

127
24



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

ANALISIS, DISEÑO Y CONSTRUCCION
DE UN CHASIS ULTRALIGERO A BASE
DE MATERIALES COMPUESTOS.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)

P R E S E N T A N :
CARLOS MENDOZA GOMEZ
VICTOR CABRAL CALVILLO



DIRECTOR: DRA. FLORENCIA SERRANIA SOTO

MEXICO, D. F.

ABRIL 1998

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*A mis padres, por todo su apoyo y comprensión
durante todo este tiempo.*

A mis hermanos, por esos gratos momentos.

A mi abuelo, que siempre está conmigo.

*A Vic y a Viny, por ser grandes amigos
de toda la vida y un ejemplo a seguir.*

A Dios.

Carlos Mendoza

*A Dios, porque la hoja de un árbol no
se mueve si no es por su voluntad*

*A mis padres, con quienes estaré en deuda toda
mi vida, como una pequeña muestra de agradecimiento
por todo su apoyo, confianza, paciencia y dedicación
durante estos 27 años.*

*A mis 11 hermanos, porque cada uno de ustedes
ha sido un ejemplo a seguir, influyendo de manera
muy especial en mi desarrollo humano.*

*A Lety, con todo mi amor por ser para mí
un apoyo, una compañera, una amiga
y una esposa muy especial.*

*A Carlos, por su amistad y enorme fortaleza en
aguantar mi carácter todos y cada uno de los
días, durante el desarrollo de este trabajo*

Victor Cabral

*A Flor (my Flower)...
por aguantarnos.
Mil gracias por todo.*

Carlos y Victor

AGRADECIMIENTOS

A la Dra. Florencia Serranía un profundo agradecimiento por la confianza depositada en nosotros, por su invaluable apoyo, tiempo y dedicación invertido en este trabajo, lo cual hizo posible culminar una importante meta en nuestro desarrollo profesional y personal. De manera muy especial agradecemos su sincera amistad.

A la DGAPA por el financiamiento del Proyecto PAPIT IN 500995 con el cual fue posible la fabricación del chasis.

Al Instituto de Ingeniería de la UNAM por la beca otorgada durante el desarrollo de este proyecto.

Al Dr. Ricardo Chicurel por sus valiosos comentarios.

Al Mtro. en Ing. Salvador Villegas un sincero agradecimiento por su asesoría en la utilización del Programa de elementos finitos.

Al Mtro. en Ing. Vadim Levichouk por su cooperación y ayuda durante la fabricación del chasis.

CONTENIDO

	Página
Capítulo 1:	
Introducción	1
Capítulo 2:	
Selección de Materiales	5
2.1 Introducción	
2.2 Aspectos teóricos de los materiales ortotrópicos, isotrópicos y anisotrópicos	6
2.2.1 Matriz de rigidez para un material ortotrópico e isotrópico	9
2.2.2 Materiales compuestos laminados	13
2.2.3 Propiedades de la fibra	17
2.2.4 Comparación entre distintos tipos de fibras	20
2.2.4.1 Fibras de vidrio	20
2.2.4.2 Fibras de carbón	23
2.2.4.3 Fibras kevlar	25
2.2.4.4 Fibras de Boro	25
2.2.4.5 Fibras de cerámica	26
2.3 Selección del material fibra	26
2.3.1 Selección de la fibra	26
2.3.2 Propiedades de la fibra seleccionada	28
2.4 Resinas, Adhesivos y Rellenadores	28
2.5 Estructura celular del panal de abeja	32
2.5.1 Deformaciones mecánicas del panal de abeja	34
2.5.1.1 Deformaciones en el plano	34
2.5.1.2 Deformaciones fuera del plano	35
2.6 Estructura sandwich	37
2.7 Selección de la estructura sandwich	39
2.7.1 Características generales	39
2.7.2 Propiedades físicas y mecánicas	40

Capítulo 3:	Diseño y Análisis Mecánico	41
	3.1 Objetivo	42
	3.2 Modelado de una estructura sandwich mediante el método de elementos finitos	43
	3.2.1 Descripción del elemento NKTP33	44
	3.2.2 Consideraciones para el análisis de una estructura sandwich	48
	3.3 Características del modelo	49
	3.3.1 Propiedades físicas y mecánicas de la estructura sandwich	49
	3.3.2 Geometría del chasis	49
	3.3.3 Selección de casos de carga	50
	3.4 Análisis mecánico	53
	3.4.1 Análisis estático	54
	3.4.1.1 Ecuaciones de equilibrio	55
	3.4.1.2 Condiciones de frontera	59
	3.4.1.3 Relaciones desplazamiento-deformación	59
	3.4.1.4 Relaciones esfuerzo-deformación	61
	3.4.2 Resultados del análisis mecánico	63
	3.4.2.1 Análisis estático por medio de elementos finitos	63
	3.4.2.2 Desplazamientos máximos en la estructura sandwich con carga estática	64
	3.4.2.3 Esfuerzos máximos en la estructura sandwich con carga estática	65
	3.4.2.4 Análisis cuasiestático por medio de elementos finitos	73
	3.4.2.5 Desplazamientos máximos en la estructura sandwich durante el análisis cuasiestático	74
	3.4.2.6 Esfuerzos máximos en la estructura sandwich durante el análisis cuasiestático	75
	3.4.3 Comparación entre análisis estático y cuasiestático	83
	3.4.4 Interpretación de los resultados	86
	3.4.5 Filtrado de esfuerzos	86

	3.4.6	Análisis dinámico	87
	3.4.6.1	Ecuaciones de movimiento y excitación	87
	3.4.6.2	Análisis modal	90
	3.4.6.3	Resultados del análisis modal	93
Capítulo 4:		Proceso de construcción del chasis	96
	4.1	Construcción del chasis-plataforma	96
	4.1.1	Estructura del chasis-plataforma	99
	4.2	Adaptación de los sistemas de suspensión y dirección	114
	4.3	Planos de construcción, modificación y ensamble	116
Capítulo 5:		Conclusiones y Trabajo Futuro	117
Referencias			119

INTRODUCCIÓN

Debido al desmedido incremento de la contaminación del medio ambiente, de las emisiones de ruido y de las condiciones de tránsito cada vez más severas, el área metropolitana de la ciudad de México enfrenta uno de los problemas de contaminación más severos a nivel mundial. Con una población de veinte millones de habitantes y tres millones de vehículos de combustión interna, la atmósfera en esta zona se encuentra sobre saturada de elementos contaminantes.

Aunque actualmente se han tomado medidas para reducir las emisiones de contaminantes, estas no han sido suficientes para mejorar la calidad del medio ambiente.

La investigación y desarrollo de nuevas tecnologías relacionadas con la reducción de emisiones de contaminantes vehiculares, ha cobrado gran importancia desde los inicios de los años setenta. Ejemplos de estos avances son los nuevos sistemas de encendido electrónico, el control preciso del avance de encendido, el uso de diversos combustibles "limpios", etc; los cuales han logrado un alto grado de refinamiento de los

motores de combustión interna. Sin embargo se considera que los avances en motores de combustión interna serán marginales, es por ello que el enfoque hacia otro tipo de soluciones es muy necesario, en particular tales como sistemas eléctricos de propulsión con baterías y los sistemas híbridos-eléctricos.

Una vez más, los vehículos eléctricos están atrayendo la atención como una solución importante al problema de mejoramiento del medio ambiente. Las investigaciones y desarrollo de nuevas tecnologías avanzan en áreas específicas que antes fueron restringidas tales como la aceleración, economía, consumo de energía, potencia y tiempo de recarga de las baterías. Al mismo tiempo, el peso excesivo de las baterías, la carrocería, pasajeros, etc. influyen fuertemente en el diseño de nuevas estructuras más eficientes.

En el caso específico del peso excesivo, este tiene además un efecto adverso en el desempeño y rangos de operación que pueden ser alcanzados por el vehículo. Una de las tendencias para mejorar la eficiencia de los vehículos eléctricos consiste en lograr una fuerte reducción de peso mediante el diseño y selección de nuevos materiales más ligeros y resistentes.

Actualmente, todos los vehículos de transporte urbano en México utilizan un chasis originalmente diseñado para camiones de carga, lo que los hace pesados e ineficientes. Por esta razón se ha hecho imprescindible el diseño de un chasis más adecuado para su utilización en vehículos de

transporte urbanos convencionales y eléctricos, de tal manera que se logre, mejorar la eficiencia de este tipo de vehículos.

Tomando en cuenta la necesidad de un nuevo tipo de chasis, además de la implantación de un proceso de manufactura flexible, dentro del Instituto de Ingeniería de la UNAM, se ha desarrollado el proyecto del diseño y fabricación de un chasis ligero para un vehículo de transporte urbano eléctrico asistido por baterías.

El diseño toma en consideración problemas específicos de vehículos en donde la restricción y distribución de peso son determinantes para su buen funcionamiento. El objetivo principal del proyecto consiste en el diseño y fabricación de un chasis de materiales compuestos que cumpla con las condiciones de carga y operación de un minibus eléctrico para 30 pasajeros y un banco de baterías de 1400 kg.

En esta tesis se presenta el desarrollo del diseño y construcción de dicho chasis ultraligero, el cual se describe a continuación brevemente.

En primera instancia se realizó un estudio general de los posibles materiales a ser utilizados en la construcción del chasis basados en sus propiedades físicas y mecánicas además basado en un análisis cualitativo de los costos de cada uno. Una vez analizados los materiales, se seleccionó aquel que mejor cubrió las necesidades y expectativas que el chasis requería para su buen desempeño.

Posteriormente en el capítulo dos se detalla el diseño del modelo del chasis, el cual comprende la descripción de las propiedades de los materiales a usarse y la geometría propuesta del chasis. En el capítulo tres se presenta la selección de casos de carga en el modelo, así como el análisis estático y dinámico llevados a cabo mediante el método de elementos finitos auxiliado por computadora; en este capítulo se exponen también los aspectos teóricos que soportan los resultados obtenidos de la simulación del comportamiento mecánico del modelo bajo ciertas consideraciones.

Basados en los resultados obtenidos del análisis mecánico y una vez obtenido la geometría del modelo, se describe en el capítulo cuatro el proceso de construcción del chasis-plataforma así como el ensamble y adaptación de los sistemas de suspensión, dirección, tren motriz y carrocería.

Finalmente, en el capítulo cinco se dan a conocer los resultados obtenidos a lo largo del desarrollo del mismo, así como las conclusiones y recomendaciones a seguir en un futuro.

2.

SELECCIÓN DE MATERIALES

2.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de la selección de un material para ser usado con fines específicos, es encontrar entre una gama de materiales, aquel que mejor satisface las necesidades de dichos fines. La selección se lleva a cabo mediante la comparación de las propiedades físicas, mecánicas, geométricas, químicas e inclusive, de ser posible, de costo y disponibilidad de cada una de opciones.

En este caso, el propósito es encontrar una fibra con mejor resistencia a la tensión, compresión, al ataque de químicos como gasolina y aceites, a la fatiga y al medio ambiente, así como un bajo costo y disponibilidad en el mercado, de tal manera que se obtenga el mejor desempeño durante la vida del chasis-plataforma.

Para este fin es importante conocer las propiedades de los materiales compuestos, adhesivos, resinas y estructuras específicas relacionados en la construcción del chasis-plataforma, así como las consideraciones ideales tomadas sobre los mismos materiales en el momento del diseño y cálculo de la estructura.

2.2 ASPECTOS TEÓRICOS DE MATERIALES ORTOTRÓPICOS, ISOTRÓPICOS Y ANISOTRÓPICOS

En un material isotrópico las propiedades son las mismas en todas las direcciones. Aún que el material contiene un número infinito de planos, las propiedades son iguales al pasar mediante estos planos. Los materiales estructurales tradicionales tales como el acero y las aleaciones de aluminio son consideradas isotrópicas debidas a que muestran propiedades iguales independientes de la dirección de medición.

Respecto al material anisotrópico, las propiedades son diferentes en todas las direcciones de tal manera que el material no tiene planos con propiedades simétricas. En general, las propiedades de un material compuesto dependen esencialmente de la dirección de la medición, el cual contiene tres planos ortogonales con propiedades simétricas. Dichos materiales son conocidos como materiales ortotrópicos. La figura 2.1 muestra los tres planos de simetría en un material ortotrópico y las intersecciones de éstos, (ejes 1, 2 y 3) nombrados direcciones principales del material.

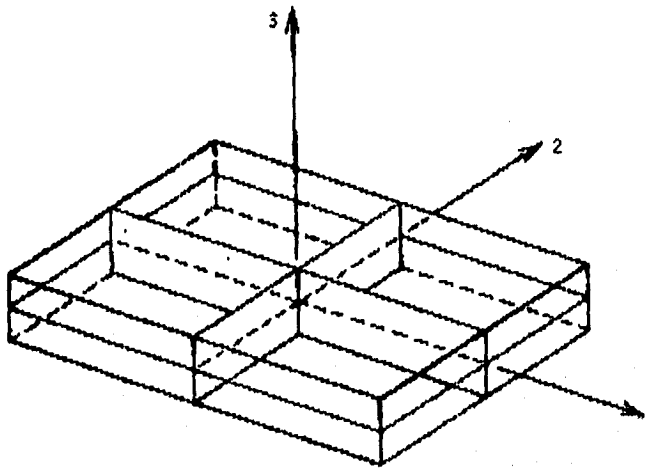


Figura 2.1 Tres planos de simetría en un material isotrópico.

Las diferencias en el comportamiento mecánico de los materiales ortotrópicos, isotrópicos y anisotrópicos se muestran en la figura 2.2. Los esfuerzos a la tensión aplicados en cualquier dirección de un material isotrópico causan elongación en la dirección del esfuerzo aplicado y contracciones en dos direcciones transversas. Un comportamiento similar se observa en los materiales ortotrópicos, sólo si los esfuerzos normales están aplicados en una de las direcciones principales del material. Sin embargo los esfuerzos aplicados en cualquier otra dirección crean ambas deformaciones extensionales y cortantes. En un material anisotrópico, una combinación de éstas dos deformaciones es producida por un esfuerzo normal que actúe en cualquier dirección.

