esto se da muy poco y se explicara mas adelante con el estudio de carreteras.

Para cargas dinámicas se tiene que considerar un factor de 1.2, esto según estándares de CAT mencionados en el Libro de Mantemin2006.

$$S_f = S' * 1.2$$

Por tanto esfuerzo final o esfuerzo al que estará sometido a fatiga será:

$$S_f = 171.1 \text{ Mpa}$$

Con este valor se pasara a calcular el valor aproximado de la vida promedio del chasis. Se aplicara la formula de Wohler para calcular los ciclos del componente en mención.

$$\left(\frac{10^6}{n_f}\right)^{K_w} = \frac{S_f}{S_e}$$

$$K_w = 0.1448 * \ln\left(\frac{S_u}{S_e}\right) - 0.01525$$

Donde:

n_f : número de ciclos

K_w : constante

S_f : esfuerzo sometido a fatiga

S_e : esfuerzo limite de fatiga

S_u : esfuerzo ultimo de material

$S_u=483$ Mpa

$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e$

$S_e' = 0.5 S_u$

K_a : factor de acabado superficial

K_b : factor de tamaño

K_c : factor de confiabilidad

K_d : factor de temperatura

K_e : factor de efectos varios

Determinando valores

$K_a=0.75$ para aceros laminados

$K_b=1.0$ para las dimensiones indicadas según el Dieters de Metalurgia Mecánica.

$K_c= 0.752$ factor de confiabilidad.

$K_d=1$ factor de temperatura, ya que este trabaja a temperatura ambiente.

$K_e= 0.95$ factor de efectos varios indicadas según el Dieters de Metalurgia Mecánica.

$$S_e' = 0.5 * S_u$$

$$S_e' = 241.5 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 241.5 * 0.75 * 1 * 0.752 * 1 * 0.95$$

$$S_e = 129.4 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto con:

$$S_u = 483.0 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 129.4 \text{ Mpa}$$

$$S_f = 171.1 \text{ Mpa}$$

En

$$K_w = 0.1448 * \ln \left(\frac{S_u}{S_e} \right) - 0.01525$$

$$K_w = 0.1754$$

En

$$\left(\frac{10^6}{n_f} \right)^{K_w} = \frac{S_f}{S_e}$$

$$n_f = 203717.8 \text{ ciclos}$$

Con esto se ha calculado los ciclos de operación del chasis hasta la falla por fatiga. Ahora se determinará las horas a las que equivalen este número de ciclos en horas de operación del equipo.

En la siguiente tabla se muestra los tiempos aproximados por ciclo:

Tabla 4.2

Tiempos del ciclo	
Trabajo	Min
Carguío	3
traslado cargado	8
retorno vacío	7
	18

Entonces se tiene 18 minutos por ciclo, lo que equivale decir 3.3 ciclos por hora.

Las horas de operación hasta la falla por fatiga:

$$\text{Hrs}_{\text{operación}} = \frac{203717.8}{3.3}$$

$$\text{Hrs}_{\text{operación}} = 61115.3 \text{ hrs}$$

Cálculo de horas por año:

Horas por día 24 hrs

Días por año 365 días

Disponibilidad 90%

Utilización 85%

Por lo tanto las horas por año:

$$\text{Hrs}_{\text{al año}} = 24 * 365 * 0.9 * 0.85 \text{ hrs/año}$$

$$\text{Hrs}_{\text{al año}} = 6701.4 \text{ hrs/año}$$

Calculo de vida útil del chasis: V_u

$$V_u = \frac{\text{Hrs}_{\text{operación}}}{\text{Hrs}_{\text{al año}}}$$

$$V_u = \frac{61115.3 \text{ hrs}}{6701.4 \text{ hrs/año}}$$

$$V_u = 9.2 \text{ años}$$

En este valor calculado se puede comprobar las indicaciones del fabricante, respecto al a vida útil del chasis. Nuestro proyecto tiene una vida 14 años de explotación aproximadamente, por tal se tiene que diseñar el reforzamiento adecuado que extienda esta vida útil del chasis, esto se tocara más adelante en los puntos de mejora.

4.7 ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

4.7.1 El Método de Elementos Finitos

El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El método se basa en dividir el cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) —sobre el que están definidas ciertas ecuaciones integrales que caracterizan el comportamiento físico del problema— en una serie de subdominios no intersectantes entre sí, denominados «elementos

finitos». El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados «nodos».

Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama «malla».

El MEF usa un complejo sistema de puntos llamados nodos que hacen una red llamada malla. Esta malla está programada para contener el material y las propiedades de la estructura que definen como esta reaccionará ante ciertas condiciones de carga. A los nodos se les asigna una densidad por todo el material dependiendo del nivel de esfuerzo anticipado en un área. Las regiones que recibirán gran cantidad de esfuerzo tienen normalmente una mayor densidad de nodos (densidad de malla) que aquellos que experimentan poco o ninguno. Puntos de interés consisten en puntos de fractura previamente testados del material, entrantes, esquinas, detalles complejos, y áreas de elevado esfuerzo.

La malla actúa como la red de una araña en la que desde cada nodo se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red

vectorial es la que lleva las propiedades del material al objeto, creando varios elementos.

Programas para elementos finitos:

La aplicación creciente en el uso de esta metodología ha hecho que el mercado demande por sistemas que se apliquen a sus necesidades, dentro de estos mencionamos algunos:

Cosmos.- Herramienta de análisis por elementos finitos para análisis de carga desplazamiento, frecuencia, transferencia de calor, fatiga y no lineal.

Sap2000.- Cálculos de estructuras por elementos finitos.

Algor para análisis de elementos estáticos con elementos lineales y no lineales.

HKS/Abaqus/Simulia.- Es para análisis de elementos finitos de propósito general.

Ansys.- Se emplea técnicas de elementos finitos a diferentes campos como el mecánico, térmico, estructural y magnético.

Nastran.- Múltiples variantes comerciales basadas en código desarrollado por la NASA.

Otros: CAELinux, FreeFem, Open Fem, Phase2, Femap.

Para nuestro caso utilizaremos el ***NX-Nastran 9.0.***

4.7.2 Casos para el Análisis

Se realizó el estudio de elementos finitos, pensando en conocer los efectos que tienen las condiciones de cargas en el chasis. Para ello se analizaron tres casos que representan las solicitaciones a la cual está sometido el chasis. Los casos son los siguientes:

Caso 1: Caso ideal donde la carga a transportar es de 190 Ton y su estibación es adecuada, sin variación del centro de gravedad.

Caso 2: Se considera el transporte de 190 Ton de material estibada en un 60% hacia un lado de la tolva en forma transversal.

Caso 3: Se considera la aplicación del caso 2 pero con un transporte de 211.5 Ton de material.

A continuación se procede con el proceso del modelado del chasis en estudio.

4.7.3 Implementación de la geometría.

El modelo geométrico del chasis fue construido mediante un paquete CAD como es *SolidWorks* y luego exportado con el formato PARASOLID para ser analizado en el programa de elementos finitos *NX-Nastran 9.0*

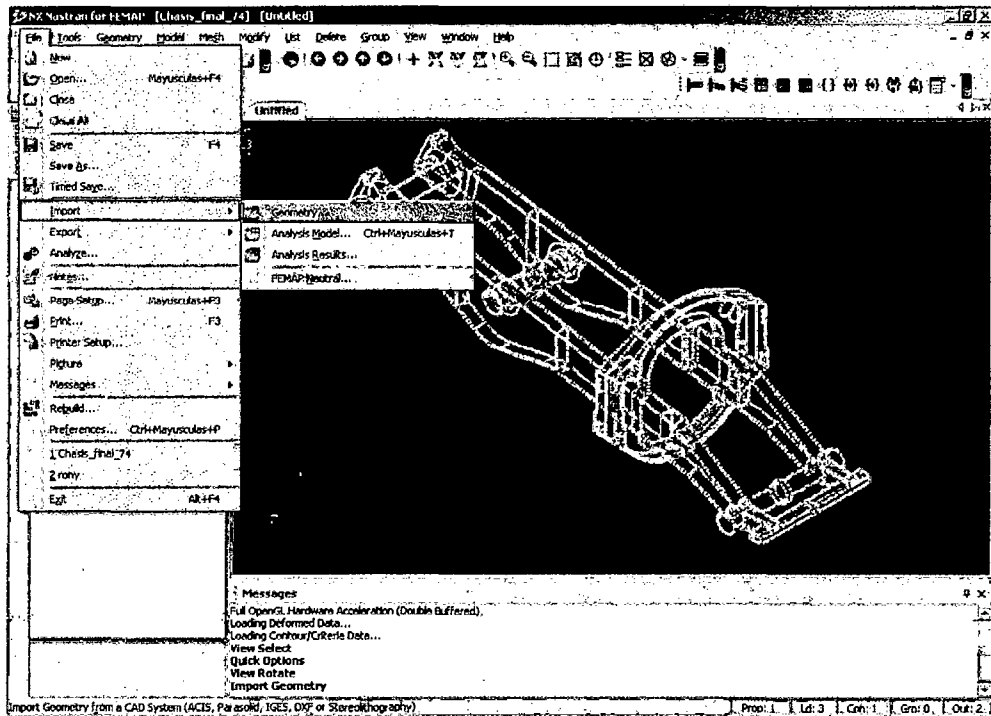


Fig. 4.6 Importar el modelo geométrico

4.7.4 Asignación de propiedades.

Aquí, se definirá las propiedades físicas del material que componen al modelo.

Propiedades del material:

Define Isotropic Material			
ID	2	Title	Plate Steel
Color	55	Palette...	
Layer	1	Type...	
Stiffness		Limit Stress	
Young's Modulus, E	205000	Tension	482.6
Shear Modulus, G	0.	Compression	0.
Poisson's Ratio, nu	0.3	Shear	0.
Thermal		Mass Density	
Expansion Coeff, a	0.	Damping, 2C/Co	0.
Conductivity, k	0.	Reference Temp	0.
Specific Heat, Cp	0.	<input type="button" value="Functions >>"/> <input type="button" value="Nonlinear >>"/> <input type="button" value="Phase Change >>"/> <input type="button" value="ThermoOptical >>"/>	
Heat Generation Factor	0.	<input type="button" value="Load.."/>	<input type="button" value="Save..."/>
		<input type="button" value="Copy..."/>	
		<input type="button" value="OK"/>	<input type="button" value="Cancel"/>

Fig. 4.7 Asignación de propiedades

Define Isotropic Material	
ID	3
Title	Casting Steel
Color	55
Palette...	
Layer	1
Type...	
Stiffness	
Young's Modulus, E	205000
Shear Modulus, G	0
Poisson's Ratio, nu	0.3
Limit Stress	
Tension	620.5
Compression	0
Shear	0
Mass Density	7850e-9
Damping, 2C/Co	0
Reference Temp	0
Thermal	
Expansion Coeff, a	0
Conductivity, k	0
Specific Heat, Cp	0
Heat Generation Factor	0
Functions >>	
Nonlinear >>	
Phase Change >>	
ThermoOptical >>	
Load..	Save..
Copy..	
OK	Cancel

Fig. 4.8 Asignación de propiedades

Se declaró un análisis estático en el cual el material presenta un comportamiento isotrópico. Un valor de 0.3 fue asumido para la constante de Poisson y 205000 Mpa para el módulo de elasticidad del material. El límite de tensión del acero laminado y de fundición es de 482.6 Mpa y 620.5 Mpa respectivamente.

Propiedades de Elementos:

Definido el modelo geométrico y las propiedades del material se implementará el tipo de elemento finito a utilizar. *NX-Nastran* posee una librería de elementos adecuados para cada tipo de estructura.

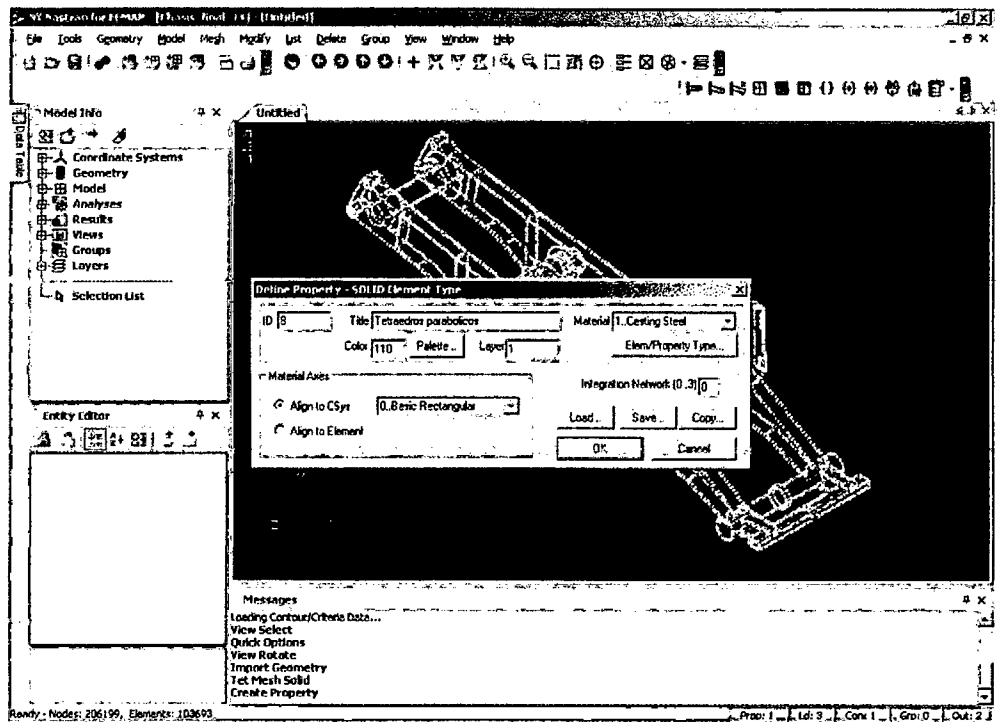


Fig. 4.9 Se utiliza el de tipo *solid* tetraédrico.

Debido a la complejidad de la estructura, los elementos *solid* son de especial interés para nuestro análisis y han sido seleccionados para este fin. Cada elemento *solid* del tipo tetraedro parabólico posee un nodo en sus cuatro vértices y un nodo en sus aristas.

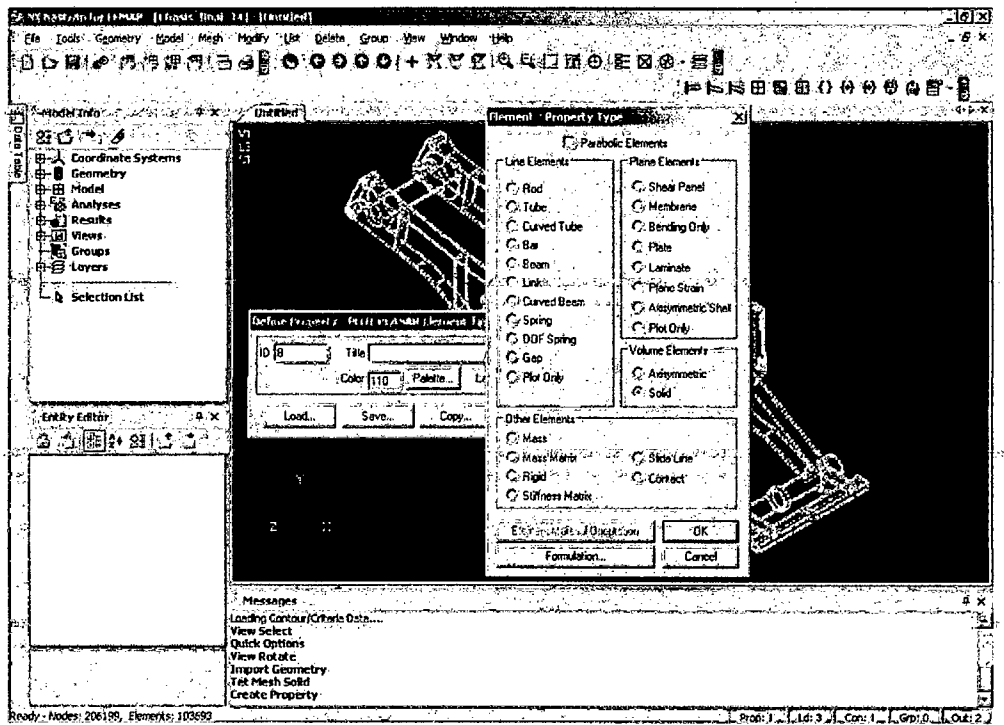


Fig. 4.10 Se utiliza la propiedad de tipo *solid*.