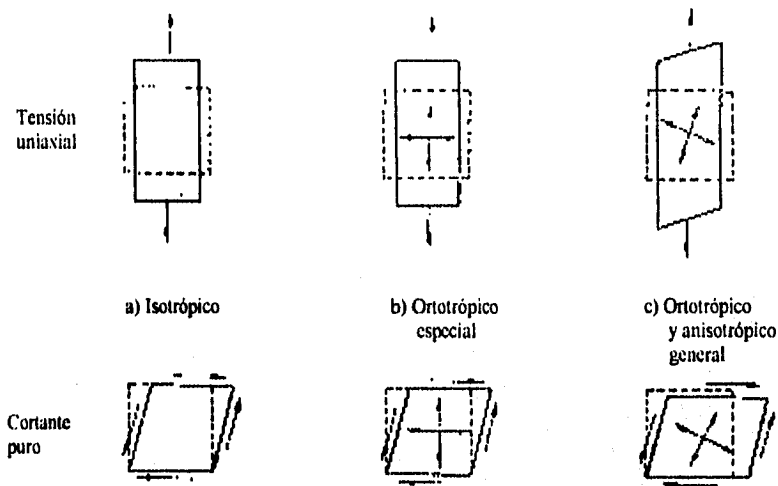


Figura 2.2 Diferencias en las deformaciones de los materiales isotrópicos, ortotrópicos y anisotrópicos sujetos a una tensión uniaxial y esfuerzos cortantes puros. (P. K. Mallick, 1993: 122)

Por ejemplo, el esfuerzo a la tensión y el módulo de un laminado reforzado con fibra orientado de manera unidireccional, son máximos cuando estas propiedades son medidas en dirección longitudinal de la fibra; a cualquier otro ángulo de medida éstas son menores. El valor mínimo es observado a 90° de la dirección longitudinal de las fibras. Dicha dependencia angular se refleja en otras propiedades mecánicas y físicas, tales como el coeficiente de expansión, conductividad térmica, resistencia al impacto. Mediante un reforzamiento multidireccional, ya sea en forma plana o en una construcción laminar, es posible lograr un conjunto de propiedades más balanceadas.

2.2.1 Matriz de Rigidez para un material Ortotrópico e Isotrópico

El esfuerzo aplicado en un punto de un sólido puede ser representado por los esfuerzos actuando en las superficies de un cubo como se muestra en la figura 2.3. Hay tres esfuerzos normales σ_{11} , σ_{22} y σ_{33} y tres esfuerzos cortantes τ_{23} , τ_{31} , y τ_{12} . Las correspondientes deformaciones están dadas por ϵ_{11} , ϵ_{22} , ϵ_{33} , γ_{23} , γ_{31} y γ_{12} . Los componentes de esfuerzos mostrados en la cara del cubo son tomados como positivos y

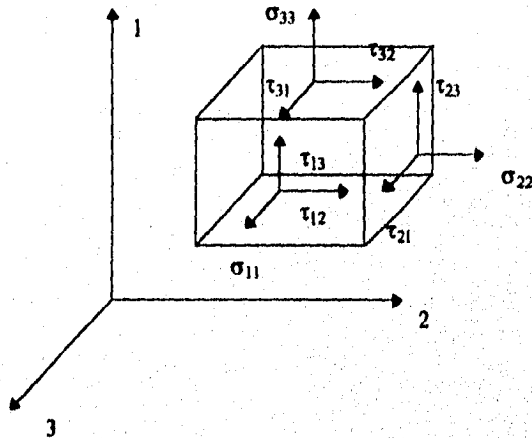


Figura 2.3 Componentes de esfuerzo actuando en una unidad cúbica elemental

pueden ser tomadas como fuerzas por unidad de área. De tal manera que los esfuerzos normales a la tensión son positivos y los esfuerzos normales de compresión son negativos. Nueve componentes de esfuerzos deben ser usadas para definir el estado de esfuerzos en un punto, denominados σ_1 , σ_2 , σ_3 , τ_{23} , τ_{31} , τ_{12} , τ_{32} , τ_{13} y τ_{21} ; al considerar los momentos de fuerzas sobre los

ejes coordenados a través del centro de la unidad cúbica se puede observar que por equilibrio en cualquier punto $\tau_{23} = \tau_{32}$, $\tau_{31} = \tau_{13}$, y $\tau_{12} = \tau_{21}$

Cuando un esfuerzo a la tensión unidireccional es aplicado a un sólido la deformación elástica \mathcal{E} en la dirección del esfuerzo aplicado está relacionada al esfuerzo aplicado por la bien conocida ecuación:

$$\sigma = E\mathcal{E} \quad (2.1)$$

donde E es el módulo de Young. Esto es, por supuesto, una simple expresión de la ley de Hooke. La deformación normal transversal al esfuerzo aplicado es $-\nu\mathcal{E}$, donde ν es el módulo de Poisson. Para un material isotrópico E y ν son independientes de la dirección del esfuerzo aplicado. El módulo cortante G está definido por

$$\tau = G\gamma \quad (2.2)$$

donde γ es la deformación cortante ingenieril. Para un material isotrópico

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.3)$$

la ley de Hooke puede ser expresada en una forma generalizada usando una notación indicial

$$\sigma_i = \sum_{j=1}^6 C_{ij} \varepsilon_j \quad (2.4)$$

donde σ_i son las componentes de los esfuerzos y ε_j son las componentes de deformaciones. C_{ij} es llamado la constante de rigidez. En una forma de ecuación expandida, la ecuación 2.4 se expresa:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Para materiales isotrópicos la matriz es mucho más simple porque las propiedades elásticas son las mismas en todas direcciones. La ecuación 2.5 se reduce a:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{12} & C_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(C_{11} - C_{12}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(C_{11} - C_{12}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(C_{11} - C_{12}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

En el caso de un laminado se considera que estos son lo suficientemente delgados de tal manera que los esfuerzos a través del espesor son cero. Esto es $\sigma_3 = \tau_{23} = \tau_{31} = 0$ (esfuerzos en el plano). Si reemplazamos los coeficientes de rigidez en las constantes ingenieriles la ecuación 2.6 se reduce de la siguiente manera para materiales isotrópicos

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} & \frac{\nu E}{1-\nu^2} & 0 \\ \frac{\nu E}{1-\nu^2} & \frac{E}{1-\nu^2} & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Un laminado ortotrópico con fibras orientadas unidireccionalmente puede ser considerado como un isotrópico en el plano normal a la dirección de las fibras debido a que las propiedades son independientes de la dirección en ese plano.

La relación esfuerzo-deformación para un laminado unidireccional se expresa de la siguiente manera

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

donde Q_{11} , Q_{12} , Q_{22} y Q_{66} son llamadas rigideces reducidas. Solo hay cuatro constantes independientes en esta ecuación, las rigideces reducidas Q_{11} , Q_{12} ,

Q_{22} y Q_{66} o las constantes ingenieriles E_1, E_2, ν_{12} y ν_{21} . La ecuación 2.8 indica que los materiales ortotrópicos sujetos a la tensión o compresión a lo largo de las direcciones principales del material, no muestran deformaciones cortantes con respecto a las direcciones principales y la deformación es independiente de G_{12} . Similarmente un esfuerzo cortante τ_{12} produce solamente deformaciones cortantes las cuales son independientes de E_2, ν_{12} y ν_{21} .

2.2.2 Materiales compuestos laminados

Los materiales compuestos reforzados de fibra consisten en fibras de altos módulos de elasticidad inmersas en una matriz. Las fibras son los principales componentes en el soporte de las cargas, mientras que la matriz que rodea a las fibras las mantiene en posición y orientación deseada, actúa como un medio de transferencia de carga entre ellas y las protege de daños ambientales causada por altas temperatura y humedad, por eso aunque las fibras proveen de refuerzo a la matriz, ésta también sirve de muchas funciones a un material compuesto.

Las principales fibras para uso comercial son de varios tipos, el vidrio, carbón así como el Kevlar. Otras fibras como el boro, silicio y óxido de aluminio se utilizan en cantidades limitadas. Todas estas fibras pueden ser incorporadas dentro de una matriz ya sea en longitudes continuas y discontinuas. El material matriz puede ser un polímero, un metal o un cerámico. Varias

composiciones químicas y arreglos microestructurales son posibles para poder lograr diferentes categorías de matrices.

La forma más común en la cual los compuestos de fibra reforzada son usadas en aplicaciones estructurales es en laminados. Estos se obtienen aplicando un número de capas delgadas de fibra y matriz hasta conseguir el espesor deseado. La orientación de las fibras en cada capa, así como la secuencia de apilamiento de varias capas, pueden ser controladas para generar un amplio rango de propiedades físicas y mecánicas. Un arreglo simple se muestra en la fig. 2.4, el laminado plano en la figura consiste en capas de fibras apiladas con las fibras de la capa adyacente a 90° con respecto a la anterior. Esta construcción es típica de un material usado para paneles de alta resistencia en el uso de la aviación, la rama automotriz y otras industrias donde el peso juega un factor crítico en el diseño de estructuras.

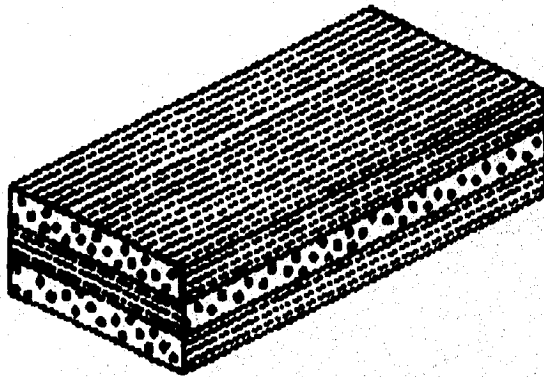


Figura 2.4 Laminado plano con capas unidireccionales a 90° una de otra. (Derek Hull, 1988: 60)

Otros tipos de arreglos de fibras comunes en laminados son mediante fibras continuas al azar, esto es que las fibras pueden estar colocadas en cualquier

dirección. Por otro lado, existen también arreglos de fibras discontinuas en cualquier dirección. En general el arreglo del laminado es más complicado porque los componentes tienen que satisfacer un número de diferentes objetivos de diseño. En las figuras 2.5, 2.6, 2.7 pueden observarse los diferentes tipos de arreglos de fibras en un laminado.



Figura 2.5 a) Microfotografía de una fibra de vidrio en forma de tapetillo
b) Microfotografía de un corte transversal de un laminado (Derek Hull, 1988:65)

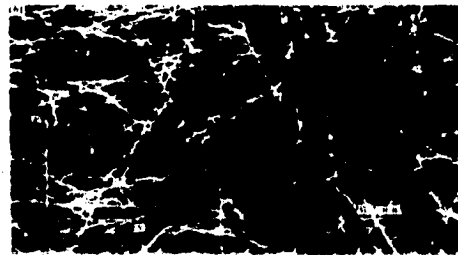


Figura 2.6 Microfotografía de tapetillo con fibras triturada
Darlinton, McGinley & Smith, 1976)¹

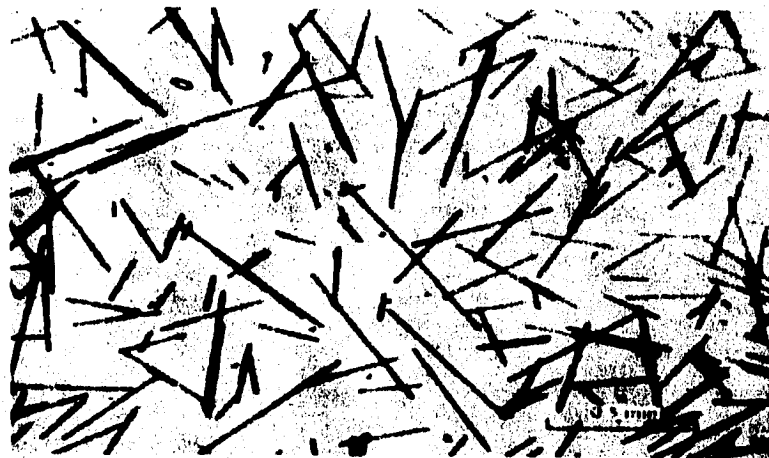


Figura 2.7 Microfotografía de fibras cortas separadas en una matriz termoplástica despues de un proceso de moldeado por inyccción. (D. Pennintong, PhD Thesis, University of Liverpool 1979.)²

¹ Derek Hull, AN INTRODUCTION TO COMPOSITE MATERIALS, 1988: 68

² Idem.

2.2.3 Propiedades de la fibra

Las fibras son el principal componente en un material compuesto, estas ocupan la fracción de volumen más grande en un compuesto laminar y soportan las cargas más grandes en un compuesto estructural. Una selección apropiada del tipo de fibra, cantidad y orientación de las fibras es muy importante, ya que tiene influencia sobre las siguientes características:

- a) **Peso específico.**
- b) **Resistencia a la tensión y su módulo.**
- c) **Resistencia a la compresión y su módulo.**
- d) **Resistencia a la fatiga.**
- e) **Conductividad eléctrica y térmica.**
- f) **Costo.**

En la tabla 2.1 se muestra un número de fibras comercialmente disponibles, el primer punto a notar es el extremadamente **pequeño diámetro de filamento** de las fibras. Debido a su **pequeño tamaño** son **difíciles de manejar**, por lo tanto, la forma más útil de las fibras comerciales es en **manojos**, los cuales son producidos juntando una **gran cantidad de filamentos**.