4.7.5 Construcción del mallado.

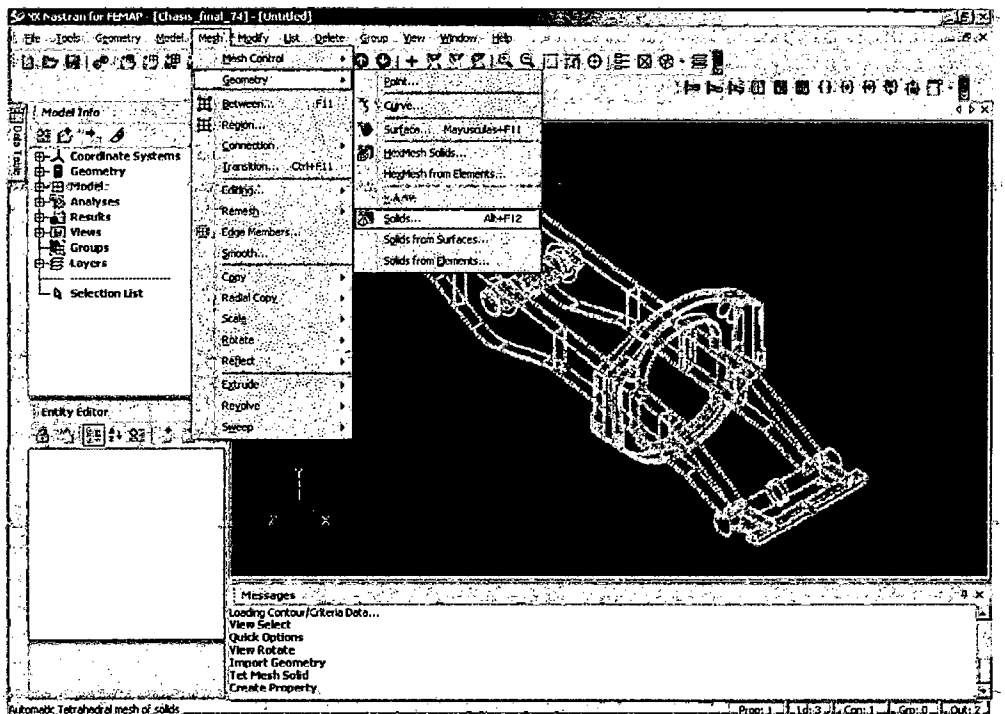


Fig. 4.11 Construcción de mallado

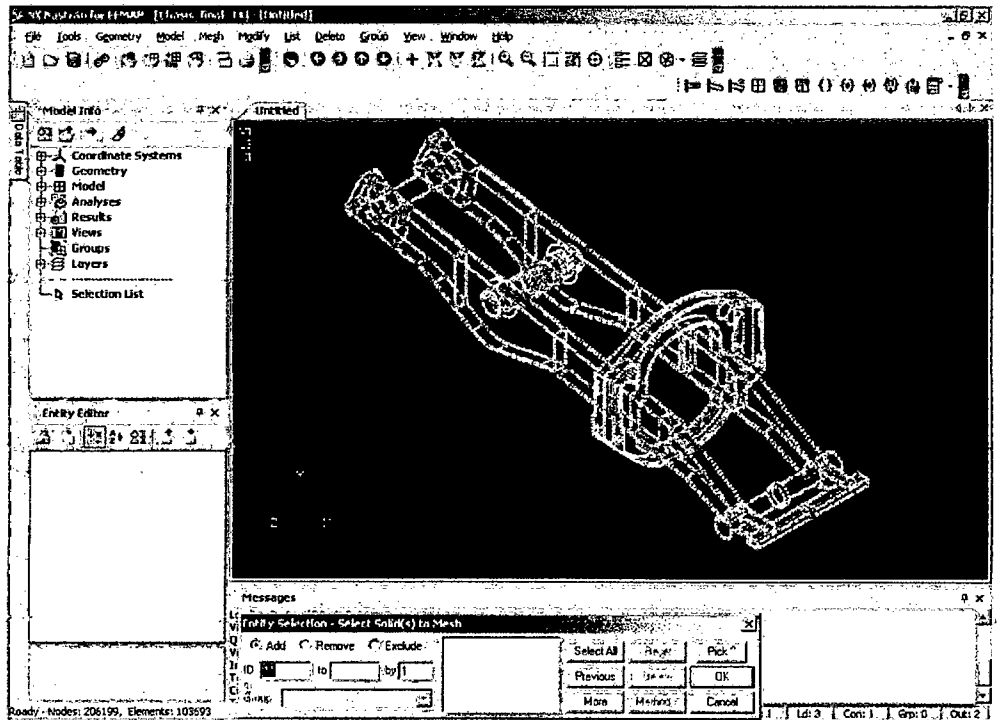


Fig. 4.12 Secciones del sólido

Seleccionamos los sólidos divididos para una malla más apropiada.

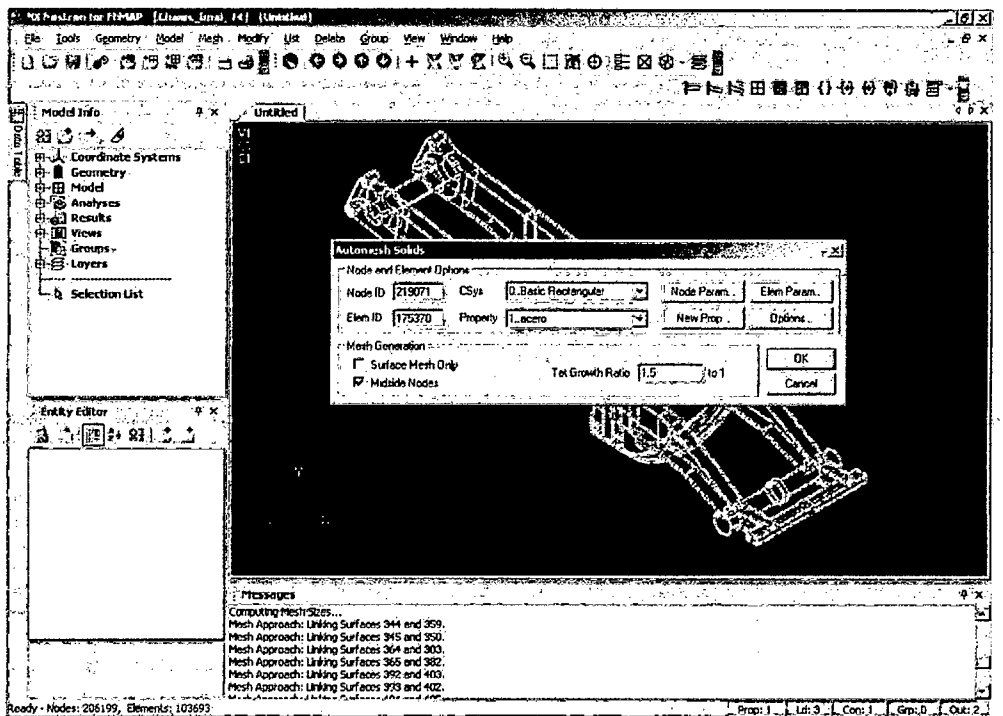


Fig. 4.13 Secciones enmalladas

Enmallamos nuestra estructura con un total de 206199 nodos y 103693 elementos del tipo tetraedro parabólico de ocho nodos.

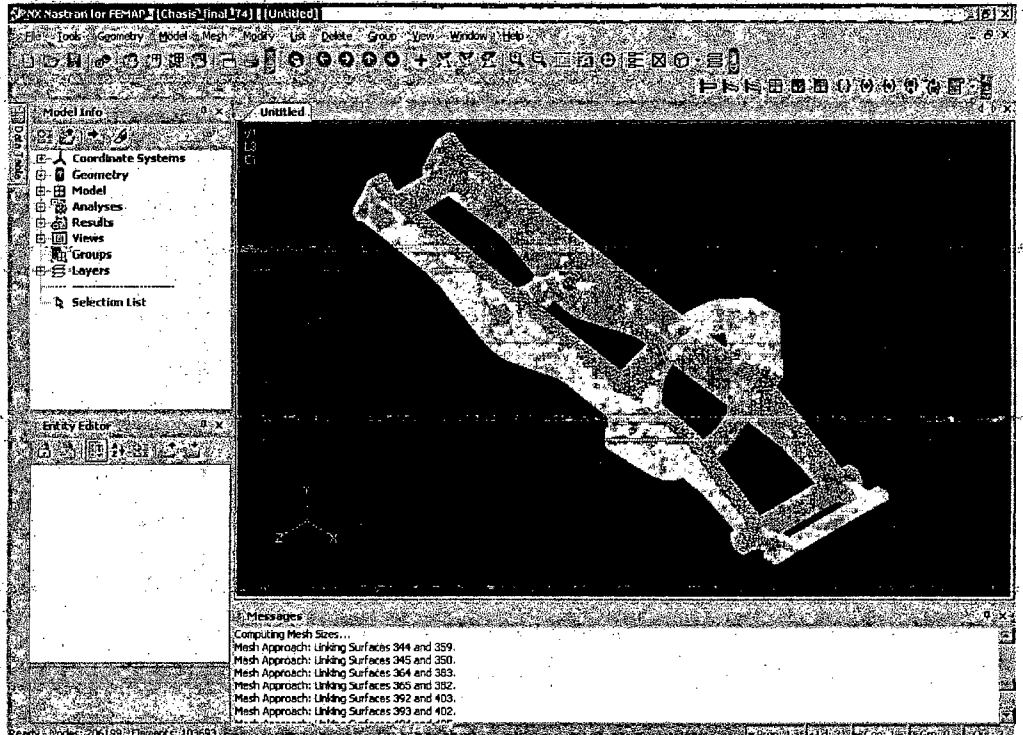


Fig. 4.14 Resultado de enmallado

4.7.6 Condiciones de frontera.

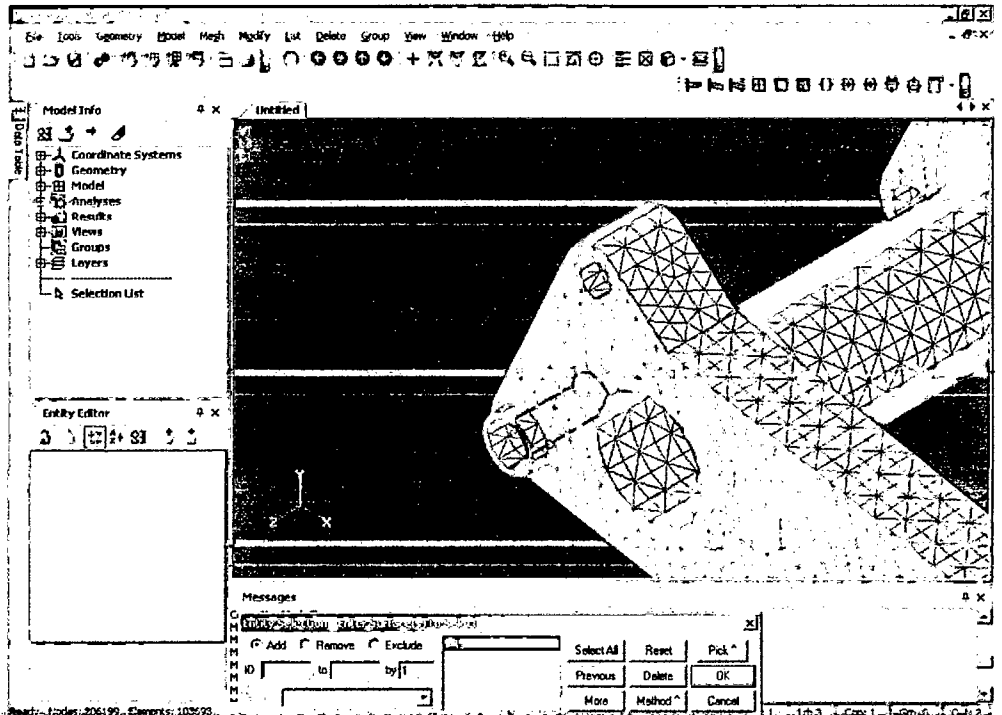


Fig. 4.15 Apoyo posterior

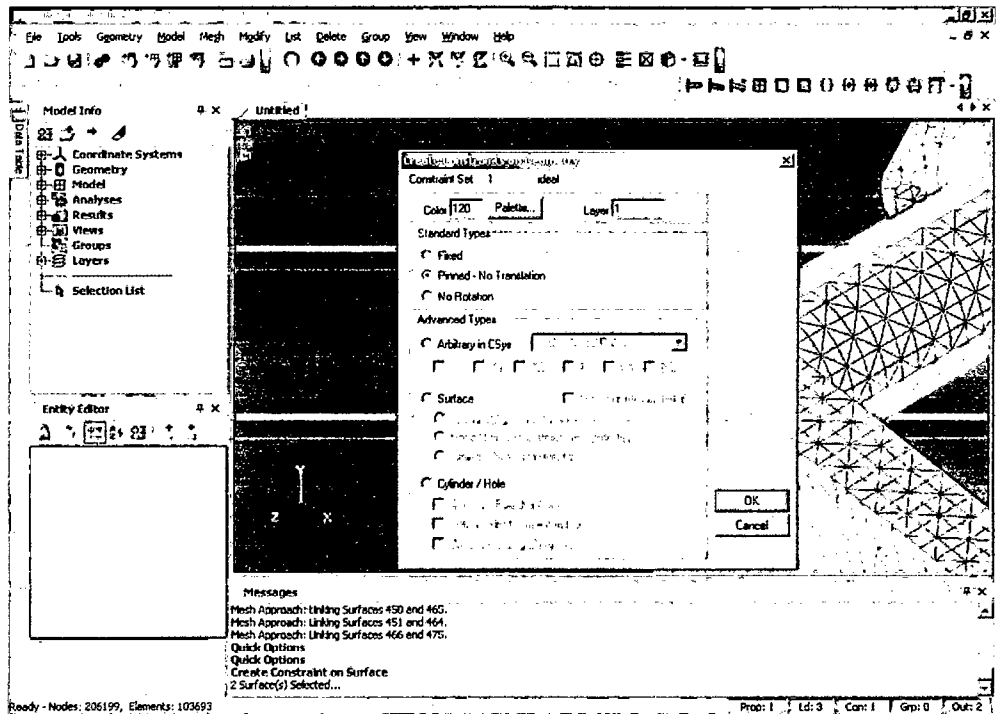


Fig. 4.16 Resultado del apoyo posterior

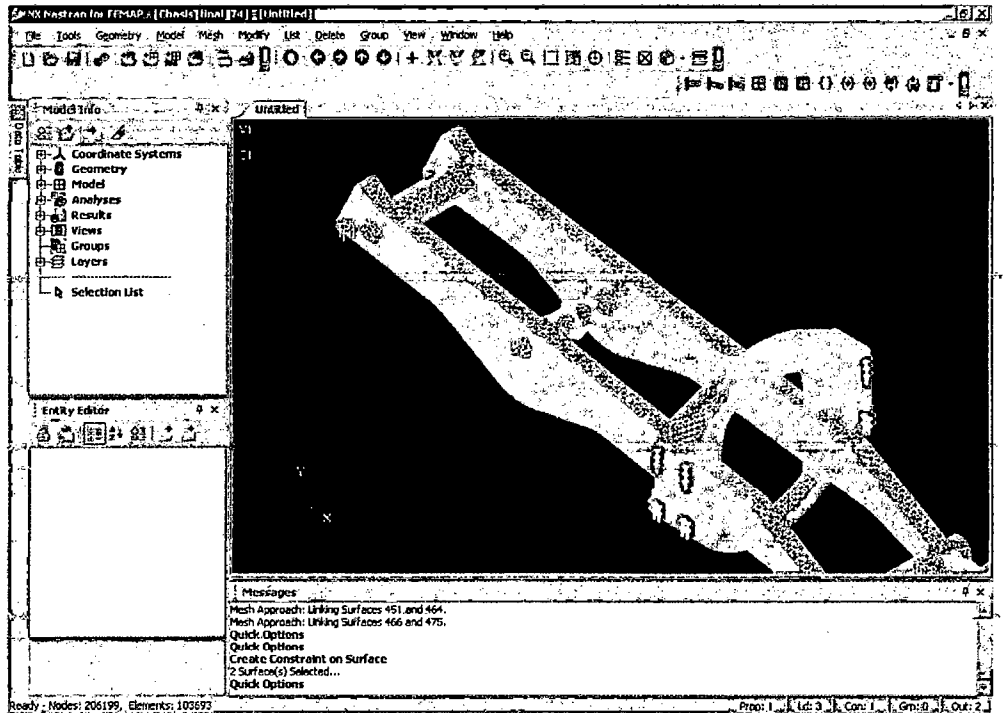


Fig. 4.17 Solido con todos los apoyos

Se coloca las cargas a la que está sometido el chasis:

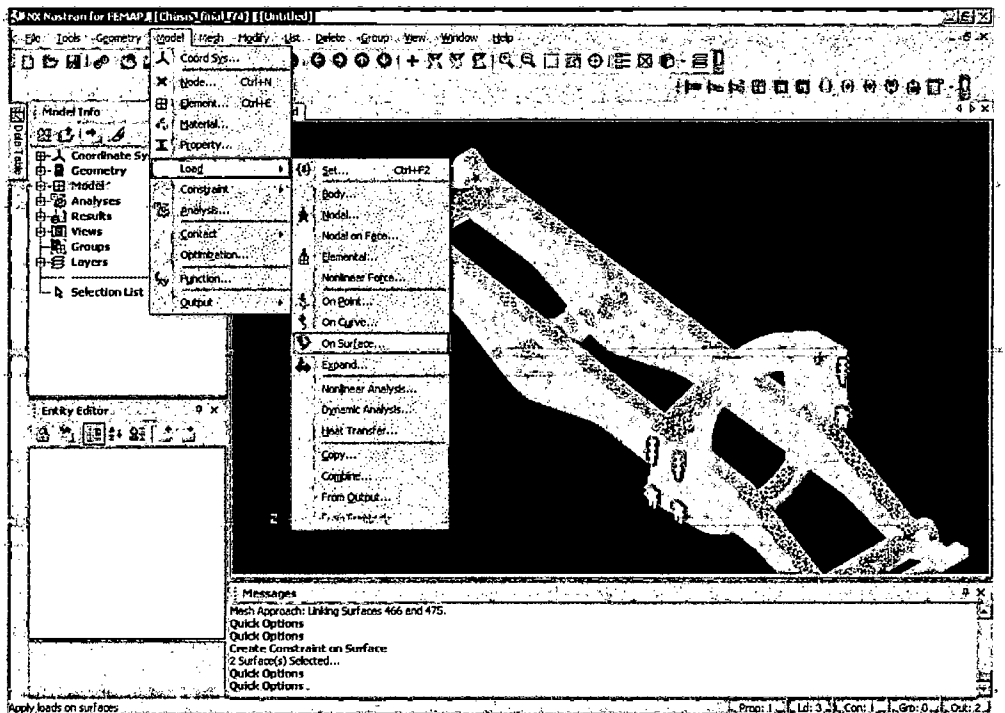


Fig. 4.18 Aplicación de las cargas

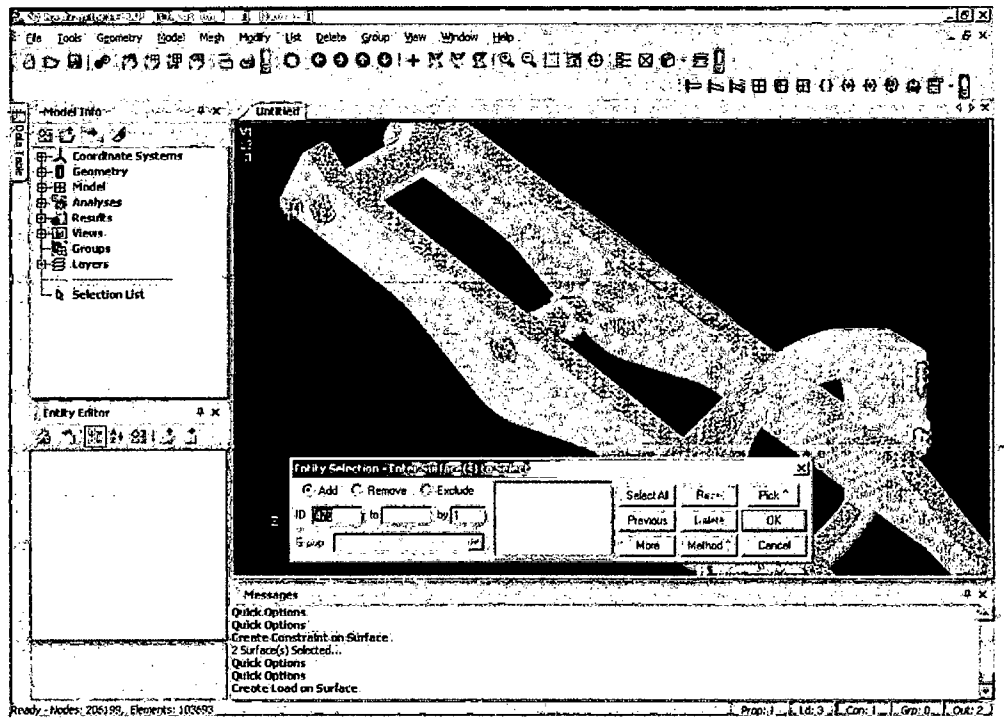


Fig. 4.19 Carga de la tolva en el bastidor

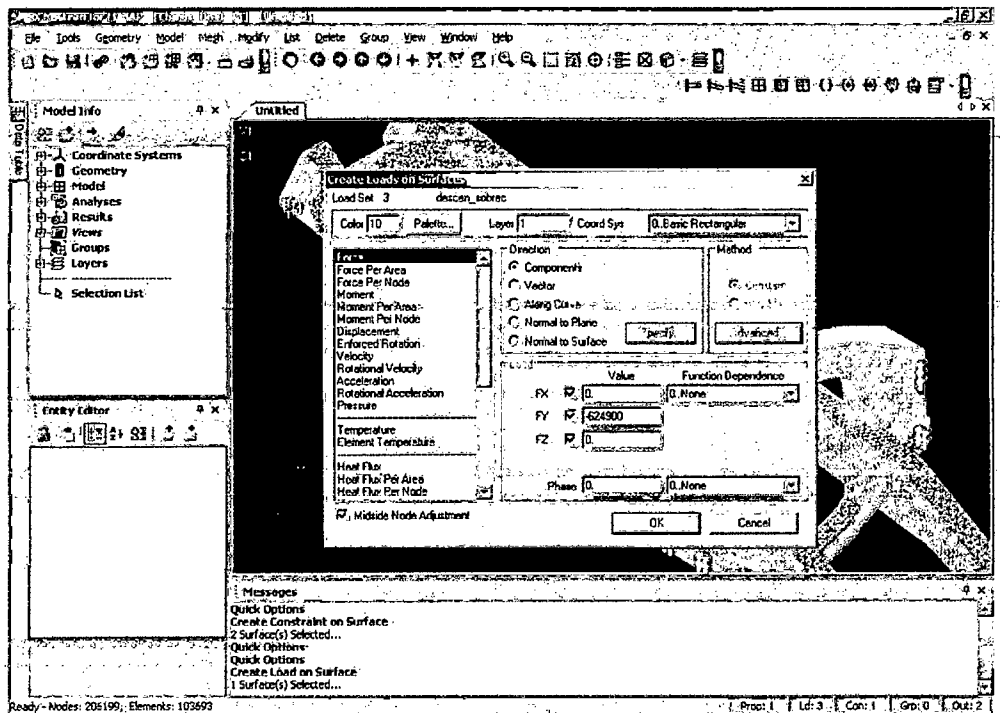


Fig. 4.20 Aplicación de la carga

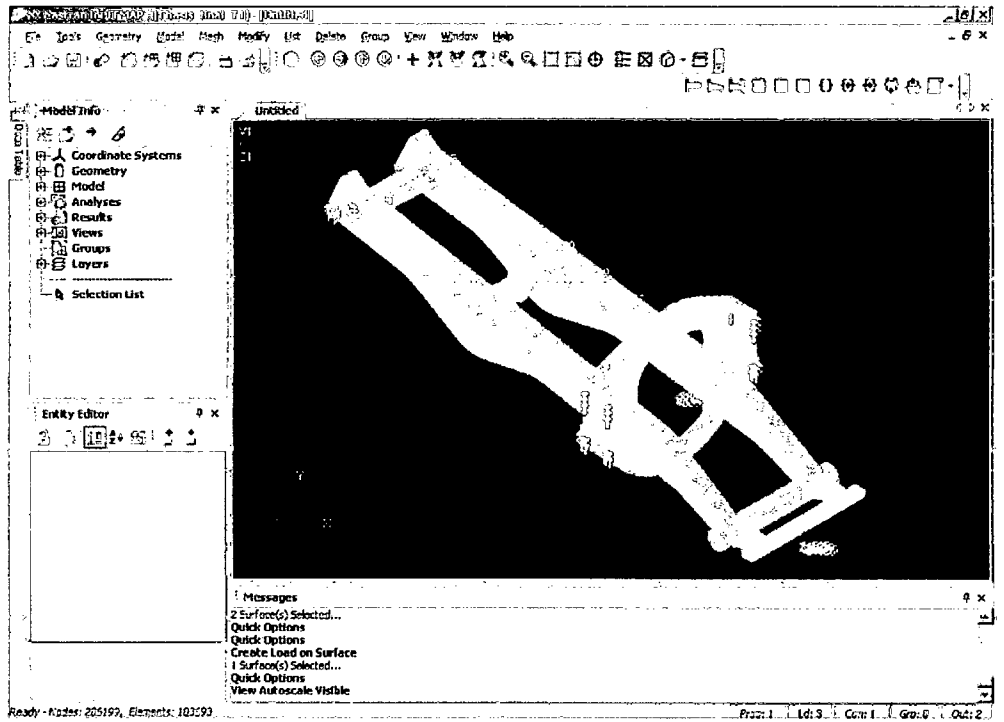


Fig. 4.21 Solido con las condiciones de frontera

Revisamos la existencia de nodos coincidentes

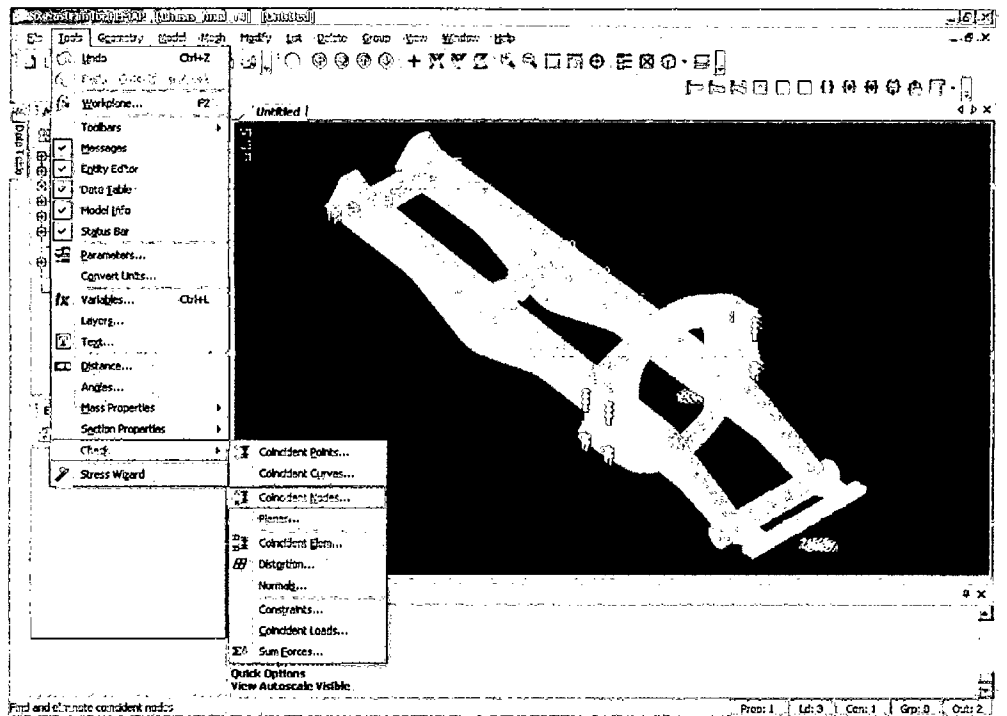


Fig. 4.22 Nodos coincidentes

4.7.7 Resolución del modelo.

Nuestro modelo está listo para ser analizado. Escogemos el solucionador STRUCTURAL para nuestro estudio Model-analysis.

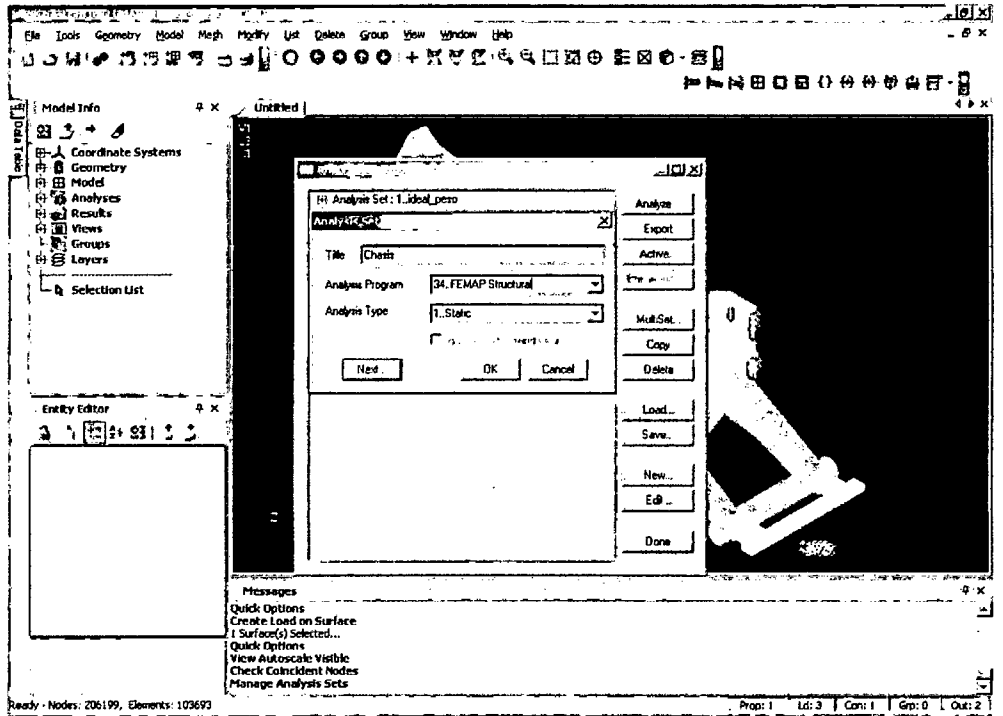


Fig. 4.23 Analizar el modelo

4.7.8 Visualización de resultados.



Fig. 4.24 Resultado del análisis de modelo

Puntos críticos en las partes de plancha de acero y acero fundido.

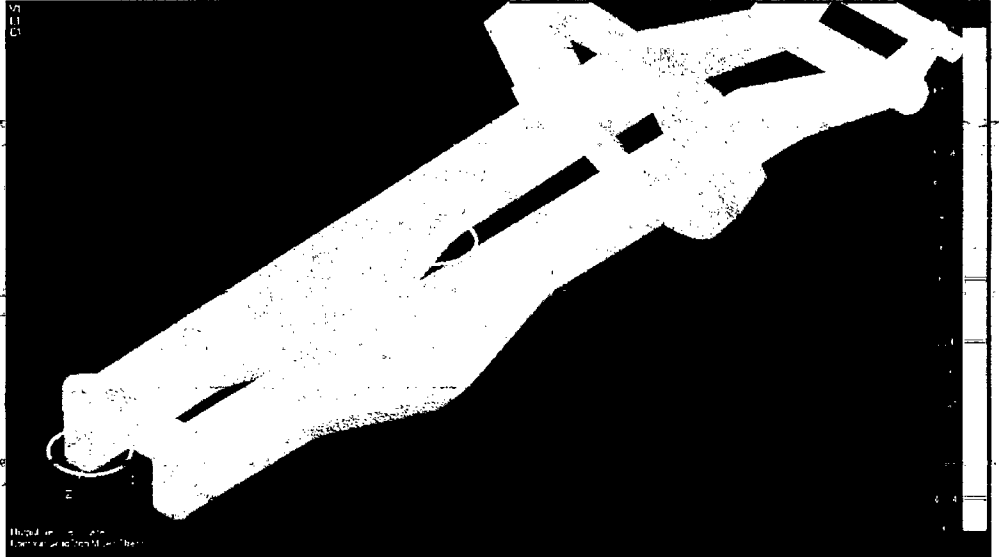


Fig. 4.25 Puntos Críticos

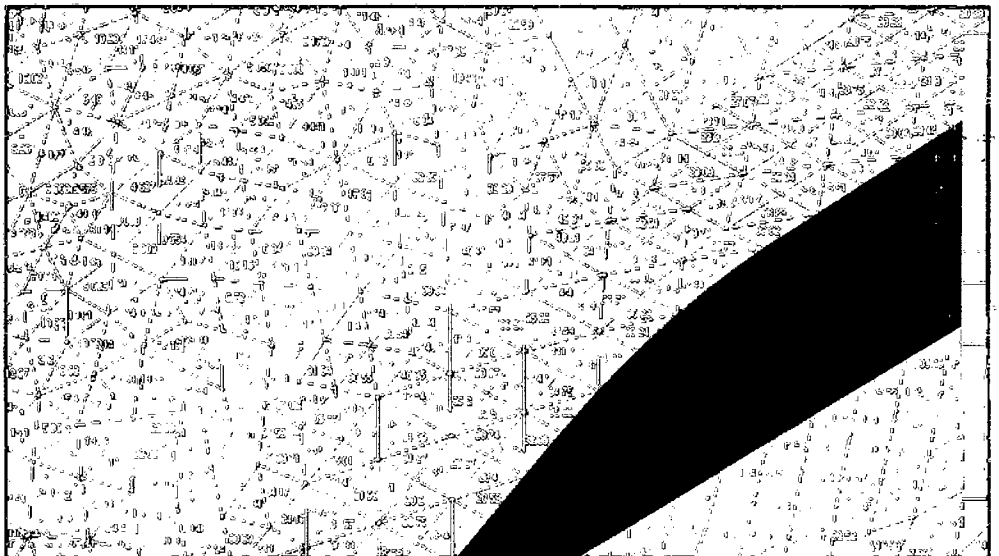


Fig. 4.26 Punto crítico en el bastidor

En el caso de plancha en punto de mayor esfuerzo es donde cambia la sección del bastidor con un valor de 45.66 Mpa.

4.7.9 Análisis de Sensibilidad.

El análisis de sensibilidad en cada uno de los casos se mostrara en los dos puntos sometidos a mayor esfuerzo.

Caso 1: Caso ideal donde la carga a transportar es de 190 Ton y su estibación es adecuada, sin variación del centro de gravedad.

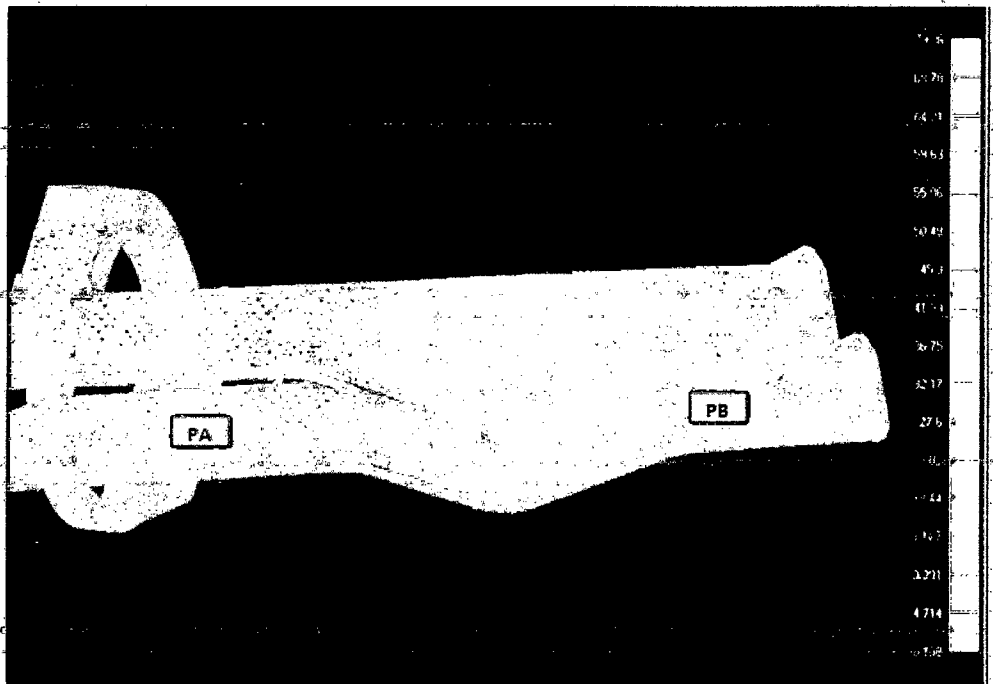
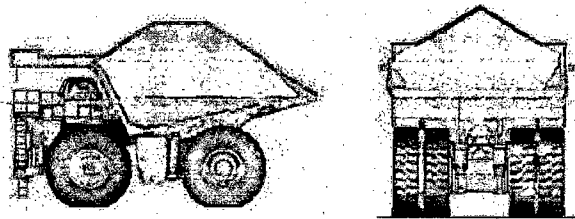


Fig. 4.27 Puntos críticos caso 1

El valor del esfuerzo en PA es 45.6 Mpa y en PB 64.0 Mpa.