Fibra	Diametro característico (µm) ^a	Gravedad específica	Módulo de tensión GPa (Msi)	Esfuerzo a la tensión GPa (ksi)	Falla de fatiga (%)	Coefficiente térmico de expansión. (10 ⁻⁶ /°C) ^b	Relación de Poisson's
E-glass	10 (redondo)	2.54	72.4 (10.5)	345 (500)	4.8	5	0.2
S-glass	10 (redondo)	2.49	86.9 (12.6)	4.30 (625)	5.0	2.9	0.22
PAN carbón T-300	7 (redondo)	1.76	231 (33.5)	3.65 (530)	1.4	-0.6 (long) 7-12 (radial)	0.2
AS-1 ^d	8 (redondo)	1.80	228 (33)	3.10 (450)	1.32		
AS-4 ^d	7 (redondo)	1.80	248 (36)	4.07 (590)	1.65		
T-40 ^e	5.1 (redondo)	1.81	290 (42)	5.65 (820)	1.8	-0.75 (long)	
IM-7 ^d	5 (redondo)	1.78	301 (43.6)	5.31 (770)	1.81		
HMS-4 ^d	8 (redondo)	1.80	345 (50)	2.48 (360)	0.7		
GY70 ^d	8.4 (bilobal)	1.96	483 (70)	1.52 (220)	0.38		
Pitch carbon 1 ^c -55 ^c	10	2.0	380 (55)	1.90 (275)	0.5	-1.3 (long)	
P-100 ^c	10	2.15	758 (110)	2.41 (350)	0.32	-1.45 (long)	
Aramid Kevlar ^f 49	11.9 (redondo)	1.45	131 (19)	3.62 (525)	2.8	-2	0.35
149		1.47	179 (26)	3.45 (500)	1.9		
Technora ^d		1.39	70 (10.1)	3.0 (435)	4.4	-6 (long)	
Extended-chain polietileno Spectra ^g 900	38	0.97	117 (17)	2.59 (375)	3.5		
1000	27	0.97	172 (25)	3.0 (435)	2.7		
Boron	140 (redondo)	2.7	393 (57)	3.1 (450)	0.79	5	0.2
SiC Monofilamento	140 (redondo)	3.08	400 (58)	3.44 (499)	0.86	1.5	
Nicalon ^h (multifilamento)	14.5 (redondo)	2.55	196 (28.4)	2.75 (399)	1.4		
Al ₂ O ₃ Fiber FI ⁱ	20 (redondo)	3.95	379 (55)	1.90 (275)	0.4	8.3	
Al ₂ O ₃ -SiO ₂ /Fiberfrax (discontinua)	2-12	2.73	103 (15)	1.03-1.72 (150-250)			

Tabla 2.1 Propiedades de las fibras reforzadas comerciales. (P.K.Mallik, 1993: 18,19)

^a1 µm= 0.0000393 in

^b1 m/m per °C = 0.5556 in./in. per °F

^cAmoco.

^dHercules.

^eBASF

^fDuPont.

^gTeijin.

^hAllied-Signal.

ⁱNippon Carbon.

^jCarborundum.

Generalmente, el promedio de resistencia a la tensión y módulo de las fibras juntas en un manajo es menor que el medido en un filamento únicamente.

Los diagramas de esfuerzo-deformación para las fibras reforzadas son lineales hasta el punto de la fractura. En ellas se puede presentar también un modo de falla repentino. Aunque la ausencia del periodo de sedencia, no reduce la capacidad de carga de las fibras, las hace propensas al daño en el manejo así como durante el contacto con otras superficies. En un proceso de manufactura continua como el enrollamiento de fibras, el rompimiento de fibras frecuente debido a que tales daños puede reducir el rango de producción. En la Figura 2.8 se muestra un diagrama de esfuerzo a la tensión-deformación para varias fibras

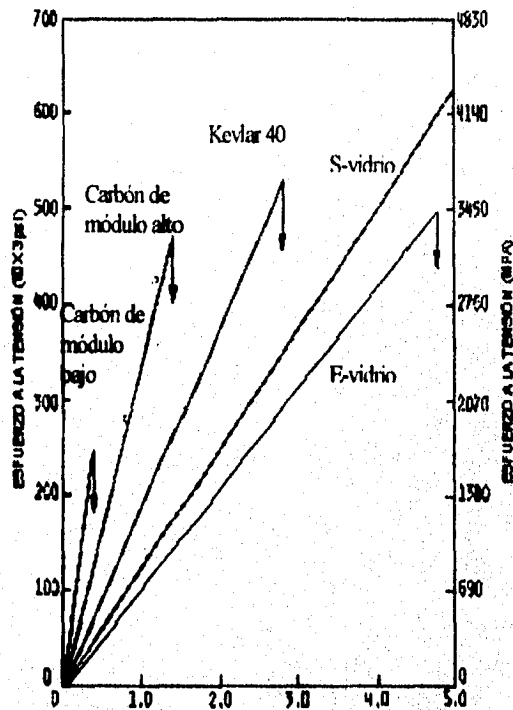


Figura 2.8 Diagramas esfuerzo a la tensión-deformación para varias fibras (P. K. Maallick, 1993: 21)

2.2.4 Comparación entre distintos tipos de fibras

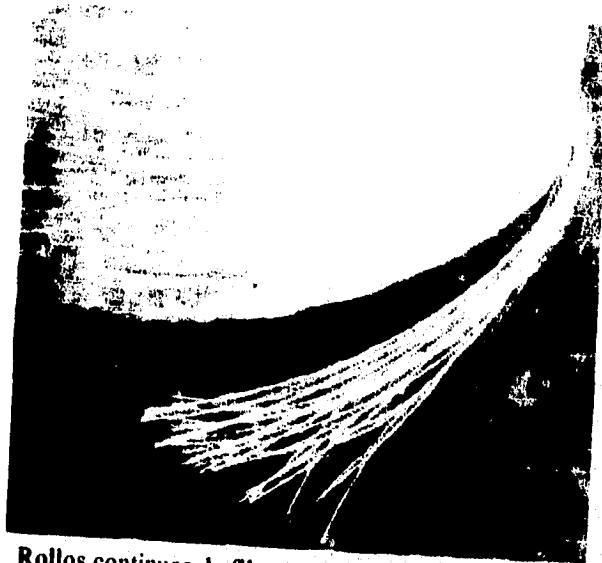
2.2.4.1 Fibras de Vidrio

Las fibras de vidrio son las más comunes en el reforzamiento de compuestos poliméricos. Las principales ventajas de las fibras de vidrio son: su bajo costo, alta resistencia a la tensión, alta resistencia química y excelentes propiedades aislantes. Sus desventajas son: bajo módulo a la compresión, relativamente alto peso específico (entre las fibras comerciales), sensibilidad a la abrasión y desgaste con el manejo (lo cual reduce frecuentemente su resistencia a la tensión), relativamente baja resistencia a la fatiga y alta dureza (la cual produce un desgaste excesivo en los moldes y herramientas de corte).

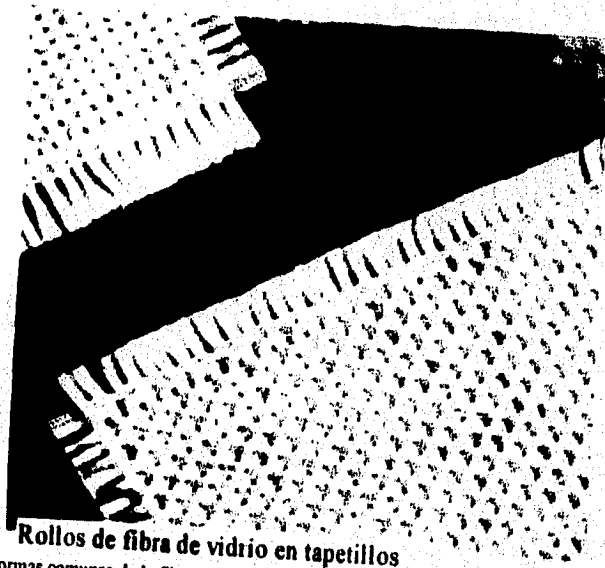
Los tipos de fibra de vidrio más comúnmente usadas en la industria son el "E" y el "S". En la tabla 2.2 se expresa la composición típica de este tipo de fibra. El "E" tiene el más bajo costo de todas las fibras comercialmente disponibles, razón por la cual es la de mayor uso en la industria. El tipo "S" fue originalmente desarrollada para componentes de la aviación por tener la resistencia más alta a la tensión entre todas las fibras.

Tipo de fibra de Vidrio	SiO ₂	Al ₂ O ₃	CaO	MgO	B ₂ O ₃	Na ₂ O
E-glass	545	145	17	45	85	5
S-glass	64	26	-	10	-	-

Tabla 2.2 Composición típica de las fibras de vidrio (en porcentaje de peso). (P. K. Mallick, 1993:24)



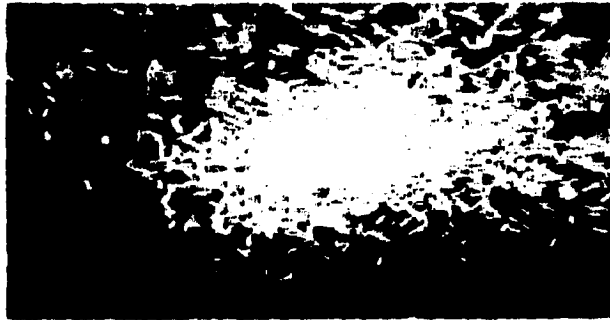
Rollos continuos de fibra



Rollos de fibra de vidrio en tapetillos

Figura 2.9 Formas comunes de la fibra de vidrio. (Courtesy of Owens Corning Fiberglas Corp.)³

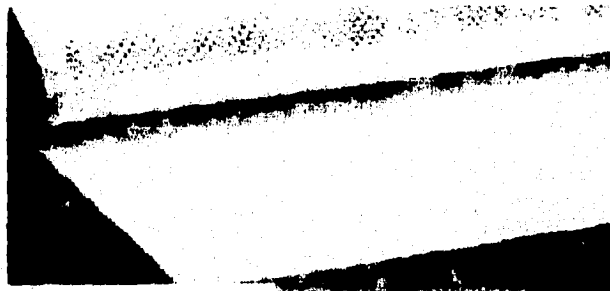
³ Citado por P. K. Mallick, FIBER REINFORCED COMPOSITES, 1993-26.



Fibra triturada



Fibra triturada en tapetes



Fibra Tejada en rollos

Figura 2.10 Formas comunes de la fibra de vidrio. (Courtesy of Owens Corning Fiberglas Corp.)⁴

⁴ Idem.

2.2.4.2 Fibras de Carbón

Las fibras de carbón se encuentran disponibles comercialmente con una variedad de rangos de módulos de tensión que van desde 207 GPa hasta 1035 GPa. En general las fibras de bajo módulo tienen menor peso específico, alto costo, alta resistencia a la tensión y compresión y alta resistencia a la fractura. Entre las ventajas de la fibra de carbón se encuentran sus excepcionalmente altos rangos de resistencia-peso y módulo-peso, muy bajo coeficiente de expansión térmica (la cual provee una estabilidad dimensional en aplicaciones como antenas espaciales) y alta resistencia a la fatiga. Las desventajas son su baja resistencia al impacto y alta conductividad eléctrica lo que puede causar cortos circuitos si no se encuentran bien protegidas. Su alto costo hasta ahora las ha limitado a un gran uso comercial. Son comúnmente usadas en la industria espacial donde los ahorros de peso son considerablemente más críticos que el costo.

Estructuralmente las fibras de carbón contienen más mezcla de carbón amorfo y grafito. Su alto módulo de tensión resulta de la forma del grafito en el cual los átomos están arreglados en planos paralelos cristalográficos de hexágonos regulares.

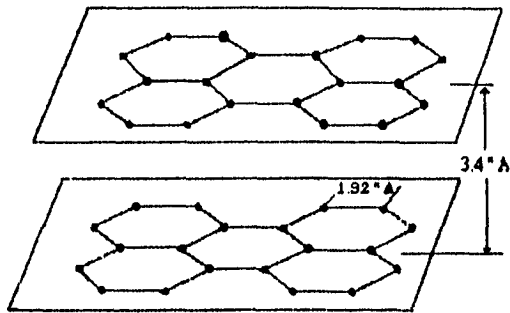


Figura 2.11 Arreglos de átomos de carbón en un cristal de grafito
(P. K. Mallick, 1993: 29)

Como resultado de este arreglo atómico se obtiene una alta anisotropía en las propiedades físicas y mecánicas de esta fibra. Los planos basales en los cristales de grafito están alineados a lo largo del eje de fibras, sin embargo, en la dirección transversal, la alineación puede ser ya sea circunferencial, radial, al azar o en combinación de estos arreglos.

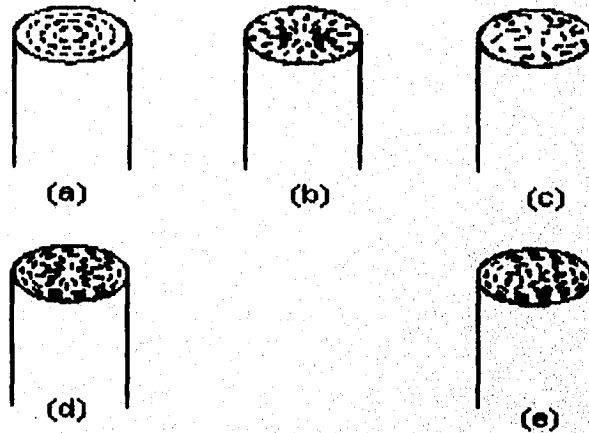


Figura 2.12 Arreglo de cristales de grafito en una dirección transversal al eje de la fibra, a) circunferencial, b) radial, c) al azar, d) radial-circunferencial, e) al azar-circunferencial

2.2.4.3 Fibras Kevlar

Las fibras *kevlar 49* pertenecen a un grupo de fibras poliamidas aromáticas altamente cristalinas que tienen el menor peso específico y la relación más alta de resistencia a la tensión-peso entre las fibras actuales. Estas se utilizaban como un refuerzo, en aplicaciones marítimas y aeroespaciales donde el peso ligero, alta resistencia a la tensión y resistencia al impacto, son muy importantes.