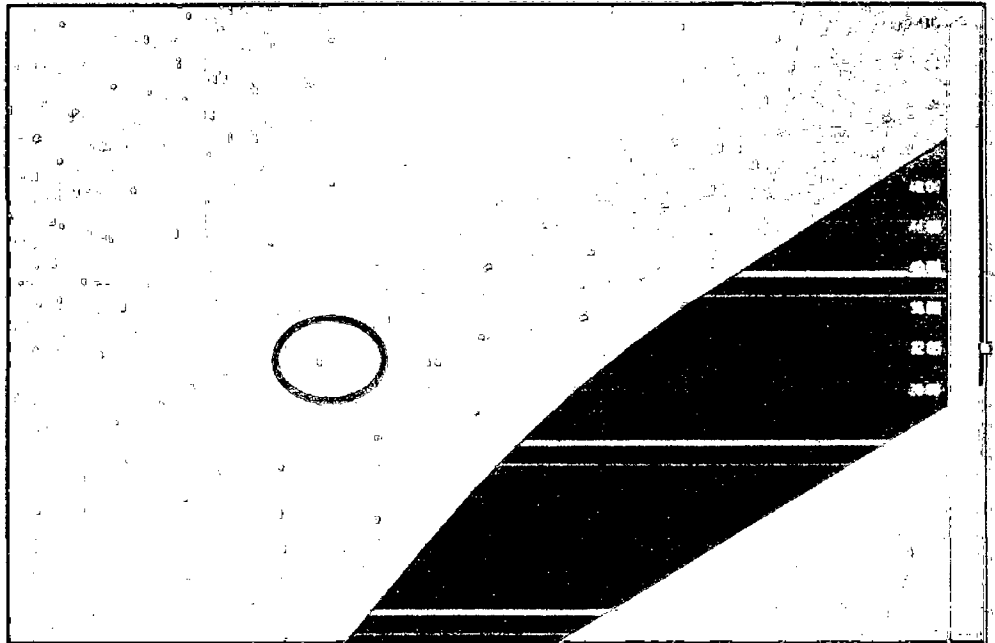


Fig. 4.28 Punto crítico en plancha de acero caso 1

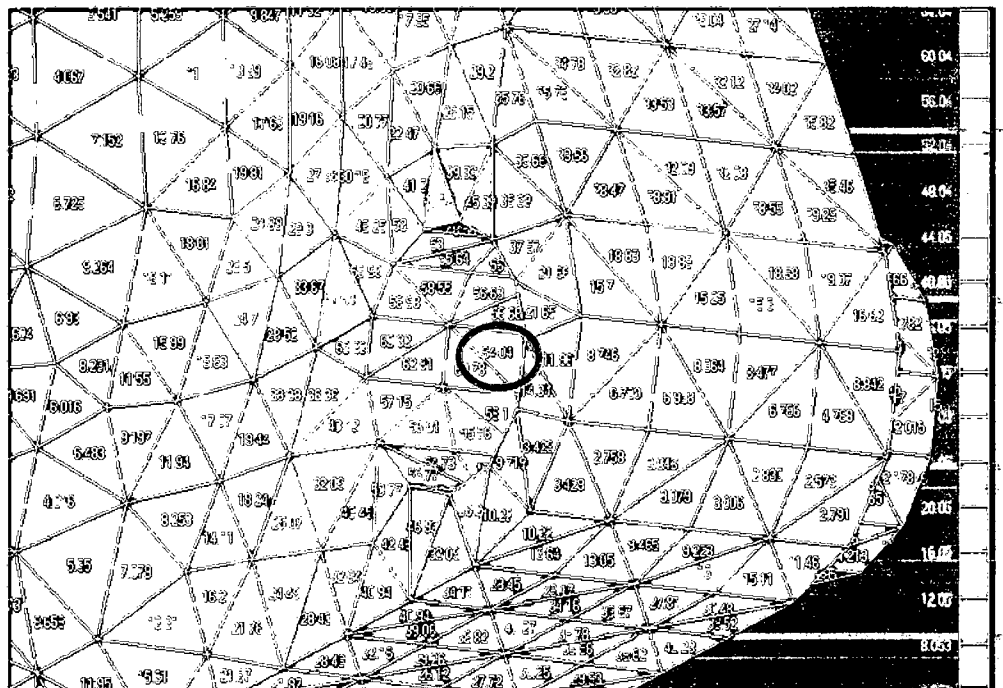


Fig. 4.29 Punto crítico en hierro fundido caso 1

Caso 2: Se considera el transporte de 190 Ton de material estibada en un 60% hacia un lado de la tolva en forma transversal.

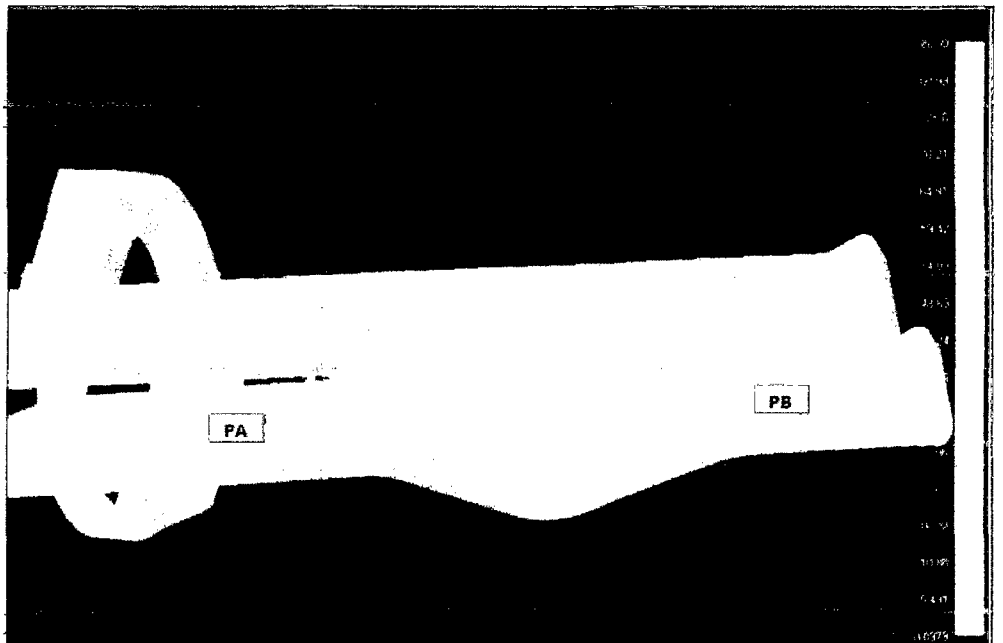
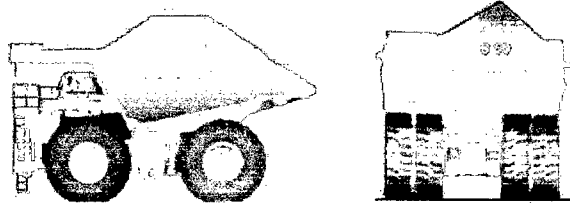


Fig. 4.30 Puntos críticos caso 2

El valor del esfuerzo en PA es 56.2 Mpa y en PB 76.9 Mpa.

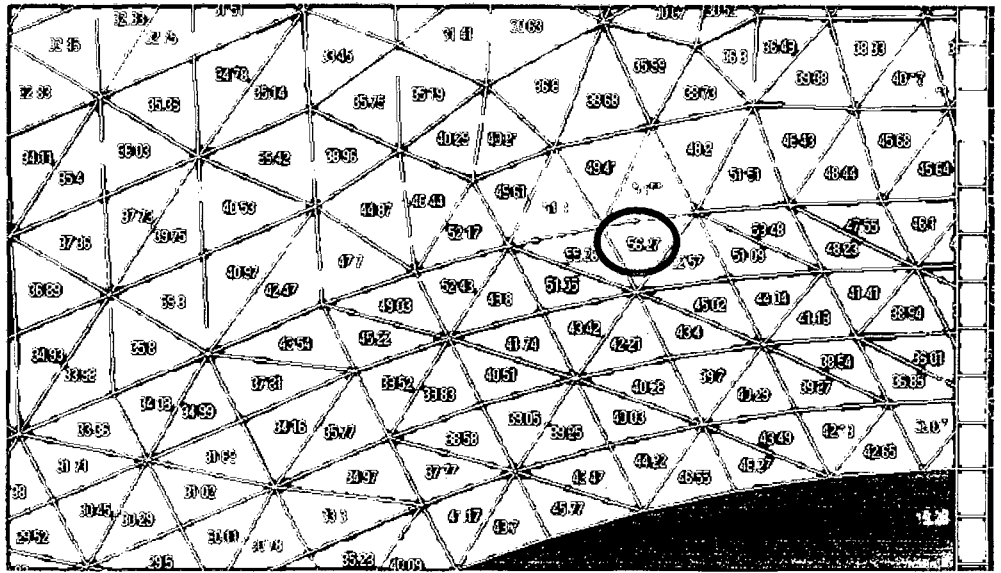


Fig. 4.31 Punto crítico en plancha de acero caso 2

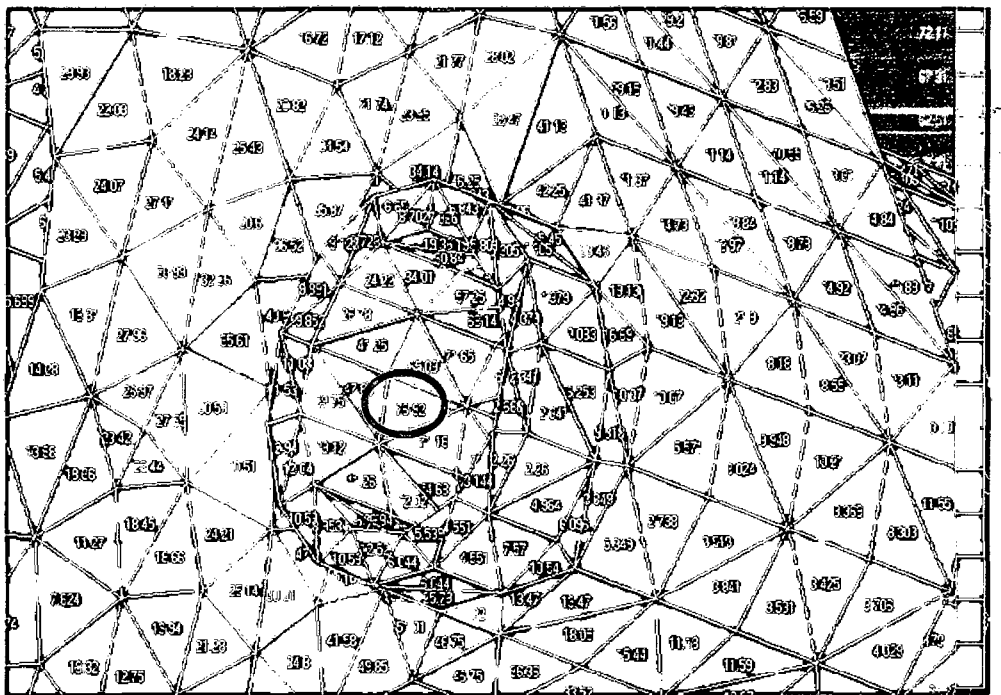


Fig. 4.32 Punto crítico en fierro fundido caso 2

Caso 3: Se considera el la aplicación del caso 2 pero con un transporte de 211.5 Ton.de material. (uno de los mayores valores alcanzados)..

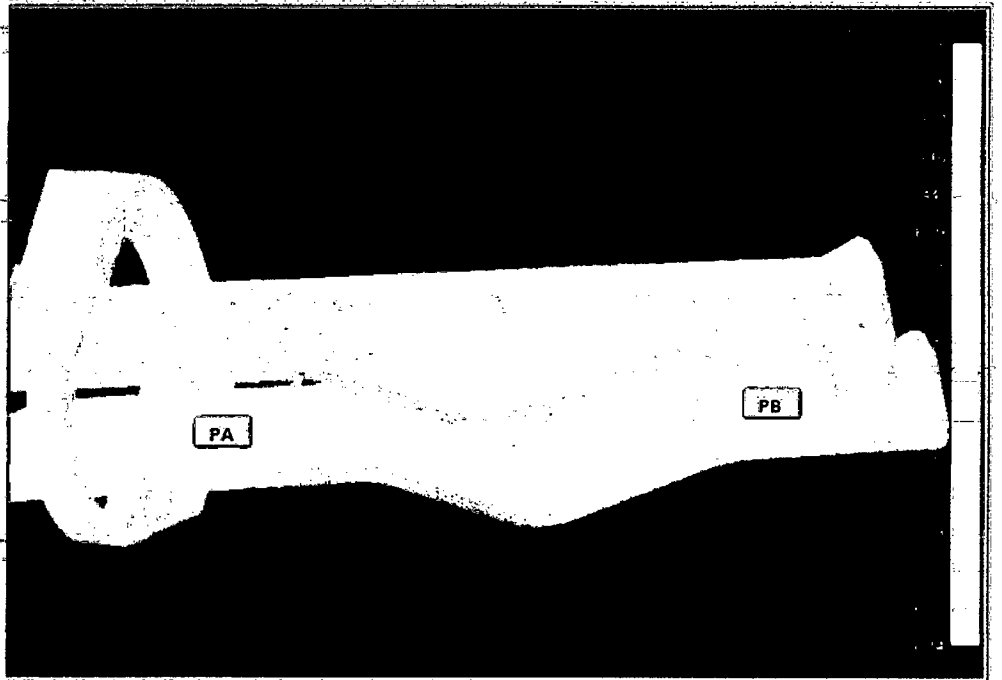
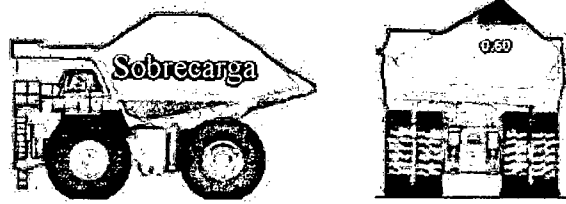


Fig. 4.33 Puntos críticos caso 3

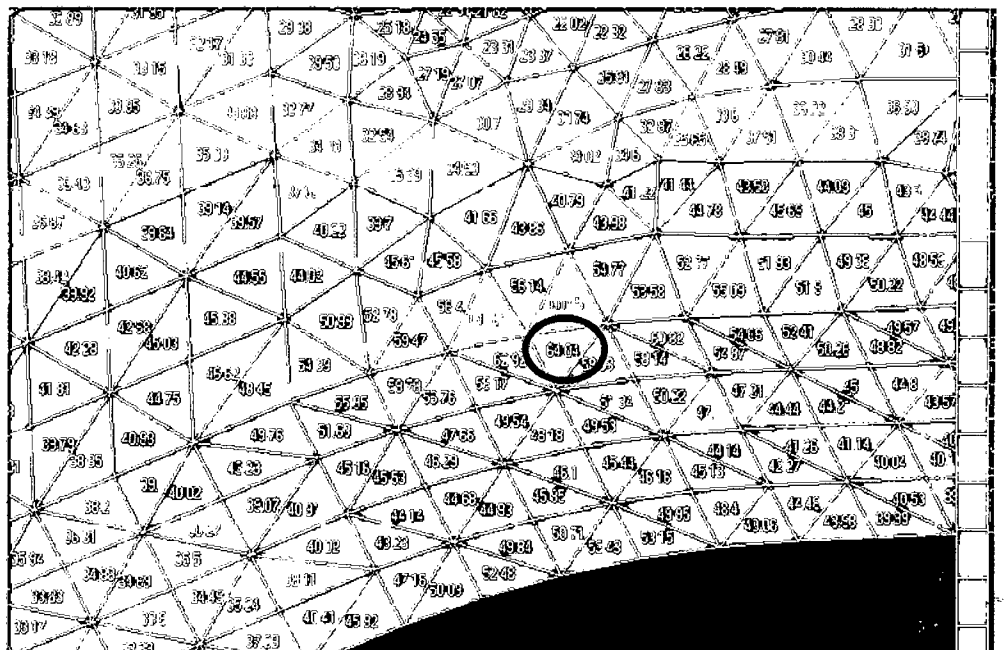


Fig. 4.34 Punto crítico en plancha de acero caso 3

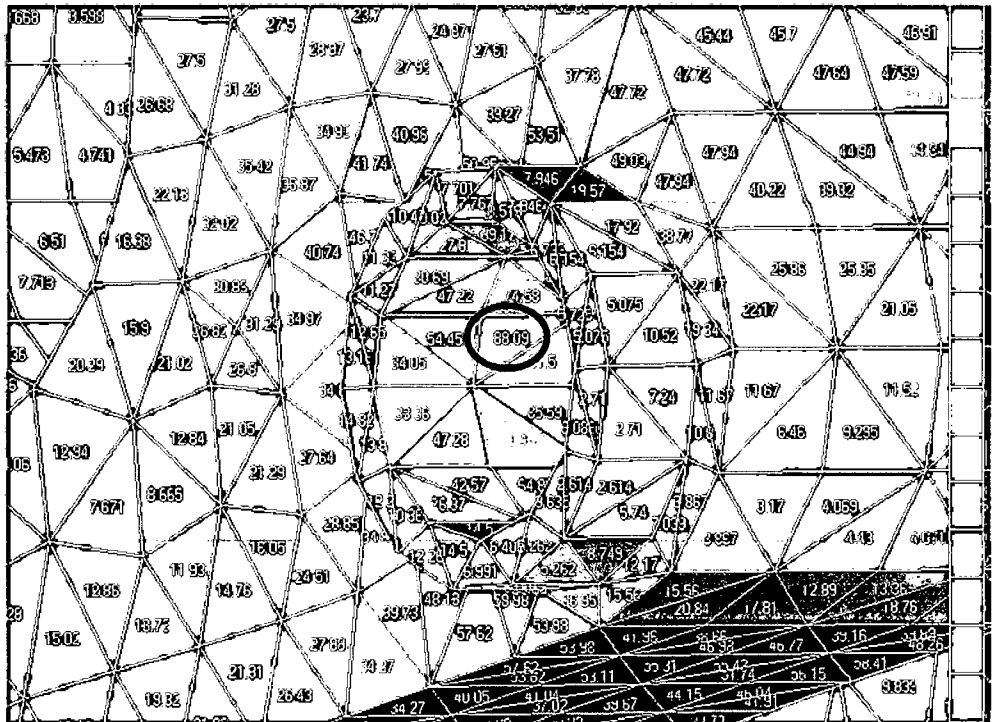


Fig. 4.35 Punto crítico en hierro fundido caso 3.