Como las fibras de carbón, las fibras de kevlar también tienen un coeficiente negativo de expansión térmica en la dirección longitudinal, el cual es utilizado ventajosamente en el diseño de tabletas para circuitos eléctricos con baja expansión térmica. Sus principales desventajas son su baja resistencia a la compresión y su dificultad al corte y al maquinado. En el doblado, las fibras kevlar ofrecen un alto grado de cedencia a la compresión, lo cual no se observa en las fibras de vidrio ni tampoco en las fibras de carbón. Por otro lado, estas fibras no se derriten ni soportan la combustión pero comienzan a carbonizarse a los 427 °C; su temperatura recomendada es de 160°C.

2.2.4.4 Fibras de Boro

La más prominente cualidad de las fibras de Boro, es su extremadamente alto módulo a la tensión el cual tiene un rango de 379-414 GPa. Esto aunado a su relativamente alto diámetro, las fibras del Boro ofrecen excelente resistencia al pandeo o flexión lateral lo cual en parte contribuye a una alta resistencia a

la compresión. La principal desventaja del Boro es su el alto costo al igual que muchas fibras de carbón. Por esta razón, su uso esta restringido a aplicaciones aeroespaciales.

2.2.4.5 Fibras de Cerámica

Las fibras de carburo de silicio (SiC) y óxido de aluminio (Al_2O_3) son ejemplos de fibras cerámicas notables por sus aplicaciones en altas temperaturas, en compuestos metálicos y cerámicos. Sus puntos de fusión están en el rango de 2830 y 2045 °C respectivamente. El carburo de silicio retiene su resistencia por arriba de los 650 °C y el óxido de aluminio hasta los 1370 °C. Ambas fibras son convenientes para reforzar matrices metálicas en donde las fibras de carbono y boro muestran reacciones adversas.

2.3 SELECCIÓN DEL MATERIAL FIBRA

2.3.1 Selección de la Fibra

En la tabla 2.3 se muestran las ventajas y desventajas de las principales fibras comerciales más comunes para el reforzamiento de compuestos poliméricos.

Tipo de Fibra	Ventajas	Desventajas
Vidrio	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo Costo • Alta resistencia a la tensión • Alta resistencia química • Comercialmente disponible 	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo módulo a la compresión • Alto peso específico • Sensible al desgaste en el manejo • Baja resistencia a la fatiga • Alta dureza
Carbón (Grafito)	<ul style="list-style-type: none"> • Comercialmente disponible • Alta resistencia a la tensión • Alta resistencia a la compresión • Alta resistencia a la fractura 	<ul style="list-style-type: none"> • Baja resistencia al impacto • Alta conductividad eléctrica • Muy alto costo
Kevlar	<ul style="list-style-type: none"> • Muy bajo peso específico • La más alta resistencia relación resistencia la tensión-peso • Resistencia al impacto • Baja expansión térmica • Alta resistencia a la temperatura 	<ul style="list-style-type: none"> • Baja resistencia a la compresión • Dificultad al corte y maquinado • Alto grado de cedencia a la compresión • Baja resistencia a la combustión
Boro	<ul style="list-style-type: none"> • Muy alto módulo a la tensión • Alta resistencia a la flexión • Alta resistencia a la compresión 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto Costo • Uso restringido en aplicaciones aeroespaciales
Cerámicos	<ul style="list-style-type: none"> • Alta resistencia a la temperatura • Alta Dureza 	<ul style="list-style-type: none"> • Baja resistencia a la compresión • Baja resistencia a la flexión

Tabla 2.3 Comparación de las distintas fibras comerciales

Como se puede observar en la tabla anterior, no existe una fibra que cubra todas las características deseables, sin embargo, aunque la fibra de vidrio es una de las que tiene mayor peso específico, es también una de las de más bajo costo y con buena resistencia a la tensión y a la compresión; por lo tanto consideramos que la fibra de vidrio reúne en general más características que las otras fibras para la construcción de este chasis-plataforma.

2.3.2 Propiedades de la Fibra Seleccionada

Material: Fibra de vidrio tipo "S"

Diámetro típico	10 μm .
Módulo a la tensión	86.9 GN/m ² .
Esfuerzo al tensión	4.30 GN/m ² .
Relación de Poisson	0.22.

2.4 RESINAS, ADHESIVOS Y RELLENADORES

- Resinas Termofijas

Las resinas termofijas como son las resinas epóxicas y de poliéster, cubren una amplia variedad de químicos a los que corresponden una amplia variedad de propiedades mecánicas y físicas. En los polímeros termofijos, las resinas líquidas se convierten en sólidos rígidos mediante una reacción química, la cual lleva a la formación de un arreglo tridimensional fuertemente unido por cadenas poliméricas. Las propiedades mecánicas del resultado de estas uniones moleculares, dependen a su vez del proceso de curado. El curado puede ser llevado a cabo a temperatura ambiente, pero es muy común usar un proceso de curado el cual involucra el calentamiento a una o varias temperaturas durante tiempos pre-determinados de tal manera que se obtengan uniones óptimas y por lo tanto, propiedades óptimas.

Las resinas termofijas son comúnmente isotrópicas. La propiedad más característica es su respuesta al calor debido a que, a diferencia de las resinas termoplásticas, no se derriten con el calor. Sin embargo, éstas pierden su rigidez a la temperatura de distorsión, por lo que esto define un límite

superior para su uso en componentes estructurales. Las resinas epóxicas son generalmente superiores a las resinas de poliéster en este aspecto, pero existen otras resinas las cuales son estables a temperaturas más altas tales como las poliamidas aromáticas. La tabla 2.4 muestra que las resinas epóxicas tienen una resistencia y propiedades elásticas superiores con un coeficiente de expansión y encojimiento menores durante el curado.

Propiedad	Unidad	Resina Epóxica	Resina Poliéster
Densidad	Mgm ⁻³	1.1-1.4	1.2-1.5
Módulo Young	GNm ⁻²	3-6	2-4.5
Módulo Poisson		0.38-0.4	0.37-0.39
Resistencia a la Tensión	MNm ⁻²	35-100	40-90
Resistencia a la Compresión	MNm ⁻²	100-200	90-250
Elongación	%	1-6	2
Coefficiente de Expansión	10 ⁻⁶ °C ⁻¹	60	100-200
Temperatura de Distorsión	°C	50-300	50-110
Encogimiento en Curado	%	1-2	4-8
Absorción de Agua 24 h a 20 °C	%	0.1-0.4	0.1-0.3

Tabla 2.4 Comparación de propiedades típicas entre resinas epóxicas y de poliéster
(Derek Hall, 1988: 29)

- Resinas Termoplásticas

Las resinas termoplásticas a diferencia de las resinas termofijas, no provienen de uniones de reacciones químicas. Estas derivan su resistencia y rigidez de

una propiedad intrínseca de su unidad monomérica y de su muy alto peso molecular. En un material amorfo, el calor lleva a un cambio de una forma rígida a una forma líquida viscosa. En un material cristalino, el calor resulta en el derretimiento de la fase cristalina a un líquido amorfo viscoso. Ambos polímeros cristalinos y amorfos pueden tener propiedades anisotrópicas dependiendo de las condiciones en el momento de la solidificación.

Las matrices termoplásticas son comúnmente usadas con reforzamiento de fibras cortas para aplicaciones de productos hechos mediante el moldeo por inyección. Algunas propiedades típicas están dadas en la tabla 2.5.

Propiedad	Unidad	Poli- propileno	Nylon 6.6	Poli- carbonato
Densidad	Mgm ⁻³	0.90	1.14	1.06-1.20
Módulo Young	GNm ⁻²	1.0-1.4	1.4-2.8	2.2-2.4
Módulo Poisson		0.3	0.3	0.3
Esfuerzo de Cedencia	MNm ⁻²	25-38	60-75	45-70
Elongación	%	>300	40-80	50-100
Coefficiente de Expansión	10 ⁻⁶ °C ⁻¹	110	90	70
Temperatura de Fusión	°C	175	264	—
Absorción de Agua 24 h a 20 °C	%	0.03	1.3	0.1

Tabla 2.5 Comparación de propiedades típicas entre tres termoplásticos comunes

(Derek Hull, 1988: 33)

- Rellenadores

Los rellenos son adicionados a una matriz polimérica por una o más de las siguientes razones:

1. Reducir costos (dado que la mayoría de los rellenos son menos costosos que la resina de la matriz.)
2. Incrementar los módulos.
3. Reducir el encogimiento de los moldes.
4. Control de la viscosidad.
5. Producir una superficie más suave.

El relleno más común para las resinas de poliéster y vinil es el carbonato de Calcio (CaCO_3), el cual se usa para reducir el costo, así como para evitar el encogimiento de los moldes. Ejemplo de otros rellenos son: arcilla, la mica, y las micro esferas de vidrio (sólidas y huecas). Aunque los rellenos incrementan los módulos de una matriz no reforzada, también tienden a reducir su fuerza y su resistencia al impacto. Las propiedades obtenidas al rellenar una matriz de poliéster con carbonato de calcio se muestran en la tabla 2.6

Propiedades	Poliéster sin relleno	Poliéster relleno con 30 phr CaCO_3
Densidad, g/ml	1.30	1.48
HDT, °C (°F)	79(174)	83(181)
Esfuerzo a la flexión, Mpa (psi)	121(17600)	62(9000)
Módulo a la flexión Gpa (10^6 psi)	4.34(063)	7.1(1.03)

Tabla 2.6 Propiedades de una matriz de poliéster al ser rellena con carbonato de calcio

La resistencia al impacto de los polímeros termofijos quebradizos pueden ser mejoradas agregándoles en pequeñas cantidades un líquido endurecedor elastomérico como el acrilnitrilo politeutaleno (CTBN). Todo esto aunado a los rellenos y endurecedores, colorantes, retardadores de flama, y absorbentes de rayos ultravioletas pueden ser agregados a la resina de la matriz.

2.5 ESTRUCTURA CELULAR DEL PANAL DE ABEJA

Muchos materiales naturales tienen una estructura celular sólida, por ejemplo la madera, los huesos y los corales marinos, soportan cargas estáticas y cíclicas por largo períodos. El uso de los materiales naturales con estructura celular por el hombre es una vieja historia; este ha usado durante mucho tiempo materiales naturales con estructura celular. La madera es uno de los materiales más usados en todo el mundo, el entendimiento de la forma en la cual sus propiedades dependen de la densidad y de la dirección de la carga, pueden guiarnos a mejorar el diseño con la madera. El interés en la mecánica de los huesos nos lleva a entender las enfermedades de los mismos, e intentar reemplazarlos con nuevos materiales estructurales hechos por el hombre.

Un ejemplo común de materiales celulares fabricados por el hombre se encuentra en las estructuras sandwich que son utilizadas en modernas aeronaves, las cuales están compuestas de recubrimientos muy delgadas separados por estructuras celulares de diferentes materiales, dando como resultado un panel con un enorme resistencia.

El "panal de abeja", con su estructura regular de células prismáticas hexagonales es lo que se conoce como un sólido celular en dos dimensiones. El "panal de abeja" en un sentido amplio describe cualquier matriz de células prismáticas idénticas que se juntan para formar un plano. Las células son normalmente de sección hexagonal como la de un "panal de abeja", pero pueden ser también triangulares, cuadradas, o romboides como se muestra en la figura 2.13

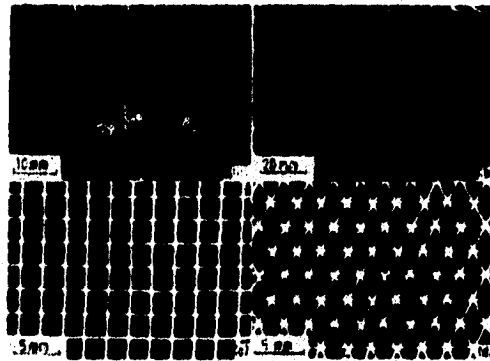


Figura 2.13 Diferentes tipos de panal de abeja (P.K. Mallick, 1993:14)

Debido a que el panal de abeja tiene geometría regular sus deformaciones pueden ser analizadas más o menos con ecuaciones que describen su comportamiento. Si el panal de abeja es comprimido en un plano, las paredes de la célula tienen una deformación elástica lineal. Más allá del esfuerzo crítico, las células se colapsan por fracturas, dependiendo así de la naturaleza del material de la pared de la célula.

2.5.1 DEFORMACIONES MECÁNICAS DEL PANAL DE ABEJA

La figura 2.14 plasma un panal de abeja hexagonal de la manera más común, los esfuerzos y la resistencia en el plano, es decir aquellos en el plano x_1 - x_2 , son más bajos porque los esfuerzos en este plano hacen que las paredes de las celdas se doblen. Los esfuerzos y las resistencias fuera del plano, es decir aquellas en la dirección x_3 , son muchos más grandes debido a que requieren extensión o compresión axial a las paredes de la celda.

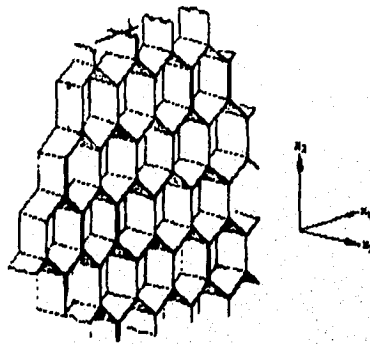


Figura 2.14 Esfuerzos dentro y fuera del plano en un panal de abeja

(P.K. Mallick, 1993:71)

2.5.1.1 Deformaciones en el Plano

Las curvas de esfuerzos de tensión-deformación para un panal de abeja elastomérico (un hule) se observa en la figura 2.15 así como, un panal de abeja elastico-plástico (un metal) y uno en el cual es elástico-quebradizo (un

cerámico), en compresión todos muestran un régimen lineal elástico, seguido de un esfuerzo constante, y finalmente de un régimen o incremento de esfuerzos. Cada régimen esta asociado con un mecanismo de deformación, que puede ser identificado cargando el modelo del panal de abeja.