El valor del esfuerzo en PA es 64.0 Mpa y en PB 88.0 Mpa.

Como se puede ver en los tres casos los valores de esfuerzos se encuentran en el bastidor y en la parte fundida donde se apoya el cilindro de suspensión posterior, en este último se demuestra por que el fabricante considera hierro fundido ya que es una zona de alto esfuerzo.

CAPÍTULO V

PUNTOS DE MEJORA

5.1 REFORZAMIENTO DE PUNTOS CRÍTICOS EN EL CHASIS.

Como se vio en el punto anterior se tiene que diseñar un refuerzo adecuado tal que extienda la vida útil del chasis.

Después de algunas pruebas se selecciona la plancha para reforzar, plancha de 12 mm en las horizontales y 9 mm en las verticales y se demostrara la efectividad.

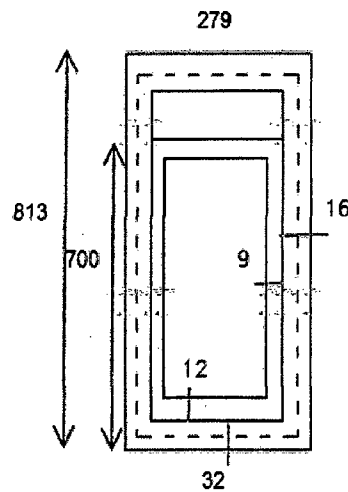


Fig. 5.1 Sección reforzada

Se sigue todos los pasos anteriores del cálculo, a diferencia que en este caso varía el momento de inercia.

Como se sabe el momento flector es:

$$M_{\max} = 40224.42 \text{ Ton-mm.}$$

$$\sigma_{\text{flec}} = \frac{(M_{\max} * d_1)}{I_A}$$

El momento de inercia de la sección modificada

$$I_A = 5.17 * 10^9 \text{ mm}^4$$

$$d_1 = 406.5 \text{ mm.}$$

$$\sigma_{\text{flec}} = 3.16 * 10^{-3} \text{ Ton/mm}^2$$

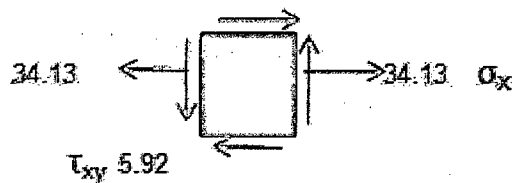
$$\sigma_{\text{flec}} = 31.03 \text{ Mpa}$$

Considerando la concentración de esfuerzo $K_{\text{con}} = 1.1$

$$\sigma_{\text{flec}} = 34.13 \text{ Mpa}$$

$$\tau_A = 5.92 \text{ Mpa.}$$

Con estos valores se grafica el estado de esfuerzo en el plano:



Los esfuerzos principales:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = 35.13 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = -1.0 \text{ Mpa}$$

Con los esfuerzos principales se calcula la tensión de Von Mises:

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

$$\sigma_{VM} = 35.64 \text{ Mpa}$$

Haciendo el análisis por fatiga:

$$S' = S * \sqrt{\frac{W}{W_b} \left(\frac{3W}{3W + W_b} \right)}$$

Donde:

S': esfuerzo de impacto

S: esfuerzo estático (σ_{VM})

W: peso de la masa que golpea.

Wb: peso de la masa que soporta el impacto

Reemplazando valores

$$S' = 107.3 \text{ Mpa}$$

Para cargas dinámicas se tiene se considera un factor de 1.2,

$$S_f = S' * 1.2$$

Por tanto esfuerzo final o esfuerzo al que estará sometido a fatiga será:

$$S_f = 128.8 \text{ Mpa}$$

Con este nuevo valor del esfuerzo del chasis reforzado se pasara a calcular el valor aproximado de la vida promedio del chasis. Se aplicara la formula de Wohler para calcular los ciclos del componente en mención.

$$\left(\frac{10^6}{n_f}\right)^{Kw} = \frac{S_f}{S_e}$$

$$Kw = 0.1448 * \ln\left(\frac{S_u}{S_e}\right) - 0.01525$$

Sabemos:

$$S_u = 483.0 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 129.4 \text{ Mpa}$$

El valor del nuevo S_f es:

$$S_f = 128.8 \text{ Mpa}$$

En

$$Kw = 0.1448 * \ln\left(\frac{S_u}{S_e}\right) - 0.01525$$

$$Kw = 0.1754$$

En

$$\left(\frac{10^6}{n_f}\right)^{Kw} = \frac{S_f}{S_e}$$

$$n_f = 1025926.35 \text{ ciclos}$$

$$\text{Hrs}_{operación} = \frac{1025926.35}{3.3}$$

$$\text{Hrs}_{operación} = 307777 \text{ hrs}$$

Estas horas calculadas es la duración del chasis como si se reforzara desde que el equipo esta nuevo. Como no se puede realizar este reforzamiento con el equipo nuevo por términos de garantía del fabricante (anexo 3), se procederá a realizar el trabajo a las 50000 hrs del equipo y se realizara el cálculo de duración.

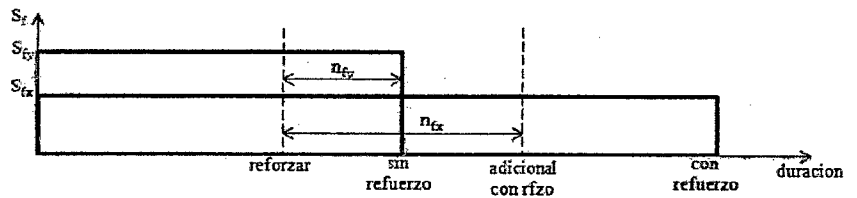


Fig. 5.2 Vida media con refuerzo y sin refuerzo

Se sabe:

$$\left(\frac{10^6}{n_f}\right)^{Kw} = \frac{S_f}{S_e}$$

Donde S_e es constante

$$\frac{S_{fy}}{\left(\frac{10^6}{n_{fy}}\right)^{Kw}} = \frac{S_{fx}}{\left(\frac{10^6}{n_{fx}}\right)^{Kw}}$$

$$n_{fx} = n_{fy} \left(\frac{S_{fy}}{S_{fx}}\right)^{1/Kw}$$

Tabla 5.1

reforzar cuando el equipo tenga	50000.0
esfuerzo sin reforzamiento (S_{fy})	47.3
esfuerzo con reforzamiento (S_{fx})	35.6
hrs antes de la falla (n_{fy})	11115.3
hrs que aumenta por reforzamiento	55977.0
hrs total con reforzamiento	105977.0
Duración en años	15.8

Por lo tanto como se puede ver se alcanza una duración de 6.6 años mas aproximadamente con el refuerzo acondicionado.

5.2 ESTUDIO DE CARRETERAS. LUGARES DONDE EL CHASIS ES SOMETIDO A MÁXIMOS ESFUERZOS

Una de las condiciones para la extensión de vida del chasis del camión minero es el estado y forma de las carreteras de camiones (haulroad).

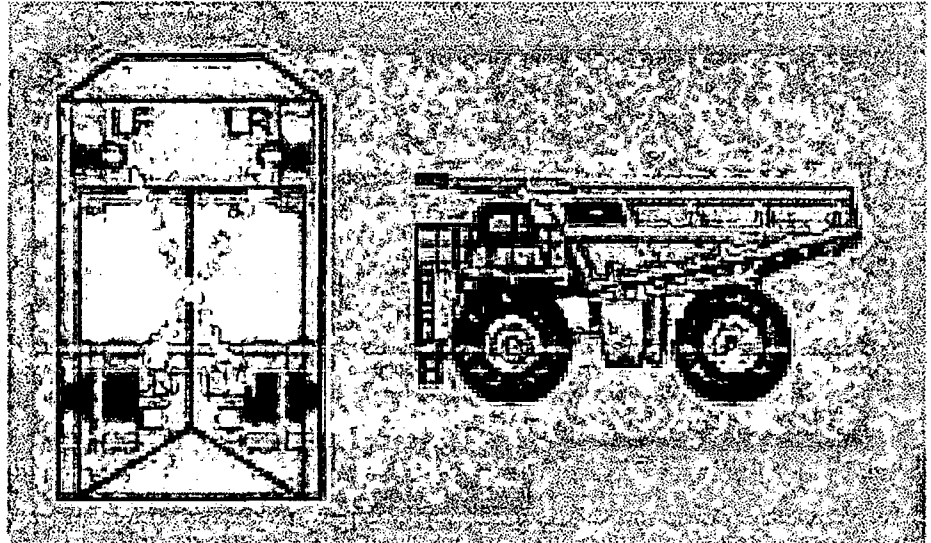
El estado de la carretera refiere a rocas en estos, debido a las caídas de desmonte, las cuales tienen aristas cortantes. La carretera es cuidadosamente mantenida ya que estos afectan directamente a los neumáticos con cortes profundos y que puede conllevar a su pérdida total, sobre todo que actualmente se está viviendo escases mundial de caucho.

Para el caso de la forma de la carretera refiere a la geometría, como curvas cerradas, pendientes, badenes, etc.

Para el caso de KOMATSU no tiene un sistema para determinar cómo afecta al chasis la forma de la carretera. En el caso de CATERPILLAR tiene el Estudio del Machine Pitch, Machine Rack y el Machine Bias.

Se procederá a adaptar este estudio en nuestro equipo Komatsu en estudio.

Primero se realiza una breve descripción del método CAT, seguidamente se presentará la data monitoreada y los valores encontrados para una trayectoria del haulroad (la más transitada). Esta información será presentada a operaciones para las correcciones correspondientes del haulroad.



$$\text{RACK} = (\text{LF} + \text{RR}) - (\text{RF} + \text{LR})$$

eg. $(1000 + 2100) - (400 + 300) = 2400$ PSI RACK

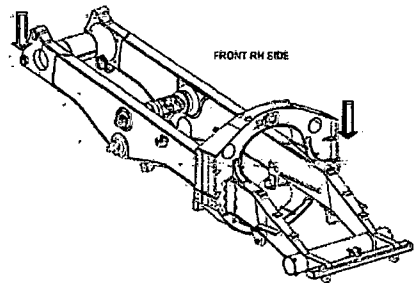
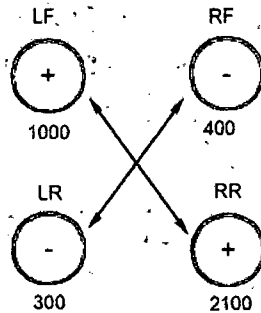


Fig. 5.3 Figura del cálculo del Rack

$$\text{PITCH} = (\text{LF} + \text{RF}) - (\text{LR} + \text{RR})$$

$$\text{eg: } (1400 + 1400) - (500 + 500) = 1800 \text{ PSI Pitch}$$

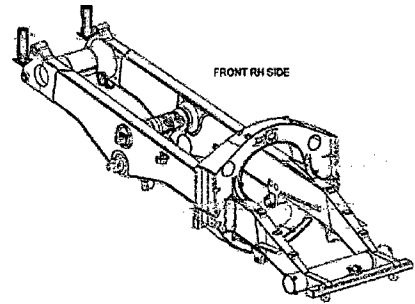
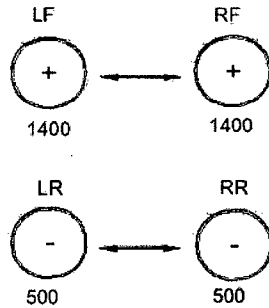


Fig. 5.4 Figura del cálculo del Pitch.

$$\text{Bias} = (\text{LF} + \text{LR}) - (\text{RF} + \text{RR})$$

$$\text{eg: } (1600 + 1400) - (400 + 300) = 2300 \text{ PSI Bias}$$

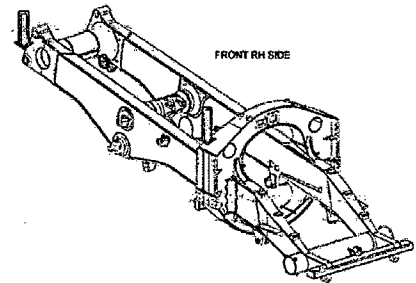
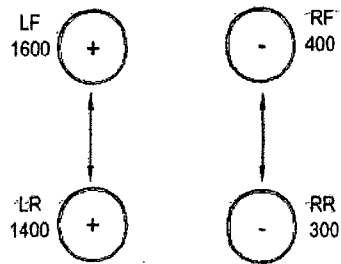


Fig. 5.5 Figura del cálculo del Rack

El M. Rack se calcula en función a las presiones de las cuatro suspensiones, es un valor que indica a qué tipo de fuerzas está sometido el chasis, como indica la formula se calcula diferenciando la suma de la presión delantera izquierda y la posterior derecha con la presión delantera derecha y la posterior izquierda.

Como se puede ver en la figura del chasis este es sometido a flexión y torsión al mismo tiempo.

Los datos se descargan del camión con los programas **Statex y/o Minecare**,
~~ambos programas de monitoreo. Statex es para monitoreo en campo y el~~
minecare para monitoreo del cuarto de control.

Los datos a trabajar son las presiones en cada una de las cuatro suspensiones,
a estos datos se aplican las fórmulas del Rack, Pitch y Bias.

Los resultados se grafican contra la distancia recorrida.

Para nuestro caso realizaremos el análisis de severidad de caminos para:

Muestra: camiones 730E 01 y 05.

Total de muestra: 10 viajes en total, 5 para cada camión.