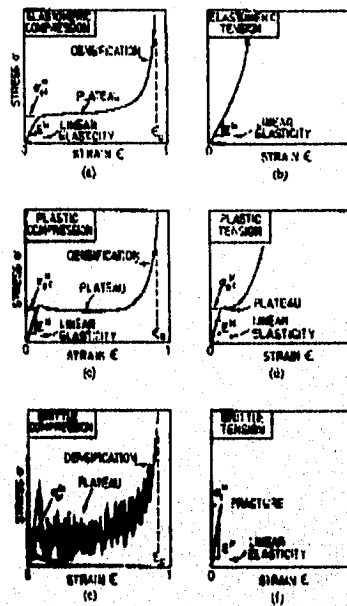


Figura 2.15 Curvas de esfuerzos de tensión-deformación en un panal de abeja elastomérico (P.K. Mallick,1993:75)

2.5.1.2 Deformaciones fuera del Plano

Los panales de abeja son más resistentes y más fuertes cuando son cargados a lo largo del eje de las celdas. Lo mismo se da cuando el panal de abeja es

sometido a esfuerzos cortantes fuera del plano. En estos casos la deformación inicial elástico-lineal involucra deformaciones axiales y cortantes significantes de las paredes de mismas de las celdas. En compresión, el régimen elástico-lineal es truncado (elástico para un elastómero, plástico para un metal o un polímero rígido) y la falla final es por medio de un desgarre o aplastamiento dando de esta forma unas curvas de esfuerzo-deformación como la mostrada en la figura 2.16. A la tensión el panal de abeja es elástico hasta que se deforma plásticamente o se fractura. Las curvas de esfuerzo-deformación para panales de abeja con rangos de densidad relativa forman una familia mostrada en la figura 2.17

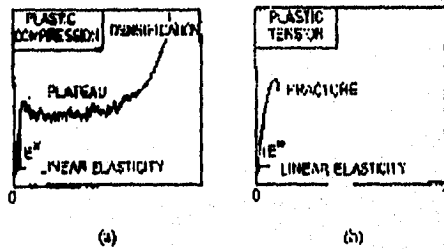


Figura 2.16 Curvas de esfuerzo deformación (P.K. Mallick,1993:71)

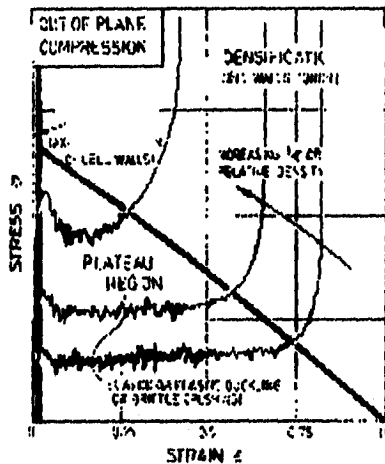


Figura 2.17 Curvas de esfuerzo deformación con rangos de densidad relativa. (P.K. Mallick,1993:71)

2.6 ESTRUCTURA SANDWICH.

Se conoce como un panel sandwich, a un panel formado por dos recubrimientos ligeros y de gran resistencia separados por un corazón ultraligero. La separación de estos recubrimientos incrementa el momento de inercia del panel con un incremento pequeño en peso produciendo una estructura muy eficiente para resistir dobleses y compresiones.

Los recubrimientos típicos de los paneles son el aluminio o compuestos de fibra reforzado; los corazones suelen ser de paneles de abeja de aluminio o papel fenólico, hule espuma o madera balsa, los cuales tienen una estructura celular.

El comportamiento mecánico de un sandwich depende de las propiedades de los materiales de los recubrimientos y del corazón, así como de su geometría.

En la mayoría de las aplicaciones el panel debe contar con un mínimo de rigidez requerido, no debe fallar bajo las máximas cargas esperadas a resistir y debe ser tan ligero como sea posible.

Su diseño representa un problema de optimización. La meta es obtener un panel con un peso mínimo que cuente con la rigidez y la resistencia requerida. Dicha optimización puede ser llevada a cabo con base en el espesor del corazón y los recubrimientos, en los materiales de los mismos y en la densidad del corazón.

Hoy en día, las estructuras sandwich son utilizadas en las modernas aeronaves que usan recubrimientos compuestos de fibras de carbón o vidrio, separadas por aluminio o estructura de panal de abeja de papel fenólico dando como resultado un panel con una enorme fuerza y rigidez. La misma tecnología ha sido dispersa en otras aplicaciones donde el peso es crítico: vehículos espaciales, yates de carreras, construcciones portátiles, etc. Las estructuras sandwiches se encuentran también en la naturaleza: El craneo, ya que está hecho de dos capas de hueso densa y compactada separadas por un corazón esponjoso y ligero; algunos tipos de hojas están estructuradas bajo el principio del sandwich por ejemplo.

Se ha probado que la estructura sandwich es una de las estructuras ingenieriles más innovadoras, ya que no sólo combina extremadamente bajo peso con alta rigidez, sino que también ha demostrado ahorros en los costos de producción.

2.7 SELECCIÓN DE LA ESTRUCTURA SANDWICH

A continuación se enlistan las características de la estructura sandwich seleccionada para la fabricación del chasis-plataforma.

2.7.1 Características Generales

- Estructura sandwich.

Espesor total de la estructura sandwich	26.4 mm.
Ancho total de un panel	1498.6 mm.
Largo total de un panel	2438.4 mm.

Tabla 2.7

- Recubrimientos

Material: Fibra de vidrio impregnada con resina epóxica, formada de 6 capas orientadas a diferentes ángulos.	
Grosor del recubrimiento	1.8 mm.
Grosor de cada capa	0.3 mm.
Orientación de las capas	0°/45°/90°/0°/-45°/-90°

Tabla 2.8

- Panal de abeja

Material: Papel fenólico NOMEX.	
Diámetro de la celda	3.0 mm.
Altura de la celda	2.5 mm.
Grosor de la pared	0.3 mm.

Tabla 2.9

2.7.2 Propiedades Físicas y Mecánicas

• Recubrimiento superior e inferior de la estructura sandwich	
Módulo de elasticidad E_x	20.5 GN/m ²
Módulo de elasticidad E_y	20.5 GN/m ²
Módulo de rigidez G_{xy}	4.2 GN/m ²
Relación de Poisson ν_{xy}	0.17
Esfuerzo a la tensión σ_x	52.5 MN/m ²
Esfuerzo a la tensión σ_y	52.5 MN/m ²
Esfuerzo cortante τ_{xy}	102 MN/m ²
Esfuerzo a la compresión σ_x	-168 MN/m ²
Esfuerzo a la compresión σ_y	-168 MN/m ²
• Papel Fenólico (NOMEX)	
Módulo cortante G_{zx}	106 MN/m ²
Módulo cortante G_{zy}	55 MN/m ²
Esfuerzo cortante τ_{zx}	3.07 MN/m ²
Esfuerzo cortante τ_{zy}	1.55 MN/m ²

Tabla 2.10

3.

DISEÑO Y ANÁLISIS MECÁNICO

Tradicionalmente, el chasis utilizado en los vehículos de transporte urbano, al igual que otros vehículos, consta de dos largeros de acero unidos entre ellos por travesaños; el número de travesaños depende del largo del chasis y de la carga que soporta. El diseño estructural está bien estudiado y obedece a los requerimientos del comportamiento no solamente estático sino también dinámico. La diferencia de un chasis a otro es mínima, ya que su comportamiento está perfectamente establecido.¹

Una de las razones fundamentales por las que no existen muchos cambios en la estructura del chasis tradicional, se debe a su bajo costo de fabricación. En general, en los vehículos de combustión interna uno de los parámetros más importantes de fabricación es el bajo costo. Sin embargo, en el caso de

¹ Boerman, H.J. the Analysis of comercial Vehicles Structures. 1989 2nd edition

vehículos eléctricos, otros parámetros deben ser tomados en cuenta, tales como el mejoramiento de la eficiencia reduciendo peso, que redundará en una vida útil más larga.

En México, los vehículos eléctricos que actualmente circulan en el área metropolitana son importados, subiendo así, de manera considerable el costo inicial del vehículo que ya de por sí, es alto.

Debido a lo anteriormente mencionado, es urgente y necesario crear una base tecnológica que permita la fabricación de vehículos eléctricos, cuyo costo inicial sea menor que el que actualmente tiene para poder hacerlo atractivo al consumidor, además de mejorar su eficiencia.

La sustitución de vehículos de combustión interna por vehículos eléctricos no es tarea fácil, ya que estos últimos tienen algunas desventajas, entre las que destacan el alto costo inicial, la restricción de la autonomía debido a las limitaciones de las baterías y su baja eficiencia comparada con un vehículo de combustión interna.

3.1 OBJETIVO

El objetivo principal de este trabajo es diseñar un nuevo tipo de chasis para un minibus eléctrico aumentando la eficiencia de este, reduciendo el peso total del vehículo, así como permitir la versatilidad en el diseño y

fabricación dando cabida a la creación de geometrías caprichosas sin reducir su rigidez estructural.

3.2 MODELADO DE UNA ESTRUCTURA SANDWICH MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Actualmente el método de elementos finitos se ha convertido en una herramienta poderosa para la solución numérica de un amplia variedad de problemas de ingeniería. Las aplicaciones varían desde el análisis de deformaciones y esfuerzos de automóviles, aeronaves, edificios y estructuras de puentes, hasta el análisis de diversos problemas como el de transferencia de calor, flujo de fluidos, flujos magnéticos y otros. Con el avance en la tecnología de las computadoras y de los sistemas CAD (Diseño Asistido por Computadora), problemas complejos pueden ser modelados con relativa facilidad, ahorrando de esta manera costos ya sea de tiempo o económicos.

Antes de construir el primer prototipo pueden ser probadas muchas alternativas de configuraciones y todo esto sugiere la necesidad de entender la teoría básica, modelado y los aspectos computacionales del método de elemento finito. En este método de análisis, una región compleja definida como un medio continuo es discretizada en simples formas geométricas llamadas elementos finitos. Las propiedades del material y las relaciones que lo rigen entre sí, como son los desplazamientos, deformaciones, esfuerzos, etc. son consideradas en estos elementos. Un proceso de unión de estos

elementos da lugar a una serie de ecuaciones. La solución de estas ecuaciones nos da el comportamiento aproximado del medio continuo.

Una de las virtudes de los programas de simulación utilizados para análisis mecánicos como NISA, es que cuentan ya con una serie de elementos predefinidos en su base de datos. Entre estos elementos, NISA cuenta con un elemento llamado NKTP 33, el cual se utiliza para el modelado de estructuras sandwich, misma que conforma el material a usarse para la construcción de este chasis-plataforma.

3.2.1 Descripción del Elemento NKTP 33

La razón por la cual fue elegido este elemento es porque permite el modelado de materiales laminados y además de la estructura sandwich. Este elemento estructural tridimensional incluye las deformaciones que se deben al recubrimiento, al doblado, al acoplamiento entre el doblado y el recubrimiento y a los efectos cortantes y es adecuado para modelar estructuras sandwich de materiales compuestos laminados relativamente gruesas y delgadas.

El elemento consta de dos o más capas superficiales que deben ser delgadas y rígidas y de uno o más corazones los cuales son relativamente gruesos y flexibles. Las caras superficiales se consideran que deben estar en un estado de esfuerzos en el plano, es decir, contienen los esfuerzos σ_{xx} , σ_{yy} y τ_{xy} ; y el material del corazón soporta sólo esfuerzos cortantes transversales τ_{xz} y τ_{yz} . Las caras superficiales pueden ser isotrópicas o pueden consistir de un

número de capas de material compuesto. Por lo general la introducción de la información es en la forma de la secuencia de laminación. El corazón y sus propiedades están identificadas con la capa número cero. La secuencia de laminación del arreglo de capas es de la capa superior a la inferior comenzando con la superior. El elemento tiene 6 grados de libertad por nodo (UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, donde UX, UY, UZ son desplazamientos lineales debidos a los esfuerzos normales y ROTX, ROTY, ROTZ son desplazamientos debidos a los esfuerzos cortantes) pero no posee una rigidez rotacional mayor a la normal de la estructura superficial.

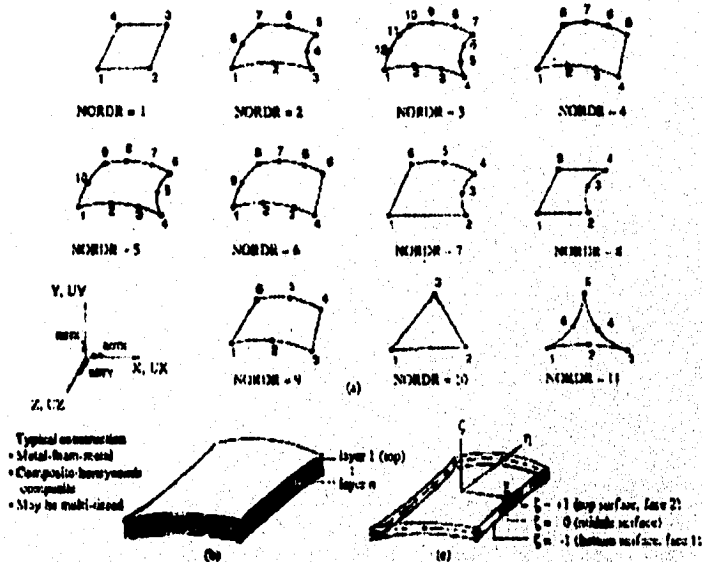


Figure 4.33.3 3-D laminated sandwich shell (NKTP = 33). (a) element configuration, (b) layer setup and typical construction, (c) face numbering convention for top and bottom surfaces

Figura 3.1: ESTRUCTURA LAMINAR TIPO SANDWICH (NKTP 33)

A) configuración del elemento B) construcción típica y arreglo de capas
C) norma de numeración de capas

El elemento puede ser formado de un cuadrilátero de 4 a 12 nodos dependiendo del valor NORDR seleccionado. La configuración del elemento, el acomodamiento de las capas, la localización de los nodos, y la numeración de las capas se muestra en la figura 3.1

El modelo final del chasis consta de 1847 nodos y cada nodo consta de 13 capas, donde las seis primeras capas se refieren al recubrimiento superior del sandwich formado por seis capas de fibra de vidrio con diferentes orientaciones; la capa siete se refiere al corazón formado por el panel de abeja y las otras seis capas restantes se refieren al recubrimiento inferior del sandwich con sus seis capas de fibra de vidrio. Estas características son definidas en el elemento NKTP 33 de NISA.