Rutas: Orebin - Hacia Celda F2-4140-010 (730E N°05)

Orebin - Hacia Celda F2-4140-011 (730E N°01)

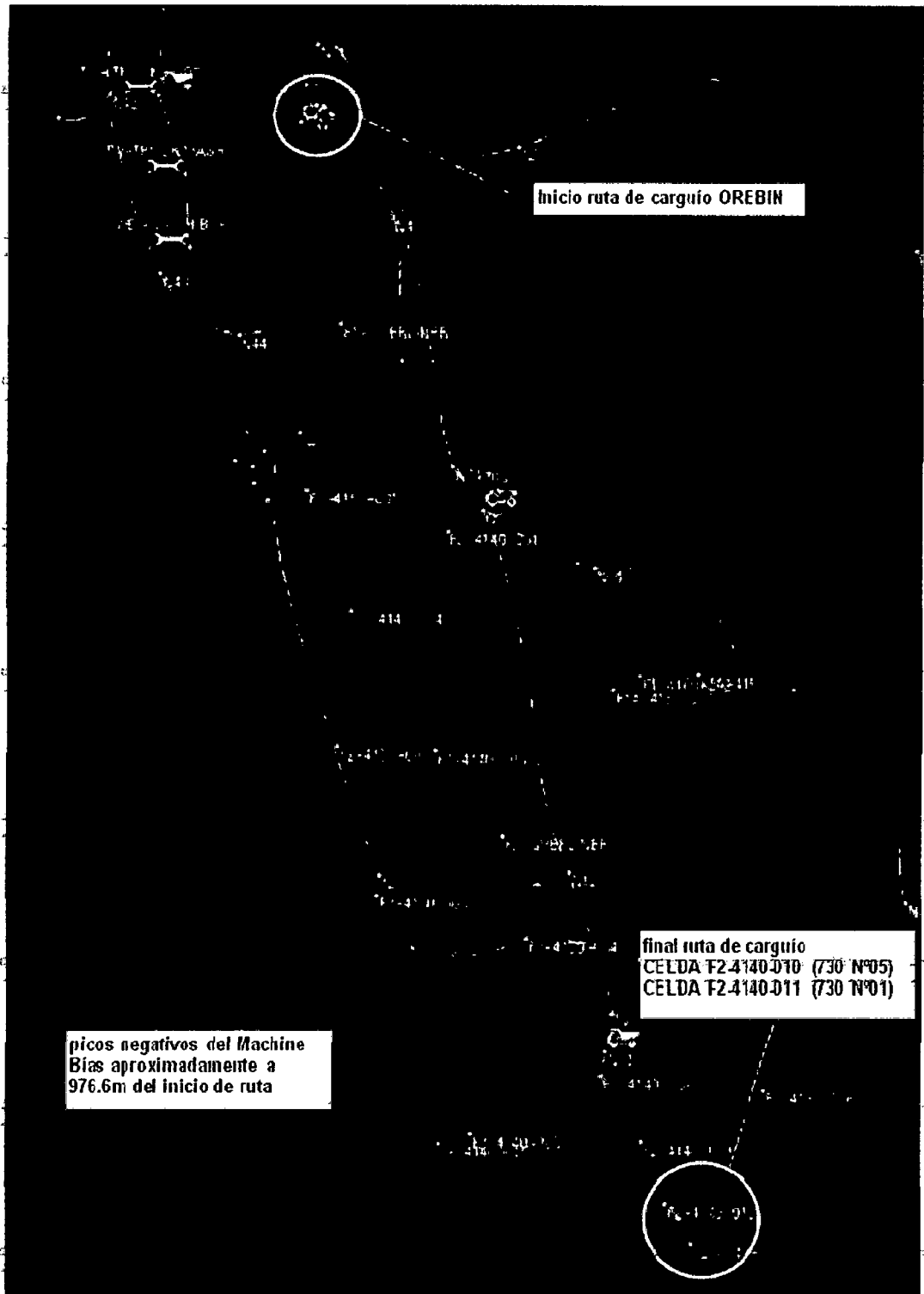


Fig. 5.6 Ruta de recorrido estudiada

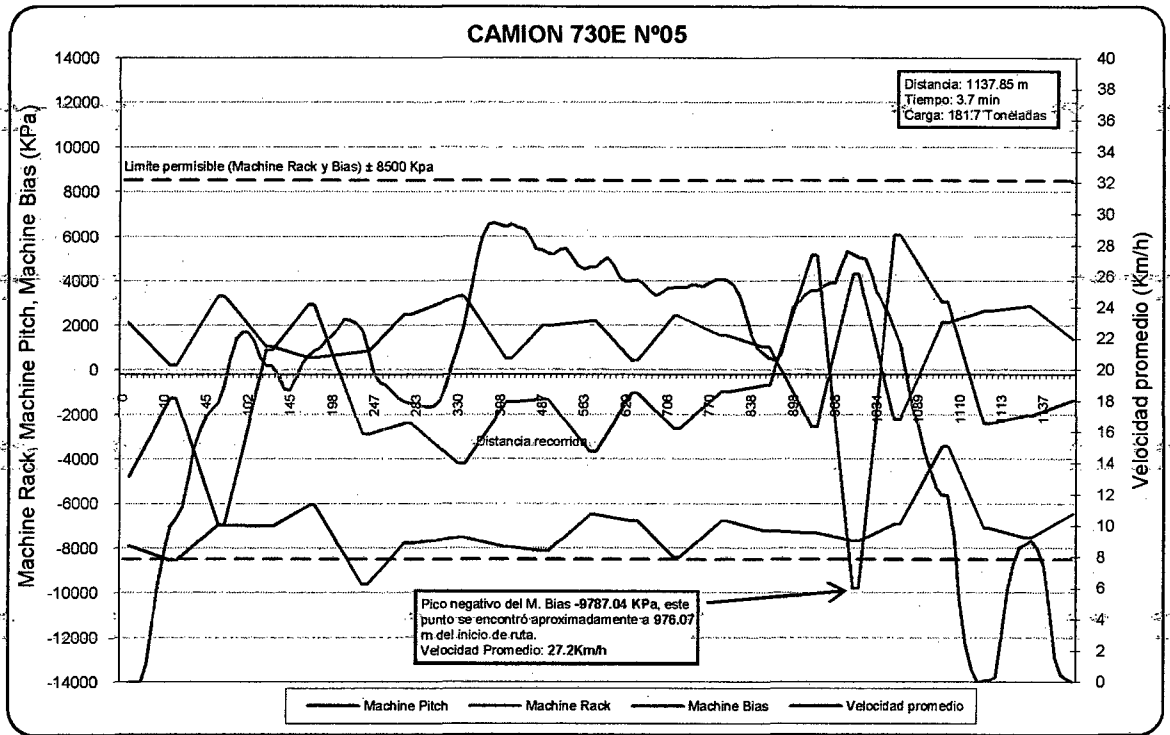


Fig. 5.7 Estudio de carreteras para el camión 730E N°05

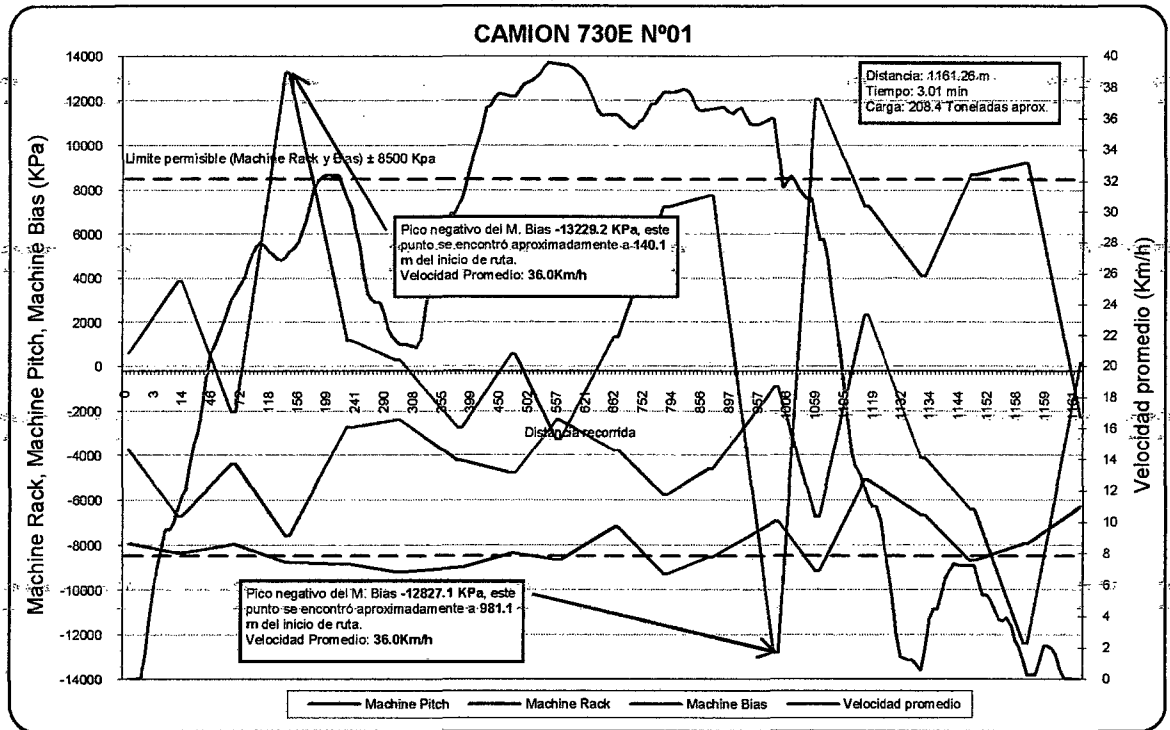


Fig. 5.8 Estudio de carreteras para el camión 730E N° 01

Se tomaron 10 muestras de viajes en total, 5 para cada camión.

El camión N°05 en la ruta de Orebin hacia celda F2-4140-010. Y el camión N°01 en la ruta de Orebin hacia CELDA F2-4140-011.

En los 10 viajes se identificó un comportamiento similar de **picos negativos del Machine Bias (MB) aproximadamente a 976 m del inicio de ruta - NODO N12.**

Para el presente trabajo solo se muestra dos graficas representativas una para el camión 730E N°01 y otra para el 730E N°05.

Para el caso del 730E N°05, con carga de 181.7 Ton y una velocidad promedio de 27.2 Km/h.

Para el caso del 730E N°01, con carga de 208.4 Ton y una velocidad promedio de 36.0 Km/h.

Como se puede ver para el 730E N°05 representa las condiciones ideales para el acarreo de material con una velocidad recomendada y dentro de los límites de carga, esto se corrobora con los valores de M. Bias. Este caso se presento en la mayoría de los viajes.

También se muestra un caso extremo, el del 730E N°01 con sobre carga y alta velocidad (cerca al límite de sobre velocidad). En este caso se puede observar

que el chasis está sometido a mayores fuerzas externas y esto también se corrobora con los valores del M. Bias.

CAPÍTULO VI

EVALUACIÓN COSTO-BENEFICIO

6.1 COSTO DEL CHASIS Y EQUIPO NUEVO.

Los costos que se mencionan son costos actuales del proveedor, se debe que tener un FC (factor de corrección) para los precios del equipo y el componente para cuando comenzaran adquirirse en dos años ya que la entrega es de dos años y estos se comenzaran a reemplazar en cuatro. Otros costos involucrados en esta compra son el flete, impuestos, desaduanaje, etc. 20% adicional del costo. (Aprox.)

Tabla 6.1

	Coto actual (\$)	Flete (20%)	FC	IGV	Coto final (\$)
equipo 730E	2,768,435.00	1.2	1.2	1.19	4,743,990.22
chasis 730E	315,627.00	1.2	1.2	1.19	540,858.43

Como se puede ver los costos en que se incurren por camión son sumamente elevados ya sea si se procede a comprar un equipo o reemplazar el chasis debido a una falla catastrófica.

6.2 COSTO DE REFORZAMIENTO

Los costos de reforzamiento se pueden ver en el siguiente cuadro y es por camión y solo en la zona afectada estudiada. Se asume esto considerando que la reparación va ser preventiva y no correctiva, de lo contrario una falla de esta naturaleza conlleva fallas de otras partes del chasis y otros componentes del camión haciendo por tanto que los costos aumenten, anexo 4.

Tabla 6.2 Costo de reforzamiento de chasis de camión minero 730E

INSUMOS Y MATERIALES	CANT	UNIDAD	CTO UNIT (\$)	COSTO (\$)
Alambre 81Ni2	8	Rollos	331.0	2647.9
Arcair 5/16 (caja de 50 unid)	1	Cajas	29.2	29.2
Chanfercort 5/32	1	Lata	355.2	355.2
Supercito 1/8" AWS E7018 (ADICIONAL)	2	Lata	233.9	467.8
Escobillas de acero	1	Unid.	4.0	4.0
Disco de desbaste de 4"	4	Unid.	2.0	8.0
Disco de corte de 4"	2	Unid.	2.0	4.0
Oxigeno	5	Cilindro	26.3	131.3
Acetileno	2	Cilindro	69.9	139.9
Gas propano	2	Cilindro	56.7	113.4
Plancha A572 9.00x1500x3000	1	Unid.	355.3	355.3
Plancha A572 12.00x1500x3000	0.5	Unid.	466.0	233.0
				4488.9

MANO DE OBRA	CANTIDAD	# DIAS	HRS/DIA	HRS HOMBRE	\$/HR	COSTO (\$)
Personal soldadores	4	3	12	144	16	2304.0
						6792.9

6.3 COMPARACIÓN DE BENEFICIO DE REFORZAMIENTO CON LA EXTENSIÓN DE LA VIDA ÚTIL.

Como se puede ver según los puntos anteriores es más beneficioso realizar es reforzamiento del travesaño que realizar la compra de uno nuevo por falla catastrófica.

Con los cálculos de costos realizados vemos que con una inversión de \$ 6792.9 podemos obtener una vida útil del chasis de 6.6 años lo cual es favorablemente rentable desde el punto de vista de reforzamiento preventivo.

Lo que normalmente sucede en las compañías mineras es la reparación del chasis cuando estos han fallado por rotura, con esto como se mencionó anteriormente conlleva a la falla de las otras partes de chasis y esto ocasiona más días de parada del equipo lo cual repercute en un lucro cesante.

Ahora se realizara un cálculo de lo que deja de producir un camión minero por día de parada Tabla 6.3.

Tabla 6.3

ciclos del equipo por hr	3.33
disponibilidad promedio por mes	90%
utilización	85%
horas por día	24
horas por día trabajadas	18.36
ciclos del equipo por día	61.2
Ton por ciclo	190
Ton por día	11628
Ley promedio del mineral (g/Ton)	0.8
Gramos de oro por día	9302.4
Onzas de oro por día	328.2
Costo de la onza de oro (\$)	1500
Venta por día (\$)	492,364.15
Ganancia neta por día (\$) (60%)	295,418.49

Solicitando al proveedor de servicio de soldadura indican que realizan el trabajo entre dos a tres días con todos los materiales e insumos totalmente listos. Para el caso en que se realizase el trabajo si este fallara catastróficamente, según experiencia se sabe que estas reparaciones pueden durar de cinco a seis días demorando así tres días más para las reparaciones por correctivos.

CONCLUSIONES

Al concluir el desarrollo de la tesis titulada incremento de la vida útil de chasis de camión minero de 190 toneladas para tajo abierto se ha llegado a las siguientes conclusiones:

1. Con los reforzamientos adicionados a los bastidores del chasis se logra el incremento de la vida útil necesaria para alcanzar el fin de la operación del camión minero.
2. Para los valores de M. Bias, M. Rack y M. Pitch por encima por de los límites (8500 Mpa) se tienen que realizar las modificaciones de la carretera.
3. Para el estudio se ha considerado el caso 1 para el chasis con refuerzo y sin refuerzo, que en realidad son las condiciones estándares de trabajo y son para estas condiciones estándares que el proveedor garantiza la vida útil de sus equipos.
4. El refuerzo debe de colocarse a una distancia de 3858.36 mm del punto de apoyo del cilindro de suspensión posterior
5. El momento de flexión mayor ocurre en el área transversal variable del chasis y como la sección de esta es mayor al área transversal constante el esfuerzo en este punto es menor y por tal se considera el esfuerzo en la zona de sección constante.
6. El ahorro que se logra con la reparación preventiva del chasis es aproximadamente 300 mil dólares por camión.

OBSERVACIONES

1. Se adaptó el estudio de carreteras de Caterpillar para tener mejores caminos donde no someta al chasis del camión a grandes esfuerzos.
2. Se encontró puntos en las carreteras con valores de M. Bias por encima de los Límites recomendados y se realizó las modificaciones correspondientes de la carretera.
3. Por el punto cuatro también se debe tomar en cuenta que las sobrecargas y los estibamientos descentrados son de muy poca frecuencia ya que estos son monitoreados constantemente por el departamento de mantenimiento predictivo los cuales emiten también un reporte semanal de cargas.
4. No sobre reforzar la tolva ya que pueden ocasionar sobrecargas de manera innecesaria. Verificar esto con el peso de la tolva indicado por el fabricante.
5. Realizar el reforzamiento en el bastidor a 3858.36 mm de los apoyos posteriores debido que aquí se generan los mayores esfuerzos.

RECOMENDACIONES

No se deben realizar cargas superiores a las indicadas por el fabricante.

El Estibamiento de la carga debe ser lo más centrada posible ya que esto afectará en la vida de los travesaños del chasis.

Tener caminos adecuados para el transporte ya que es de suma importancia para el estado del chasis.

Entre el chasis y el apoyo de la tolva forrar con caucho de alta densidad para que no se genere indentaciones.

Mantenimiento a las suspensiones, revisando en cada uno de los trabajos programados las presiones y alturas de cilindro.

Realizar el checklist del chasis en cada mantenimiento, esto es inspecciones visuales periódicos.

En las zonas críticas utilizar evaluación por ensayos no destructivos.

Mantenimiento de suspensiones, descarga y recarga de nitrógeno y aceite a las medidas indicadas del fabricante.

Calibración de los pesómetros de las palas y el cargador.

Respecto al estudio de carreteras se comenzó a llevar un monitoreo de velocidades en los equipos los cuales no tenían que sobrepasar las velocidades recomendadas entre 25 Km/h a 28 Km/h.

Se tiene que mantener las carreteras en perfecto estado de lo contrario los neumáticos se pueden recalentar y reventar o, recibir cortes de piedras puntiagudas, o superficies

ásperas del camino y reventarse. Esto puede causar también graves lesiones o daños al chasis y al equipo en general.

Tener cuidado con el uso de tolvas livianas ya que estas podrían transmitir cargas dinámicas para el chasis.

BIBLIOGRAFIA

1. MECÁNICA DE MATERIALES

Rusell Charles Hibbeler

Prentice Hall Inc. 2004

2. MECÁNICA DE MATERIALES

Roy R. Craig

Jhon Wiley & Sons, Inc. 2000

3. MECÁNICA DE SOLIDOS

Egor P. Popov

Prentice Hall Inc. 1994

4. METALURGIA MECANICA

Dieters

5. ESTÁTICA

Rusell Charles Hibbeler

Prentice Hall Inc. 2004

6. INTRUDUCCIÓN AL ESTUDIO DE ELEMENTO FINITO EN INGENIERIA

Tirupathi Chandrupatla

Prentice Hall Inc. 1999

7. MANUAL DE TALLER 730E

Komatsu

Komatsu Inc. 2003

8. SPECIFICATIONS & APPLICATION HANDBOOK

Komatsu

Komatsu Inc. 2004

9. CATERPILLAR PERFORMANCE HANDBOOK

Caterpillar

Caterpillar Inc. 2006

10. FINITE ELEMENT ANALYSIS

Vince Adams and Abraham Askenazi

On Word Press 1999

ANEXOS

ANEXO 1: Brochure del camión Komatsu modelo 730E.

ANEXO 2: Hoja de especificaciones de los materiales del chasis.

ANEXO 3: Hoja de garantía del chasis.

ANEXO 4: Costos de las planchas de acero.

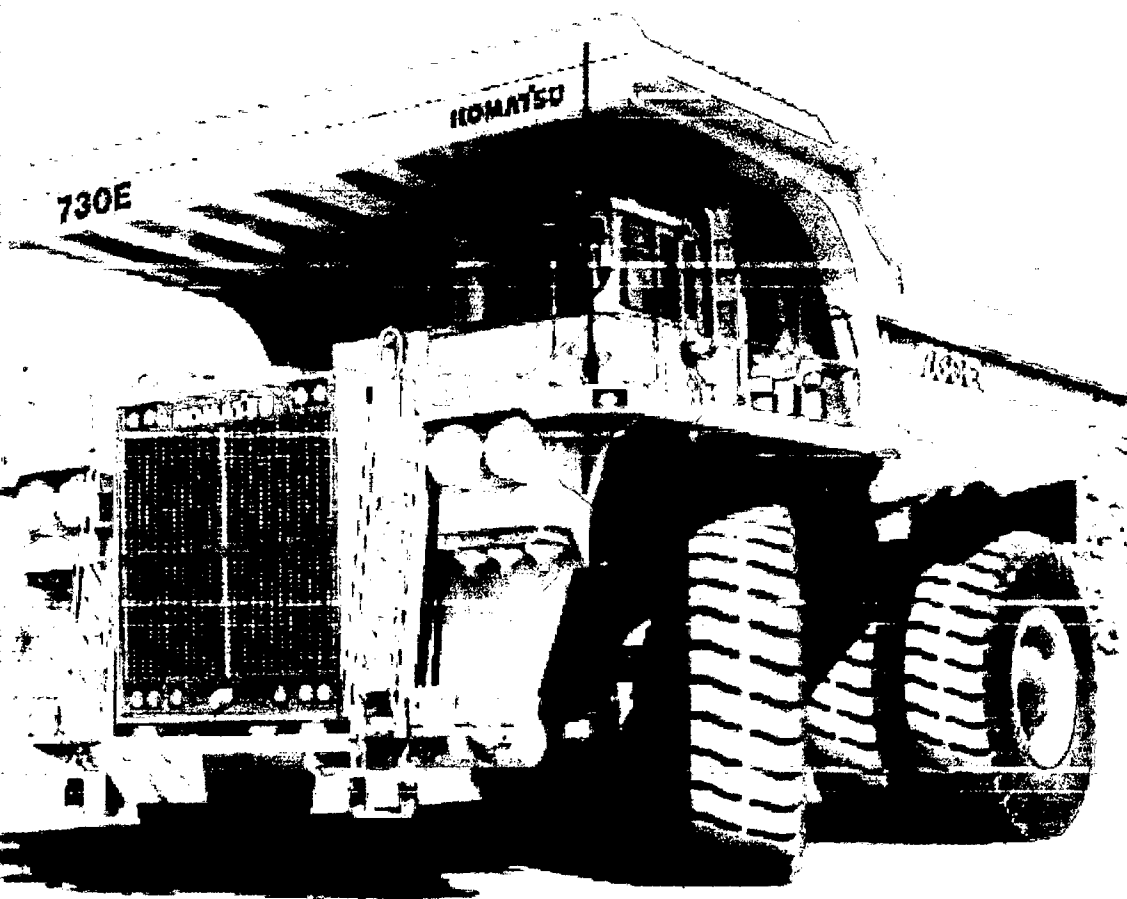
KOMATSU®

730E

MAXIMUM GVW
324318 kg 715,000 lb

PAYLOAD
177-186 t 195-205 U.S. tons

GROSS HORSEPOWER
1491 kW 2,000 HP



ELECTRIC DRIVE TRUCK

730E



ENGINE

Make and model	Komatsu SSA16V159
Fuel	Diesel
Number of cylinders	16
Operating cycle	4 stroke
*Rated brake power	1492 kW 2,000 HP @ 1900 rpm
**Flywheel power	1388 kW 1,860 HP @ 1900 rpm
Weight (wet)	5294 kg 11,670 lb

NOTE: This engine includes the Engine Monitor System

*Rated brake power is the output of the engine as installed in this machine, at governed rpm and with engine manufacturer's approved fuel setting. Accessory losses included are water pump, fuel pump and oil pump.

**Flywheel power is the rated power at the engine flywheel minus the average accessory losses.

Accessories include fan and charging alternator. Rating(s) represent gross engine performance in accordance with SAE J1349 conditions.



ELECTRIC DRIVE

AC/DC CURRENT

Alternator	G.E. GTA-22
Control	Statex III Fuelsaver
*Motorized wheels	G.E. 788
**Ratio	26.825:1
Speed (maximum)	55.7 km/h 34.6 mph

*Wheel motor application depends upon gross vehicle weight, haul road grade, haul road length, rolling resistance and other parameters. Komatsu and G.E. must analyze each job condition to assure proper application.

**Optional ratios available.



TIRES AND RIMS

Rock service, tubeless, tires

*Standard tire	37.00 R57
Standard five (5) piece rim	
686 mm x 1488 mm x 152 mm 27" x 57" x 6" patented Phase II New Generation rim assembly with patented 152 mm 6" double forged flanges. Not interchangeable with other manufacturers' rims due to improved design for greater load support and longer fatigue life. Rated at 827 kPa 120 psi cold inflation pressure.	

*Tires should meet application requirements for trough/trough, tread, compound, inflation pressure, ply rating or equivalent, etc.



BODY

All-welded steel flat floor body with horizontal bolsters and full canopy. Eyebrow, rear wheel rock ejectors, body tilt cable, and rubber mounts on frame are standard. Pivot exhaust heating optional.

Bottom plate	19 mm 0.75" 1034 mPa 150,000 psi tensile strength steel (two-piece)
Front sheet	12 mm 0.47" 690 mPa 100,000 psi tensile strength steel
Side sheet	9 mm 0.35" 690 mPa 100,000 psi tensile strength steel
Struck	77 m ³ 101 yd³
Standard SAE heaped 2:1	111 m ³ 145 yd³



CAB

Advanced Operator Environment with integral 4-post ROPS/FOPS structure (meets J1040 Apr88), adjustable air suspension seat with lumbar support and arm rests, passenger seat, maximum R-value insulation, tilt and telescoping steering wheel, electric windshield wipers with washer, tinted safety glass, power windows, Komatsu Payload Weighing System, 55,000 Btu/hr heater and defroster, 21,600 Btu/hr air conditioning (HFC - 134A refrigerant).



FRAME

Advanced technology, full butt-welded box-sectional ladder-type frame with integral ROPS supports, integral front bumper, rear tubular cross members, steel castings at all critical stress transition zones, rugged continuous horsecollar.

Plate material	482.6 mPa 70,000 psi tensile strength steel
Casting material	620.5 mPa 90,000 psi tensile strength steel
Rail width	279 mm 11"
Rail depth (minimum)	813 mm 32"
Top and bottom plate thickness	32 mm 1.25"
Side plate thickness	19 mm 0.75"
Drive axle mounting	High-mount ball and socket joint at front
Drive axle alignment	Swing link between frame and axle



BRAKING SYSTEM

Service brakes: all-hydraulic actuated

Front	Wheel speed disc. Three calipers on a 1168 mm 46.0" O.D. disc.
Rear	Dual disc armature speed. Two 635 mm 25" O.D. discs per side. One caliper per disc.
Emergency brakes	Automatically applied prior to hydraulic system pressure dropping below level required to meet secondary stopping requirements.
Wheel brake locks	Switch activated
Parking brakes	Spring-applied, hydraulically released, with speed application protection.
Electric dynamic retarder (max.)	2759 kW 3,700 hp
Continuously rated (14 element) blown grids. Two-speed overspeed retarding. Extended range retarding. Reverse retarding.	



SUSPENSION

HYDRAIR® II

Variable rate hydro-pneumatic with integral rebound control.	
Maximum stroke	Front 335 mm 13.2" Rear 279 mm 11.0"
Maximum rear axle oscillation	+9.75°



COOLING SYSTEM

L&M radiator assembly with sight gauge. Deaeration-type top tank. Dual pass cooling.

Radiator frontal area	4.33 m ² 46.6 ft²
-----------------------	--



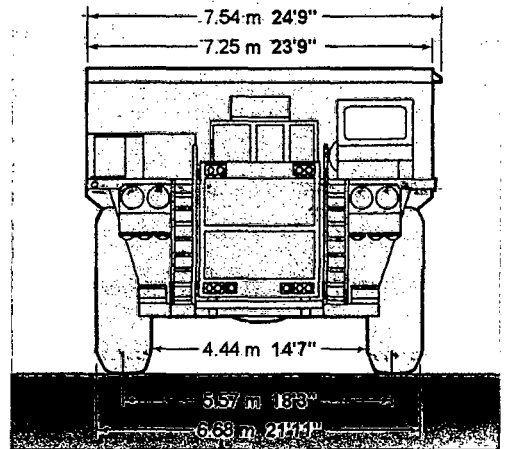
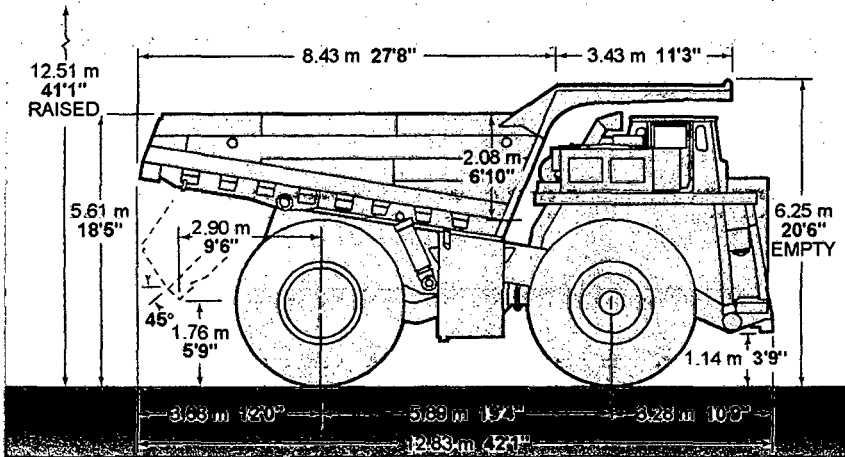
SERVICE CAPACITIES

Cooling system	409 L . . . 108 U.S. gal
*Crankcase	223 L . . . 59 U.S. gal
Hydraulic system	731 L . . . 193 U.S. gal
Motor gear box	40 L . . . 10.5 U.S. gal
Fuel	3217 L . . . 850 U.S. gal

*Includes lube oil filters



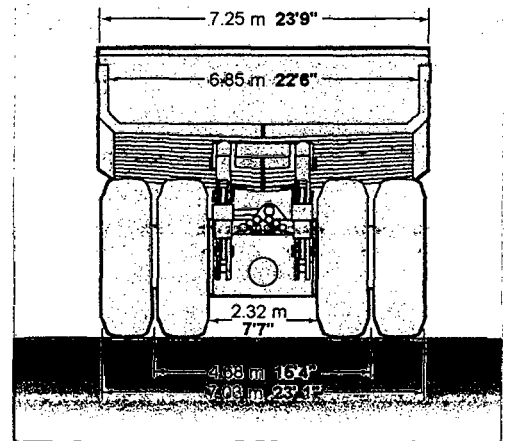
DIMENSIONS



All dimensions are with 111 m³ 145 yd³ body.

Bodies	Struck	2:1 Heap	Loading Height*
Standard	77 m ³ 101 yd ³	111 m ³ 145 yd ³	5.61 m 18'5"

*Exact load height may vary due to tire make, type, and inflation pressure.




HYDRAULIC SYSTEM

- Steering Accumulator-assisted twin cylinders provide constant rate steering. Emergency power steering automatically applied by accumulator (meets SAE J1511)
- Turning circle diameter (SAE) 28.0 m 92 ft
- Reservoir 731 L 193 U.S. gal
- Filtration In-line replaceable elements
- Suction Single, full-flow, 100 mesh
- Hoist and steering Dual, full-flow, in-line, high-pressure
β₁₂ = 200
- Brake component cabinet Above-deck, easily accessible with diagnostic test connector.
- Hoist Two 3-stage dual-acting outboard cylinders, internal cushion valve.
- Hoist times
 - Power-up loaded 21 sec
 - Power-down 15 sec
 - Float-down empty 22 sec
- Pumps
 - Hoist Gear-type pump with output of 513 liters 135.6 gpm @1900 rpm and 17240 kPa 2500 psi
 - Steering and brake Vane-type pump with output of 235 liters 62.0 gpm @1900 rpm and 18960 kPa 2,750 psi
- System relief pressures
 - Hoist 17240 kPa 2,500 psi
 - Steering and brake 27580 kPa 4,000 psi
- Quick disconnects standard for powering disabled truck and for system diagnostics.



ELECTRICAL SYSTEM

- 4 x 8D 1450 CCA, 12 volt batteries, in series/parallel, bumper-mounted with disconnect switch.
- Alternator 24-volt, 240 amp
- Lighting 24-volt
- Starters Two-24-volt



WEIGHT DISTRIBUTION

Empty Vehicle	kg	lb	%
Front axle	66160	145,858	47.2
Rear axle	72209	159,194	52.8
Total (wet, 50% fuel)	138369	305,052	
Loaded Vehicle at maximum GVW rating			
Front axle	98941	218,129	33.7
Rear axle	225377	496,871	66.3
Total	324318	715,000	

NOTE: GVW shall not exceed 324 318 kg 715,000 lb including options, liners, fuel and payload, subject to application approval by Komatsu.

NOTE: Komatsu trucks comply with SAE specifications for cab noise, ROPS, steering and braking. Cover photos and illustrations may show optional equipment. Materials and specifications subject to change without notice.



STANDARD EQUIPMENT

- Air cleaners, dry type SRG
- Alternator (24V/240A)
- Auto lubrication system
- Batteries (4 x 8D, 1450 CCA 12 volt)
- Battery charging cable and socket
- Body left-side canopy protector
- Body over center device
- Brakes: Wheel speed disc front; rear - dual disc armature speed
- *Electric start*
- Fast-Fill Fuel System (in tank, right side)
- FLOC - fast lube oil change
- Filters, high pressure hydraulic
- Gate valves on hydraulic tank
- Komatsu control cabinet
- Komatsu Payload Weighing System-PLM III
- Mirrors, LH flat and RH rectangular convex
- Modular Mining System (MMS) ready
- Mud flaps
- Muffled exhaust, deck-mounted
- On board load box
- Power supply, 24V to 12V DC
- Quick disconnects (hoist, steering)
- Removable power module unit (radiator, engine, alternator, blower)
- Rock ejectors
- Radiator sight gauge
- Retard speed control
- Reverse retarding
- Thermostatic fan clutch
- Two-speed overspeed retarding
- Vari-volt alternator control
- Vertical ladders

SAFETY:

- All hydraulic service brakes with emergency auto apply
- Battery disconnect switch
- Body prop cable
- Brake lock and drive system interlock

- Dynamic retarding with continuous rated 14-element grids
- Engine shutdown at ground level
- Exhaust blankets
- Hoist propulsion interlock
- Horns (back-up, front - electric)
- Maintenance and power lockout
- Parking brakes with warning light and speed application protection
- Power steering w/auto emergency steering
- Protective deck handrails
- Pump driveline protector
- Radiator fan guard
- Seat belts (wide, retractable)
- Skid-resistant coating on walkways
- Slippery road brake switch
- 24-volt circuit breakers

CAB:

- Air cleaner vacuum gauges
- Air conditioner HFC 134A
- Alarm System warning lights (red)
 - Accumulator pre-charge
 - Auto lube alarm
 - Coolant low level w/alarm
 - Coolant high temperature w/alarm
 - Electric drive system cooling blower w/alarm
 - Electric system fault w/alarm
 - Hydraulic oil level w/alarm
 - Hydraulic oil temperature w/alarm
 - Low engine oil pressure w/alarm
 - Low brake pressure w/alarm
 - Motorized wheel temperature stop engine w/alarm
 - Steering pressure w/alarm
- AM/FM cassette radio
- Engine monitoring system
- Digital tachometer and speedometer
- Dome light
- Double door seals
- Engine hourmeter, oil pressure gauge, water temperature gauge
- Engine shutdown w/5 minute delay timer

- Floor mat
- Fuel gauge in cab and on tank
- Gauges (backlit)
- Headlight switch
- Heater and defroster (heavy-duty)
- Heater switch
- High beam selector and indicator
- Indicator lights (amber): check engine w/alarm; circuit breaker tripped; dynamic retarding; dump body up; hydraulic oil filter; low fuel level; manual back-up lights; park brakes applied; retard speed control; service brakes
- Horn (center of steering wheel)
- Independent brake/retarder pedals
- RS232 port - Statex III-PLM III
- Insulation (extra thick) R-12
- Integral roll-over protection (ROPS)
- Operator seat, adjustable w/air suspension, lumbar support and arm rests
- Panel lighting (adjustable)
- Passenger seat
- Power windows
- Pressurized cab air system
- Starter key switch
- Sunvisor (adjustable)
- Tilt and telescoping steering wheel
- Voltmeter (battery output)
- Wheel brake lock w/drive system interlock
- Windshield wipers, dual, washer (electric)
- Windshield (tinted safety plate)

LIGHTING:

- Back-up lights-rear mount (2)
- Brake and retard lights on top of cab
- Clearance lights (amber-front; red-rear)
- Control cabinet service light
- Dynamic retarding, rear (2)
- Headlights - bumper (4) halogen
- Ladder lights
- Manual back-up light switch and indicator
- Service light in rear axle
- Stop and tail lights (2)
- Turn signals
- Under-hood service lights



OPTIONAL EQUIPMENT

(Optional equipment may change operating weight).