La siguiente tabla es una guía de referencia que muestra la información de entrada pertinente para este elemento.

GUIA DE REFERENCIA DEL ELEMENTO NKTP 33

Tipo de elemento	NKTP 33 Elemento general para una estructura 3D tipo sandwich
Tipo de análisis	Estático, y dinámico
Grados de libertad	6 por nodo: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ
NORDR Forma/ No. nodos	Cuadrilátero: de 4 a 12 nodos (NORDR de 1 a 9)
Constantes reales	Espeor de capas de 4 a 12 nodos (igual al num. de nodos) dados en *RECTABLE. Angulos de rotación de las capas de 4 a 12 nodos (mismo al num. de nodos) dados en *LAMANGLE

<p>Propiedades del material</p> <ul style="list-style-type: none"> • Materiales de las capas • Material del corazón 	<p>9 propiedades de cada tipo de material $E_x, E_y, E_z, \nu_{xy}, G_{xy}, G_{xz}, G_{yz}, \rho, \alpha_{px}, \alpha_{pz}$</p> <p>6 propiedades de fuerza para cada material $F_{xt}, F_{xc}, F_{yt}, F_{yc}, F_s$</p> <p>4 propiedades para cada tipo de material del corazón: E_x (debe ser puesto a 0.0), G_{xz}, G_{yz}, ρ</p> <p>1 propiedad de fuerza para cada tipo del material del corazón: F_{ts}</p>
<p>Salidas del elemento</p>	<p>- fuerzas internas ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$) y energía de deformación</p> <p>- deformaciones centroidales para cada capa en las direcciones principales del material (para capas superficiales: $\epsilon_{exx}, \epsilon_{eyy}, \gamma_{exy}$; para capas del corazón: $\epsilon_{exx}, \epsilon_{dyy}, \gamma_{exy}, \gamma_{eyz}, \gamma_{enz}$)</p> <p>- esfuerzos e índices de esfuerzos en cada capa, en el centroide y en los puntos nodales en las principales direcciones del material (para capas del material: $\sigma_{sxx}, \sigma_{sxx}/ALLOW, \sigma_{syy}, \sigma_{syy}/ALLOW, \tau_{sxy}, \tau_{sxy}/ALLOW$; para el corazón: $\tau_{szx}, \tau_{szx}/ALLOW, \tau_{szy}, \tau_{szy}/ALLOW$)</p> <p>- resultantes de esfuerzo en el centroide y punto nodales en los principales ejes del material asociados con la capa superior ($\sigma_{nix}, \sigma_{niy}, \tau_{nix}, M_{ix}, M_{iy}, M_{ix}, T_{qx}, T_{qy}$).</p>
<p>Capacidades dinámicas</p>	<p>transitorio dinámico, frecuencia de respuesta, vibración y análisis de impacto</p>

Tabla 3.1 Guía de referencia del elemento NKTP 33

3.2.2 Consideraciones para el Análisis de una Estructura Sandwich

Actualmente, muy pocas estructuras sandwich se consideran isotrópicas debido a que los materiales compuestos son usados como recubrimientos, aunque las estructuras sandwich hechas de recubrimientos termoplásticos y corazones son aún utilizados para aplicaciones que no requieren características específicas de rigidez y resistencia (F. Serranía, 1993: 26)

En general, las estructuras sandwich se doblan en dos direcciones simultáneamente, de tal manera que los desplazamientos deben encontrarse en dos direcciones. Se considera que los recubrimientos son muy delgados para poder presentar una solución simple.

Debido a que el análisis de una estructura sandwich presenta una gran complejidad es necesario tomar en cuenta algunas consideraciones, para un correcto análisis

1. Los esfuerzos perpendiculares a las caras se consideran despreciables.
2. Las caras y el corazón son isotrópicos en la dirección perpendicular al plano de las caras.
3. En las direcciones paralelas a las caras el corazón es menos rígido que los recubrimientos.
4. Las deflexiones son pequeñas.
5. Las caras son delgadas en comparación con el espesor del corazón, esto es que el espesor total de la estructura es igual al espesor del corazón.

3.3 CARACTERÍSTICAS DEL MODELO

3.3.1 Propiedades Físicas y Mecánicas de la Estructura Sandwich

Módulo de elasticidad E_x	20.5 GN/m ²
Módulo de elasticidad E_y	20.5 GN/m ²
Módulo de rigidez G_{xy}	4.2 GN/m ²
Relación de Poisson ν_{xy}	0.17
Esfuerzo a la tensión σ_x	52.5 MN/m ²
Esfuerzo a la tensión σ_y	52.5 MN/m ²
Esfuerzo cortante τ_{xy}	102 MN/m ²
Esfuerzo a la compresión σ_x	168 MN/m ²
Esfuerzo a la compresión σ_y	168 MN/m ²
• Papel Fenólico (NOMEX)	
Módulo cortante G_{zx}	106 MN/m ²
Módulo cortante G_{zy}	55 MN/m ²
Esfuerzo cortante τ_{zx}	3.07 MN/m ²
Esfuerzo cortante τ_{zy}	1.55 MN/m ²

Tabla 3.2 Propiedades Físicas y Mecánicas del Modelo

3.3.2 Geometría del Chasis

El modelo del elemento finito utilizado para simular la estructura del chasis fue modelada utilizando un elemento en forma de cascarón en tres dimensiones. La geometría del chasis-plataforma propuesta para ser analizada se muestra en la siguiente figura

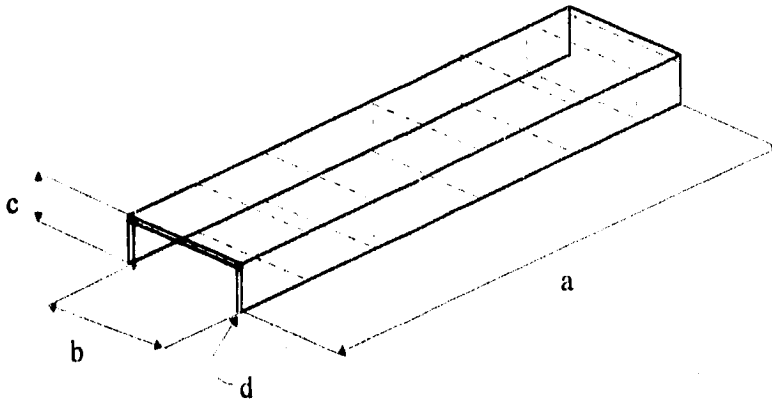


Figura 3.2 Geometría de chasis-plataforma

en donde:

- a=longitud total.....6080.00mm
- b=ancho total.....914.00mm
- c=alto total.....405.40mm
- d=espesor.....25.40mm

Para mayores detalles de la geometría del chasis-plataforma se puede hacer referencia en el capítulo 4, en la sección de planos de construcción.

3.3.3 Selección de Casos de Carga

Las propiedades inerciales de los componentes en el chasis tales como las baterías, el motor, la carga debida a los pasajeros, etc. son descritas como cargas concentradas y cargas distribuidas. En la siguiente figura se observa la distribución de dichas cargas consideradas durante el análisis mecánico

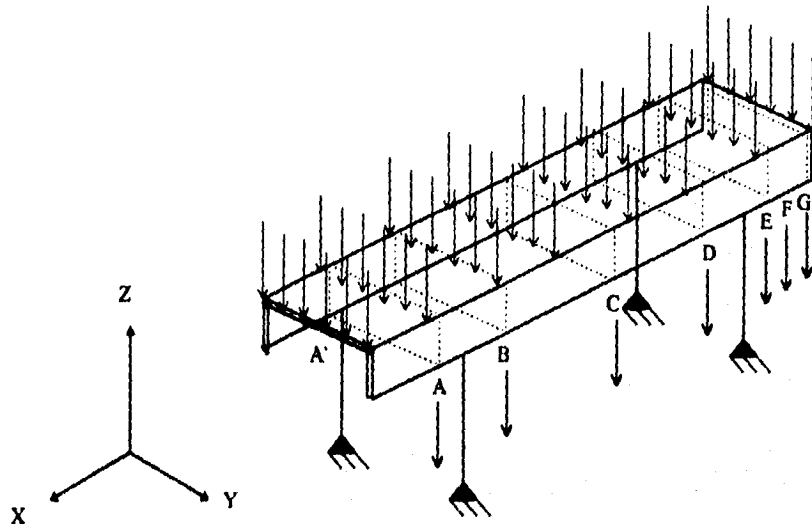


Figura 3.3 Distribución de cargas en el modelo del chasis-plataforma

Cargas Distribuidas.

- **Carga de personas:** esta carga está a todo lo largo y ancho del chasis y se consideró un peso por persona promedio de 70 Kg, siendo la capacidad del minibus aproximadamente para 30 personas, lo cual nos da una carga total de **2100 Kg.**

Cargas Concentradas.

- **Carga de canastillas de baterías:** La carga de cada canastilla es de 50 Kg utilizándose cuatro de estas (dos de cada lado) para alojar las 48 baterías;

esta carga esta aplicada en los puntos: C, D, E, C', D' y E' siendo la carga total de **400 Kg.**

- Carga debida a los tanques neumáticos, motor y canastilla de motor: ésta carga es de **600 Kg.** y se encuentra aplicada en la parte trasera en los puntos F, G, F' y G'
- Carga debida a las baterías: tienen un peso de 30 Kg. c/u. Y el minibus trabaja con 48 baterías, lo cual nos da un total de **1440 Kg.** aplicadas sobre los mismos puntos de las canastillas para baterías.
- La carrocería se considera ser una carga aplicada, debido a que se encuentra unida al chasis-plataforma en 10 puntos por lo que su peso se encuentra consentrado en: A, B, C, D, E, A', B', C', D' y E' siendo aproximadamente de **900Kg.**
- Sumando todas las cargas concentradas y distribuidas nos da un total de **5040 Kg.**
- Las fijaciones del modelo estan localizadas en los puntos de anclaje de la suspensión delantera y trasera y corresponden entre los puntos A-B, A'-B', D-E y D'-E'.

Para el modelado se uso un factor de seguridad con valor igual a dos, de tal manera que la carga total simulada fue de 10,084 Kg. Dicho factor de

seguridad fue considerado con un valor de dos tomando en cuenta que primeramente, el vehículo transportará pasajeros y en segundo lugar, que se utilizan materiales compuestos, por lo que no puede ser más alto debido al costo de estos.

3.4 ANÁLISIS MECÁNICO

Durante la operación, el minibus estará sujeto a cargas dinámicas y estáticas. El diseño de este deberá por lo tanto tomar en cuenta la combinación más severa de cargas a las que el minibus pueda estar sujeto.

Desde el punto de vista estático:

- Cuando el minibus se encuentre cargado a su máxima capacidad
- Durante el arranque y frenado del minibus

La aceleración máxima del minibus se considera durante el arranque del mismo y tiene un valor de 2.85 m/s^2 para una velocidad de 0 - 40 m/s en un tiempo de 14 seg.

Desde el punto de vista dinámico:

- El minibus estará sujeto a cargas dinámicas en las que se consideran vibraciones de baja frecuencia longitudinal y lateral.

Comunmente los rangos de frecuencias que se utilizan en la industria automotriz para la prueba de chasis y sistemas de suspensión oscilan al rededor de los 16 ± 3 Hz. Este valor será tomado posteriormente como filtro para obtener los valores permisibles de vibración que puede soportar el modelo del chasis.

3.4.1 Análisis Estático

Un vehículo, cualquiera que sea, está sujeto en su vida a una serie de cargas y vibraciones, algunas al azar y otras repetitivas. Estas pueden ser externas o internas, pero de cualquier forma, la estructura y el chasis deben ser lo suficientemente fuertes para soportarlas sin que existan serias fallas estructurales. En vehículos con un chasis independiente, la estructura de este sirve como carcasa, en la cual el motor, los componentes de la dirección, y la carrocería están sujetas. La carrocería, el sistema de dirección, las ruedas, la suspensión y el sistema de frenado interactúan entre sí en una forma muy cercana. Esta interacción determina el desempeño del vehículo en el camino, la seguridad y la comodidad. Con este propósito, el marco debe ofrecer suficiente rigidez, de tal manera que la disposición de todos los componentes permanezca inalterable y las deformaciones de la carrocería se mantengan al mínimo bajo la acción de la inercia y las cargas de reacción.

El propósito de un análisis estático es determinar las cargas internas y los desplazamientos de la estructura cuando está se encuentra sujeta a cargas externas. La base de este análisis es que el equilibrio de las fuerzas y la compatibilidad de los desplazamientos se mantengan en todos los puntos de la estructura.

Las condiciones de equilibrio para las fuerzas x , y , z , en dirección a las coordenadas y los momentos M_x , M_y , M_z , actuando sobre estas coordenadas deben ser:

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0 \quad (3.2)$$

Para poder entender el análisis estático desarrollado aquí mediante el método de elementos finitos es necesario establecer las relaciones esfuerzos-deformación, y deformación-desplazamiento y así como las ecuaciones de equilibrio y condiciones de frontera.

3.4.1.1 Ecuaciones de Equilibrio

Si tenemos un cuerpo tridimensional cualquiera, el cual ocupa un volumen V y tiene una superficie S como el que se muestra en la siguiente figura, los puntos en el cuerpo están localizados por las coordenadas x, y, z . Una parte de la frontera del cuerpo está fija en una región del mismo, de donde los desplazamientos son medidos. En una parte de la frontera del cuerpo, una

fuerza distribuida por unidad de área llamada tracción T es aplicada bajo la acción de esta fuerza, el cuerpo se deforma. La deformación de un punto $x=[x,y,z]^T$ esta dado por tres componentes de su desplazamiento.

$$u = [u, v, w]^T \quad (3.3)$$

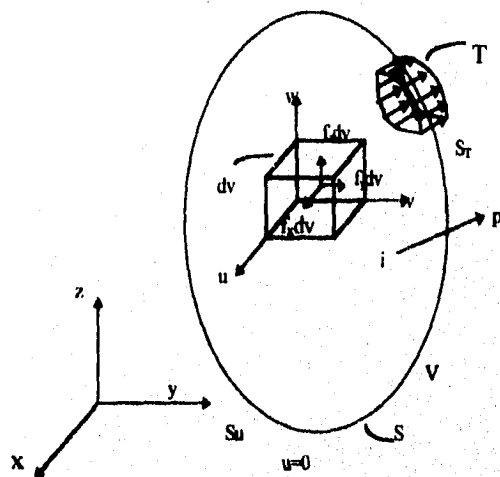


Figura 3.4 Cuerpo tridimensional, (Tirupathi R.C, 1991:3)

La fuerza distribuida por unidad de volumen, por ejemplo, el peso por unidad de volumen, es el vector f dado por

$$f = [f_x, f_y, f_z]^T \quad (3.4)$$

La fuerza del cuerpo actuando en un elemento diferencial de volumen dV es mostrado en la figura 3.4 La superficie de tracción T puede ser expresada en cada uno de sus componentes sobre puntos en la superficie.

$$T = [T_x, T_y, T_z]^T \quad (3.5)$$

Ejemplos de tracción, puede ser una fuerza de contacto distribuida uniformemente ó la acción de la presión. Una carga P actuando en un punto i se puede representar en sus componentes.

$$P_i = [P_x, P_y, P_z]^T \quad (3.6)$$

El esfuerzo actuando en el elemento diferencial de volumen dV es mostrado en la figura 3.5

Cuando el volumen dV se deforma a un punto, el Tensor de esfuerzos es representado por sus componentes en una matriz simétrica de tres por tres. Sin embargo, representamos los esfuerzos como seis componentes independientes de la siguiente manera:

$$\sigma = (\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_x, \tau_y, \tau_z) \quad (3.7)$$

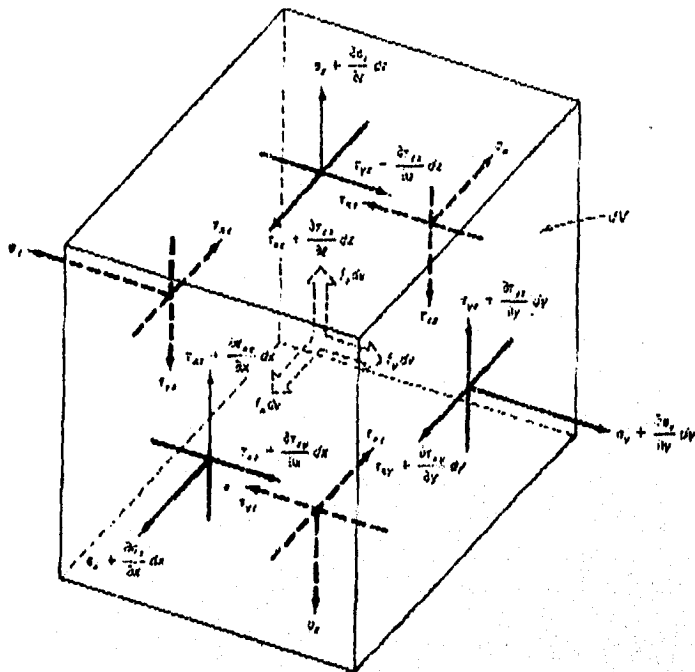


Figura 3.5 Elemento diferencial de volumen en equilibrio (Tirupathi R.C, 1991:4)

Donde $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ son los esfuerzos normales y τ_x, τ_y, τ_z son los esfuerzos cortantes. Si consideramos que el elemento diferencial de volumen de la figura 3.5 se encuentra en equilibrio, primero obtenemos las fuerzas multiplicando los esfuerzos por su correspondiente área. Considerando el elemento en equilibrio, tenemos que $\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$ y $\sum F_z = 0$ y reconociendo a la $dV = dx dy dz$, obtenemos las ecuaciones de equilibrio:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x &= 0 \\
\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y &= 0 \\
\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z &= 0
\end{aligned}
\tag{3.8}$$

3.4.1.2 Condiciones de Frontera

Refiriéndonos a la figura 3.4, encontramos que existen condiciones de desplazamiento de la frontera y condiciones de carga en la superficie. Si U está especificado en una parte de la frontera denominado por S_u tenemos que

$$U = 0 \text{ en } S_u \tag{3.9}$$

También podemos considerar condiciones de frontera tales como $U = a$ donde a es un desplazamiento dado.

3.4.1.3 Relaciones Desplazamiento-Deformación

Se representa a las deformaciones como un vector de la forma que corresponda al de los esfuerzos en la ecuación 3.7

$$\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{xy}]^T \tag{3.10}$$

Donde $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ son las deformaciones normales y $\gamma_{yx}, \gamma_{xz}, \gamma_{zy}$ son las deformaciones ingenieriles cortantes.

La figura 3.6 muestra la deformación $\partial_x - \partial_y$ para deformaciones pequeñas, las cuales son consideradas aquí. Si consideramos los otros planos, podemos escribir

$$\epsilon = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^T \quad (3.11)$$

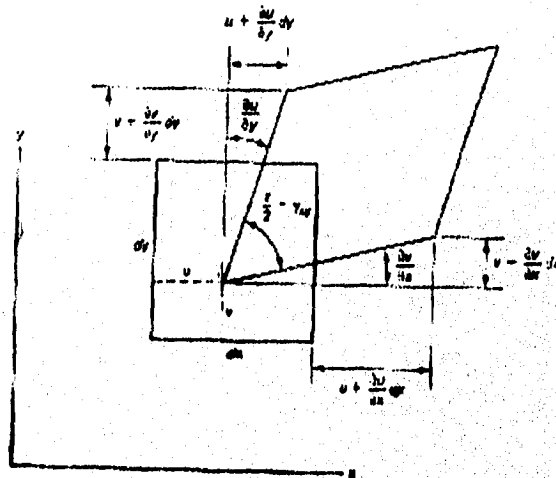


Figura 3.6 Diferencial de area bajo deformación, ((Tirupathi R.C, 1991:7)

3.4.1.4 Relaciones Esfuerzo-Deformación

Para los materiales elásticos lineales, las relaciones esfuerzo-deformación proviene de la ley de Hooke. Para los materiales isotrópicos, las dos propiedades del material son el módulo de Young (o módulo de elasticidad) E y el módulo de Poisson ν . Si consideramos un elemento diferencial dentro de un cuerpo, la ley de Hooke sería expresada de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z &= -\nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E}\end{aligned}\tag{3.12}$$

Donde el módulo cortante (o módulo de rigidez) G , está dado por:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}\tag{3.13}$$

De la ley de Hooke ecuación 3.12 tomamos que

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = \frac{(1-2\nu)}{E}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\tag{3.14}$$

Substituyendo por $(\sigma_y + \sigma_z)$ en la ecuación (3.12) obtenemos la relación inversa

$$\sigma = D \epsilon \quad (3.15)$$

Donde D es una matriz simétrica de 6x6 llamada matriz de rigidez la cual está dada por

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5-\nu \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Como se mencionó en el capítulo anterior, para el caso de un laminado como la estructura sandwich se considera que ésta es muy delgada, de tal manera que los esfuerzos σ_z , τ_{xz} y τ_{yz} son cero por consiguiente la matriz de rigidez para nuestro material quedaría expresada de acuerdo a la ley de Hooke como sigue

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

y obteniendo la relación inversa se obtiene que

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E & -\nu/E & 0 \\ -\nu/E & 1/E & 0 \\ 0 & 0 & 1/G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Los cuerpos anisotrópicos, con una orientación uniforme pueden ser considerados usando la matriz de rigidez D apropiado para este material .

3.4.2 Resultados del Análisis Mecánico

3.4.2.1 Análisis Estático por Medio de Elementos Finitos

Habiendo obtenido las propiedades físicas y mecánicas de los materiales seleccionados, tomando en cuenta las consideraciones mencionadas anteriormente y los casos de cargas , se obtuvieron las magnitudes de los esfuerzos, fuerzas, reacciones y deformaciones máximos los cuales se dan en tres componentes debidos a la configuración geométrica de la estructura sandwich los cuales seran llamados recubrimiento superior, recubrimiento inferior y el corazón del panal de abeja.

En la tabla siguiente se muestran los valores obtenidos en el análisis estático.

3.4.2.2 Desplazamientos Máximos en la Estructura Sandwich con Carga Estática

Figura	Propiedad	Magnitud (m)	Zona del Chasis	Capa	Nodo	Referencia
3.7	Ux	-14.17E-4	Tras. Lateral	---	1121	Zona Motor
3.8	Uy	36.91E-4	Tras. Lat. Izq	---	1122	Zona Motor
		-36.9E-4	Tras. Lat.Der..	---	1518	Zona Motor
3.9	Uz	12.14E-4	Tras. Central	---	671	Zona Motor
3.10	U Resultante	12.17E-4	Tras. Central	---	671	Zona Motor
3.11	Deformaci3n Geométrica.	---	---	---	---	---

Tabla 3.3 Desplazamientos Máximos

Como se puede observar en la tabla 3.2, los máximos desplazamientos se encuentran en la direcci3n Y, los cuales se localizan en los nodos 1122 y 1518 que corresponden a la zona del motor, causando que las puntas traseras del chasis se desplazan hacia los lados 3.6 mm. Este efecto se puede observar en la figura 3.11. Si consideramos que el modelo analizado no cuenta con unos refuerzos meticos a los lados los cuales son usados para soportar el motor, estos desplazamientos en Y se veran disminuidos enormemente. Lo que se muestra en este análisis es el peor de los casos considerados.

También puede observarse que curiosamente los siguientes desplazamientos más grandes en magnitud son solo de 1.4 mm en la direcci3n X (fig. 3.7) y no en la direcci3n Z donde solo se obtienen desplazamientos de 1.2 mm debidos al peso del motor principalmente. (fig. 3.9).

3.4.2.3 Esfuerzos Máximos en la Estructura Sandwich con Carga Estática

Figura	Propiedad	Magnitud (Pa)	Zona del Chasis	Capa	Nodo	Referencia
3.12	σ_{NXX}	-499.8E3	Med. Inf. Lat.	---	470	Zona Eje Tras.
3.13	σ_{NYY}	-185.3E3	Med. Inf. Lat.	---	1040	Zona Muelles
3.14	τ_{HXY}	668.3E2	Med. Inf. Lat.	---	1019	Zona Muelles
3.15	τ_{SXX}	-4.06E7	Med. Del. y Tras.	1,4,8,11	600,490	Fibras a 0 ^o Grados
3.16	τ_{SYY}	-4.06E7	Med. Del. y Tras.	3,6,10,13	600,490	Fibras a 90 ^o Grados
3.17	τ_{SXY}	1.13E7	Med. Del. y Tras.	2,5,9,12	1051,1447	Fibras a 45 ^o Grados
3.18	τ_{QX}	-179.7E2	Tra. Lat. Izq.	7	1511	Zona Motor
		179.7E2	Tra. Lat. Der.	7	1115	Zona Motor
3.19	τ_{QY}	-275.6E2	Tra. Cen Izq.	7	715	Zona Motor
		275.6E2	Tra. Cen. Der.	7	627	Zona Motor

Tabla 3.4 Esfuerzos Máximos con carga Estática

La tabla 3.4 muestra que los esfuerzos máximos durante el análisis estático son de tipo cortante transversal paralelos a las direcciones X y Y, (τ_{SXX} y τ_{SYY}) los cuales se presentan en los recubrimientos superiores e inferiores de la estructura del chasis. Estos esfuerzos son interlaminares y se localizan en las capas con fibras orientadas a cero grados, las cuales corresponden a la dirección X siendo de una magnitud de 40.6 Mpa. Igualmente se presentan en las fibras orientadas a noventa grados, las cuales corresponden a las fibras en la dirección Y. Es importante mencionar que la localización de ambos esfuerzos máximos corresponden a los nodos (600 y 490) los cuales se

encuentran en la zona de las muelles del eje trasero como se puede observar en las figuras 3.15 y 3.16 respectivamente.

Con respecto a los esfuerzos resultantes, el mayor esfuerzo se presenta en la dirección X (σ_{NX}) siendo un esfuerzo de compresión con una magnitud de 499kpa. En la fig. 3.12 podemos observar que éste se presenta entre las muelles del eje trasero en la parte lateral del chasis (nodo 470).

Los esfuerzos en el corazón son los más pequeños, siendo el mayor de estos el esfuerzo cortante en la dirección Y (τ_{QY}). Si observamos en la fig. 3.19, podemos concluir que estos esfuerzos son debidos a un estiramiento del material como consecuencia del peso del motor. Estos se presentan en las uniones entre la zona horizontal y vertical en la parte trasera del chasis. (nodos 715 y 627). Cabe mencionar que en estas zonas, el chasis cuenta con refuerzos de fibra de vidrio utilizados para la unión de los paneles, por lo tanto, lo que aquí se muestra es un caso extremo.