- Additional high-mounted headlights
- Air cleaner evacuators
- Arctic protection package (suspensions, antifreeze/lube below -40° C)
- Back-up lights, deck mounted
- Body liners*
- Exhaust-heated body
- Filtered air inlet system
- Fire extinguisher
- Fog lights-Halogen (2) lower grille
- Hot start (engine oil, coolant, hydraulic tank)
- Hubometer (miles or kilometers)
- Mufflers between rails
- Pressure fueling, LH remote*
- Radiator shutters
- Trolley assist package
- Service Center

*Available factory-installed or non-installed. All other options and accessories listed are available factory installed only.

AE5564-01

©2001 Komatsu Printed in USA

DK11(3M)EH Datakom

11/01 (EV-3)

KOMATSU®

Komatsu Mining Systems, Inc.
 568 Atrium Drive
 P.O. Box 8131
 Vernon Hills, IL 60061-8131

STEEL SPECIFICATION

LW 5725
DASH 03

Impacts (CONT'D):

Qualification of one product lot is by 3 Charpy V-notch tests at -18°C (0°F) according to ASTM A370. The average of the three samples shall not be less than 20 joules with not more than one sample below 20 joules, but in no case below 14 joules at the -18°C test temperature.

Sample Size	3 Sample Average	1 Sample Minimum
10 x 10 mm	20 J (15 ft-lb) min.	14 J (10 ft-lb) min.
10 x 7.5 mm	14 J (10 ft-lb) min.	11 J (8 ft-lb) min.
10 x 5 mm	11 J (8 ft-lb) min.	8 J (6 ft-lb) min.
10 x 2.5 mm	8 J (6 ft-lb) min.	4 J (3 ft-lb) min.

Bend Tests:

Bend tests are waived on this material.

Technical Requirements:

Test specimens shall be prepared for testing from the material in its delivered condition.

Chemical Composition:

C	Mn	P	S	Si
.23 Max.	1.35 Max.	.040 Max.	.050 Max.	.40 Max.

Columbium and/or vanadium additions are permitted, but nitrogen additions are not.

The upper limit of manganese may be increased to a maximum of 1.50 provided the .23 maximum carbon is reduced .01% for each .04% of manganese increase.

Grain Size:

The steel shall be made to a fine grain practice.

Applicable Standards:

Hauptek Division:

Issuance 6.01.125 covering quality, testing, packaging and reporting shall apply.

Foreign:

- ASTM A6 - General requirements for structural steel
- ASTM A572 - Grade 50 supplemented
- ASTM A370 - Testing methods and procedures
- ASTM A873 - Impact testing of structural steel

Color Marking:

Gold, brown and orange, one end only on plates. On individual bars, one end only, except sizes under 50 mm (2-inch) cross section paint stripe on bundled end. Mill to apply gold and brown; Hauptek Division to apply orange.

Date for Hauptek Div.

Internal Use:

Steel stamp code number is: 64

DATE ISSUED	APRIL	1992
REVISED FROM	APRIL	1990

Komatsu Dresser Company
Hauptek Division
Peoria, Illinois

STEEL SPECIFICATION

**LW 5725
DASH 03**

Product: Plates and bars, hot rolled, high strength - low alloy, killed, produced to a fine grain practice by open hearth, basic oxygen, or electric furnace processes.

Haupak Designation: LW5725

Steel Grade: ASTM A572 - Grade 50, supplemented.

Scope: This specification covers a high strength - low alloy structural steel conforming to minimum mechanical properties and outlines general requirements for wrought steel deliveries to Haupak Division and its suppliers, forgers, and fabricators.

Intended Applications: This material shall be used for welded structures that are subjected to moderately high stresses in -32°C (-25°F) ambient temperature service. Manufacturing operations shall include sawing, gas cutting, shearing, press forming, bending, and conventional welding processes utilizing low hydrogen methods.

Mechanical Properties: This material conforms to mechanical properties. Its suitability for Haupak Division operations is also based on its weldability as evidenced by the producer's published chemical composition and other data. It is presupposed that welding procedures will be suitable for the steel and the intended service.

Tensile:

	Plates and Bars Thru 100mm (4.00 in.)
Tensile Strength Min.	483 MPa (70 ksi)
Yield Point Min.	345 MPa (50 ksi)
Elongation Minimum in 200 mm (8 in.) in 50 mm (2 in.)	18% 21%

For plates wider than 600 mm (24 in.), elongation is reduced 2 percentage points. For plate thicknesses less than 8 mm (.312 in.), ASTM A5 elongation adjustments shall apply.

Impact:

20 Joules (15 ft-lb) at -18°C (0°F)
Charpy V-notch - Ft test ASTM A673 (longitudinal) on bar and plate through 45 mm (1.75 in.) thick

DATE ISSUED	APRIL 1992
REPLACES FROM	APRIL 1989

Komatsu Dresser Company
Haupak Division
Peoria, Illinois

GARANTIAS TECNICAS

D375A-5 TRACK DOZERS	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME: 30.000Hrs/36Month	POWER TRAIN 10.000Hrs/24Month	
730E DUMP TRUCKS	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME: 25.000Hrs/60Month	HYD. CILINDER: 10.000Hrs/24Month	G.E. PORTION: 24 Month
PG3000 or PG4000 HYD SHOVELS	5.000 HOURS OR 12 MONTH	POWER TRAIN: 10.000Hrs/24Month	OPTIONAL (at extra cost): STEEL STRUCTURE (car body, track side, frame, boom and arm) 20.000 Hrs/ 4 yrs	OPTIONAL (at extra cost): SLEW RING. 10.000 hrs / 2 years
WA1200-3 WHEEL LOADER	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME 20.000Hrs/48Month	POWER TRAIN: 10.000Hrs/24Month	
GD825A-2 MOTOR GRADER	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME : 20.000Hrs/48Month	POWER TRAIN 10.000Hrs/24Month	
WD 600-3 WHEEL DOZER	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME: 20.000Hrs/48Month	POWER TRAIN 10.000Hrs/24Month	
PC 600-7 LC EXCAVATOR	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME: 10.000hRS/24Month		
WA 700-3 WHEEL LOADER	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME: 20.000Hrs/48Month	POWER TRAIN 10.000Hrs/24Month	
HD785-5 WT & HD785-5 PRIMO	5.000 HOURS OR 12 MONTH	MAIN FRAME: 20.000Hrs/48Month	POWER TRAIN 10.000Hrs/24Month	
RGS 180 TOWHAUL	5.000 HOURS OR 12 MONTH			

COTIZACION

LIMA, 03 DE DICIEMBRE DEL 2008

FTRA-UEN-24
Nº: 44-043593

SRES. : DANIEL BERNUY

ESTIMADOS SRES.:

POR INTERMEDIO DE LA PRESENTE, NOS ES GRATO HACERLES LLEGAR NUESTRA COTIZACION DE MATERIALES:

IT	CODIGO	DESCRIPCION ARTICULO	UNIDADES	PESO	P.UNIT	TOTAL S.
1	81.5065	PL.ESTRUC. A-572 9.00 x 1500x6000	1 PZ	646	2,202.89	2,202.89
2	81.5067	PL.ESTRUC. A-572 9.00 x 1500x3000	1 PZ	323	1,101.47	1,101.47
3	81.5085	PL.ESTRUC. A-572 12.00 x 1500x6000	1 PZ	847	2,889.15	2,889.15
4	81.5087	PL.ESTRUC. A-572 12.00 x 1500x3000	1 PZ	423	1,444.56	1,444.56
5	81.5105	PL.ESTRUC. A-572 12.00 x 2455x6000	1 PZ	1,387	5,491.01	5,491.01
6	91.156	PL.ANTI ABRAS.500 V 9.53x2438x6096	1 PZ	1,111	14,023.08	14,023.08
7	91.157	PL.ANTI ABRAS.500 V 9.53x2438x7315	1 PZ	1,333	16,824.91	16,824.91
8	91.163	PL.ANTI ABRAS.500 V 12.70x2438x7315	1 PZ	1,777	22,424.51	22,424.51
T O T A L E S			8	7,847		S/. 66,401.5

SON: SESENTISEIS MIL CUATROCIENTOS UNO Y 58/100 NUEVOS SOLES

CONDICIONES DE VENTA:

- LOS PRECIOS INCLUYEN IGV (19.00%).
- LOS PRECIOS ESTAN SUJETOS A MODIFICACION SIN PREVIO AVISO.
- NO SE INCLUYE EL COSTO DE TRANSPORTE.
- CONFIRMAR EL PEDIDO ANTES DE HACER EL DEPOSITO.
- COTIZACION VALIDA POR 1 DIA
- FORMA DE PAGO: DEPOSITO EN EFECTIVO
- CONSULTAR AL SR(TA). Milagros Luca

ESPERANDO VERNOS FAVORECIDOS CON SUS GRATAS ORDENES, NOS SUSCRIBIMOS DE USTEDES.

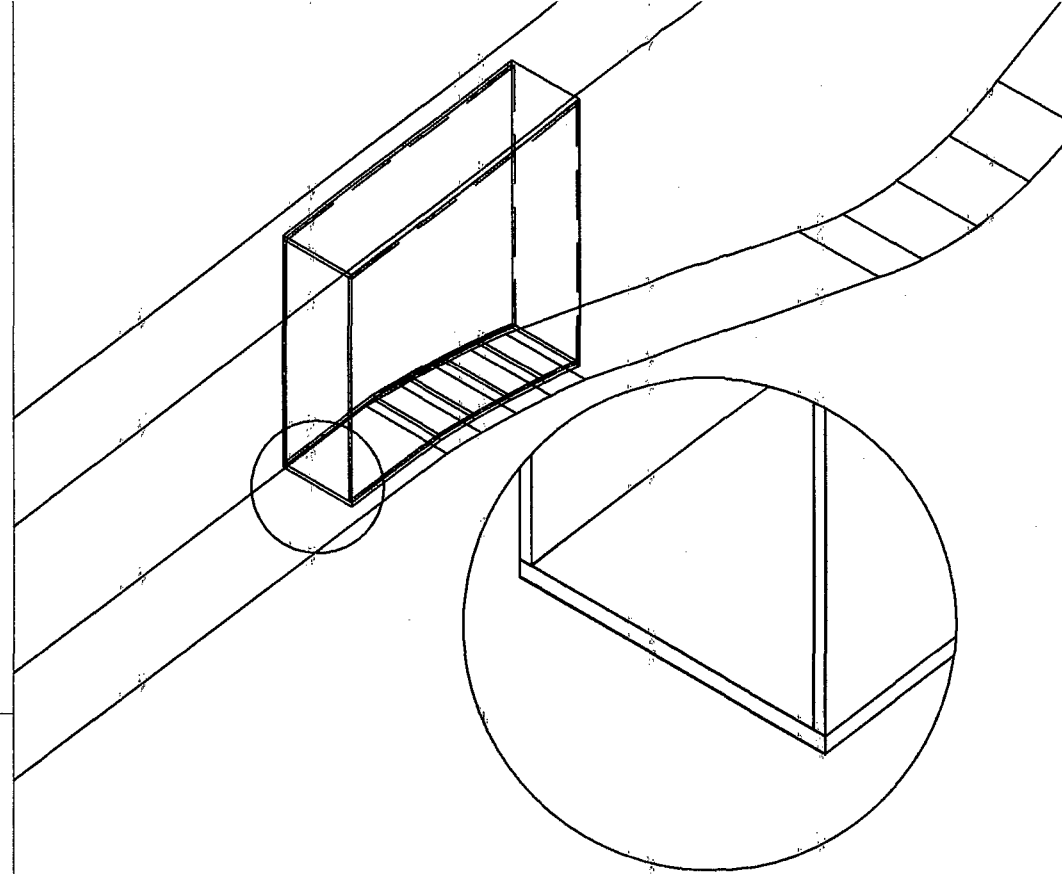
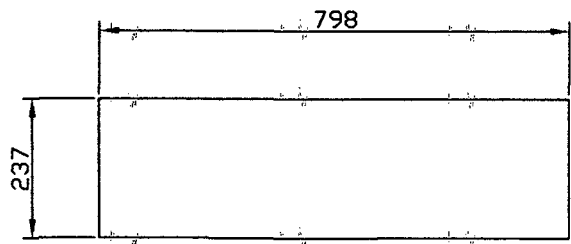
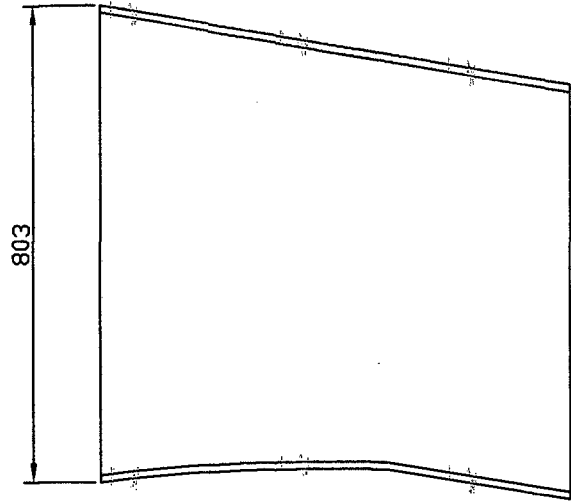
TRADI S.A.
ANULADO

DEPARTAMENTO DE VENTAS

PLANOS

PLANO 1: Esquema de refuerzo de chasis de camión minero.

PLANO 2: Planchas de refuerzo de chasis de camión minero.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑADO:
DANIEL BERNUY

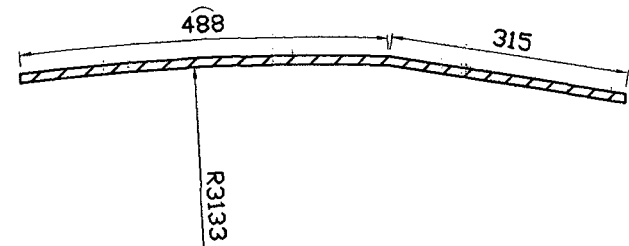
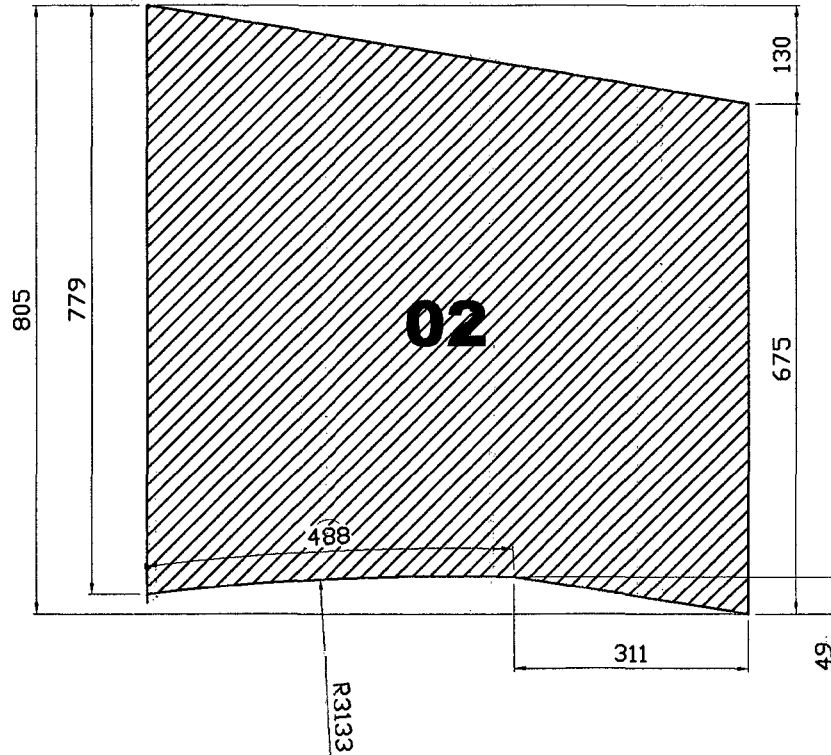
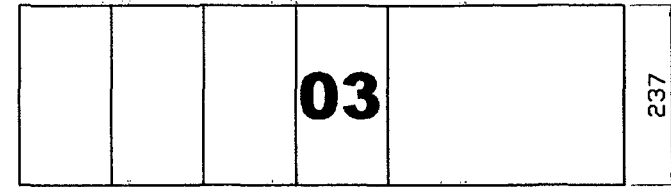
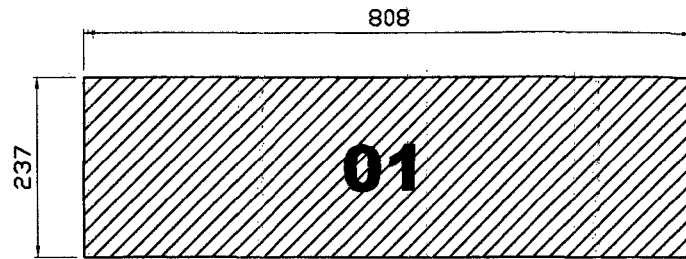
DIBUJADO:
DANIEL BERNUY

REVISADO:
ING. RONALD CUEVA

APROBADO:
ING. RONALD CUEVA

ESQUEMA DE REFUERZO DE CHASIS
DE CAMIÓN MINERO

PLANO N°	FECHA	UNIDADES
01	ENERO 2009	mm



03	PL. 12 X 803 X 237	PL. ESTRUCTURAL A-572	02
02	PL. 09 X 808 X 805	PL. ESTRUCTURAL A-572	04
01	PL. 12 X 808 X 237	PL. ESTRUCTURAL A-572	02
ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL	CANT.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑADO:
DANIEL BERNUY

DIBUJADO:
DANIEL BERNUY

REVISADO:
ING. RONALD CUEVA

APROBADO:
ING. RONALD CUEVA

PLANCHAS DE REFUERZO DE
CHASIS DE CAMION MINERO

PLANO N°	FECHA	ESCALA
02	ENERO 2009	1/10