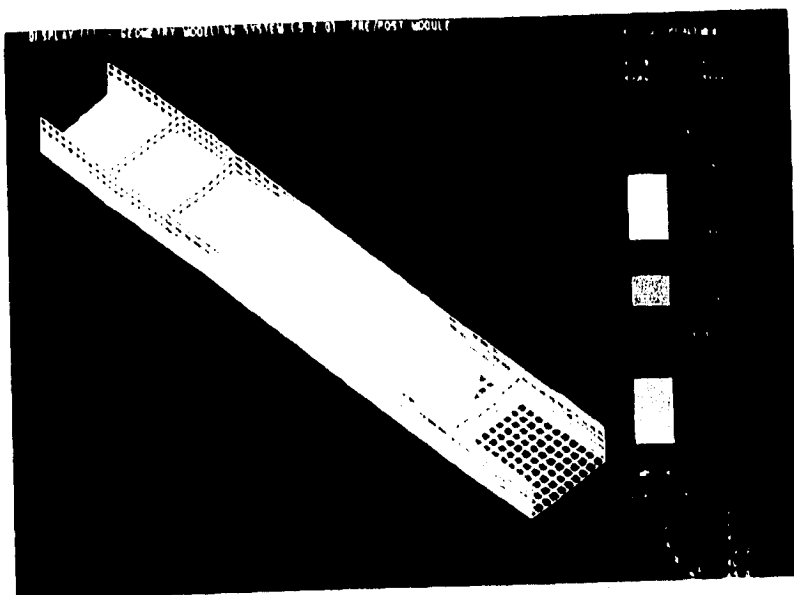


Figura 3.7 Desplazamientos en X

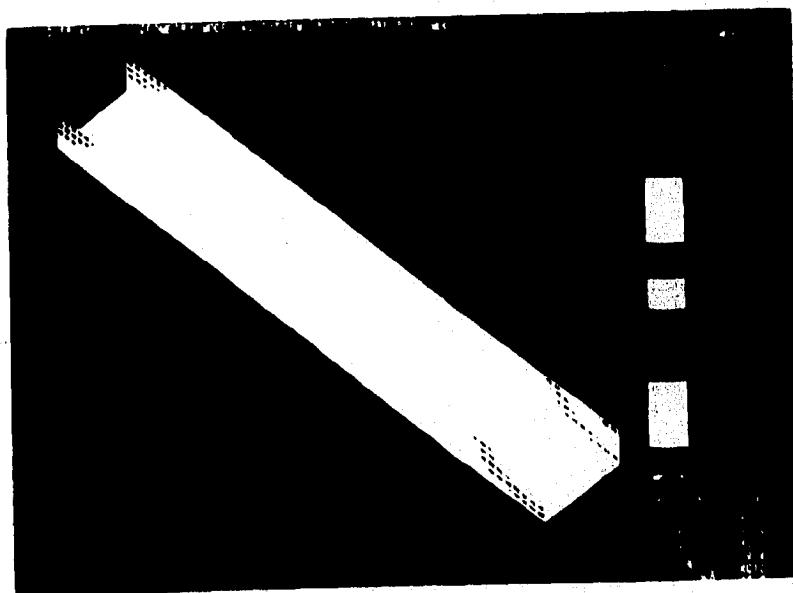


Figura 3.8 Desplazamientos en Y

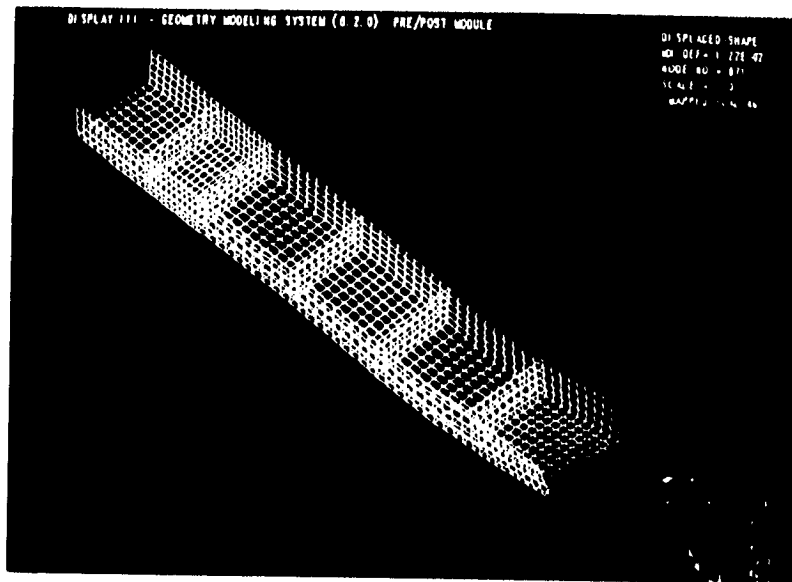


Figura 3.11 Deformación Geométricas

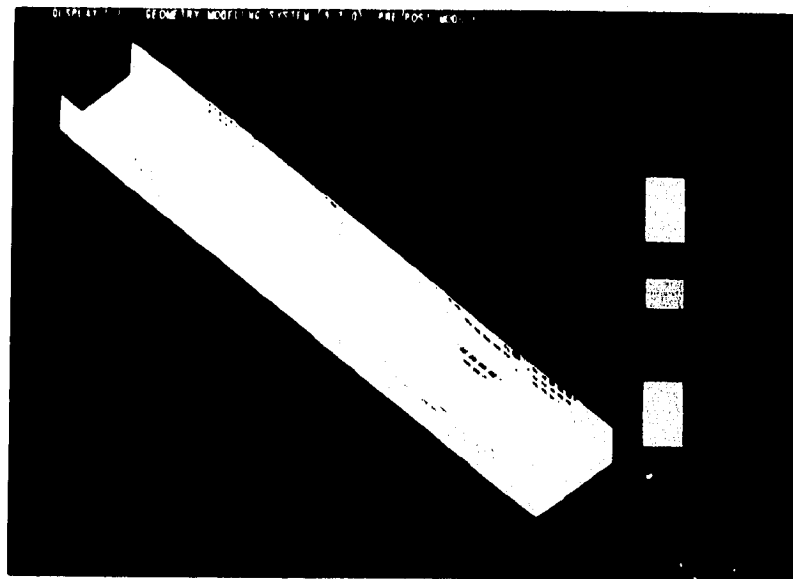


Figura 3.12 Esfuerzos Resultantes Nxx

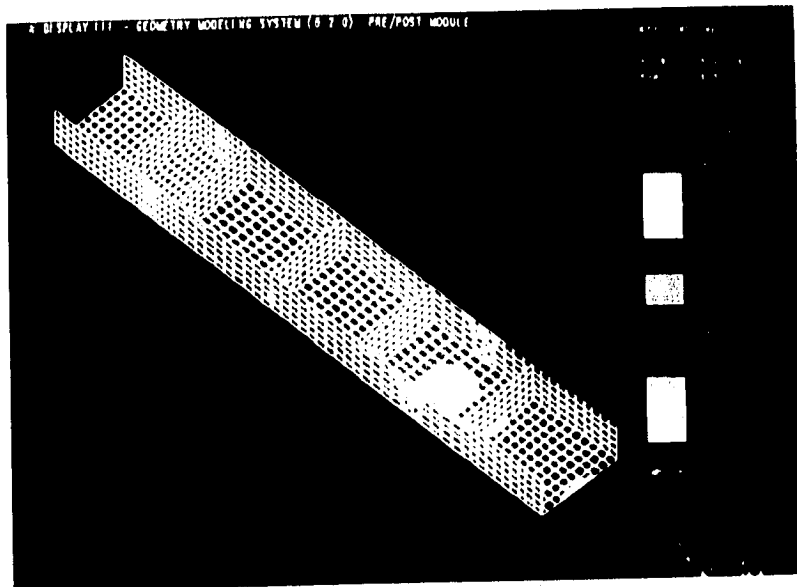


Figura 3.13 Esfuerzos resultantes N_{yy}

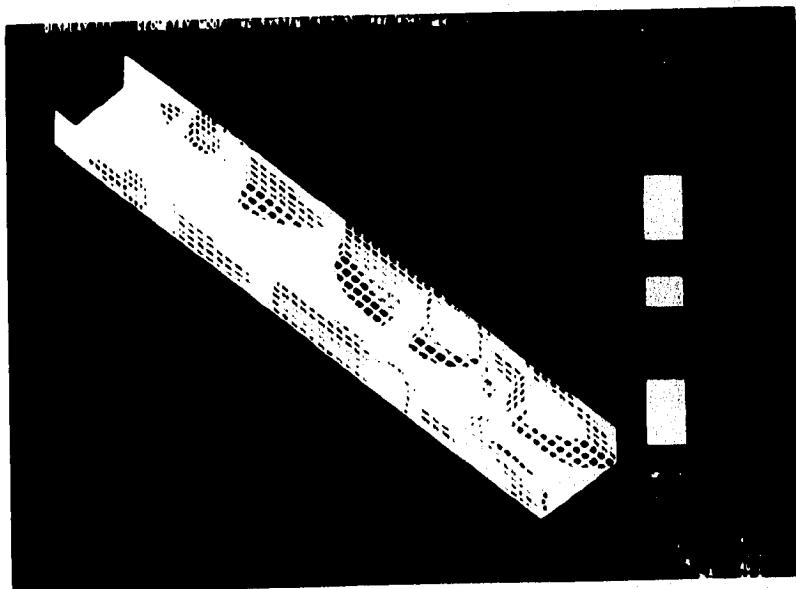


Figura 3.14 Esfuerzos Resultantes N_{xy}

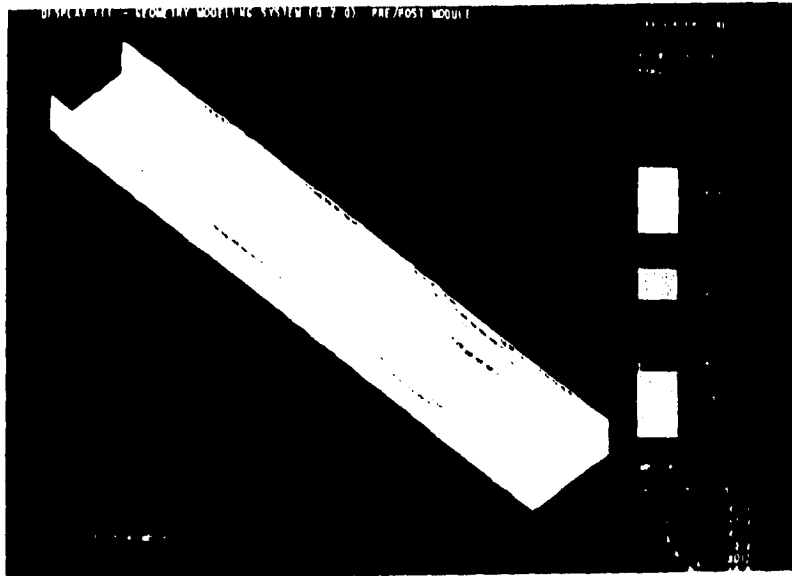


Figura 3.15 Esfuerzos Resultantes Sxx

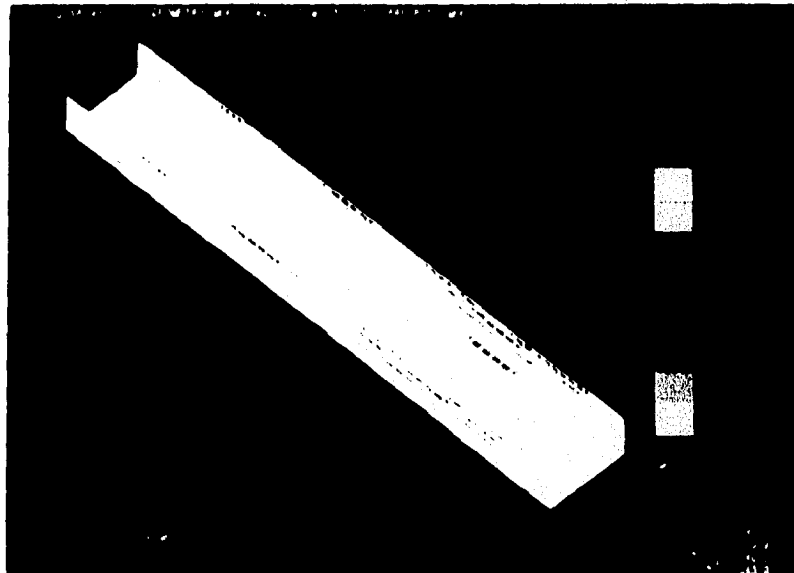


Figura 3.16 Esfuerzos Resultantes Syy

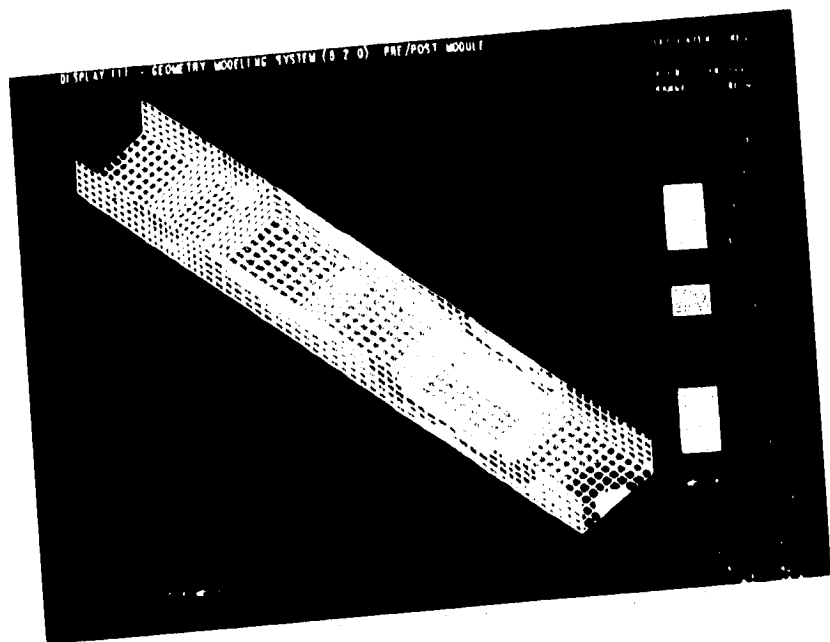


Figura 3.17 Esfuerzos Resultantes S_{xy}

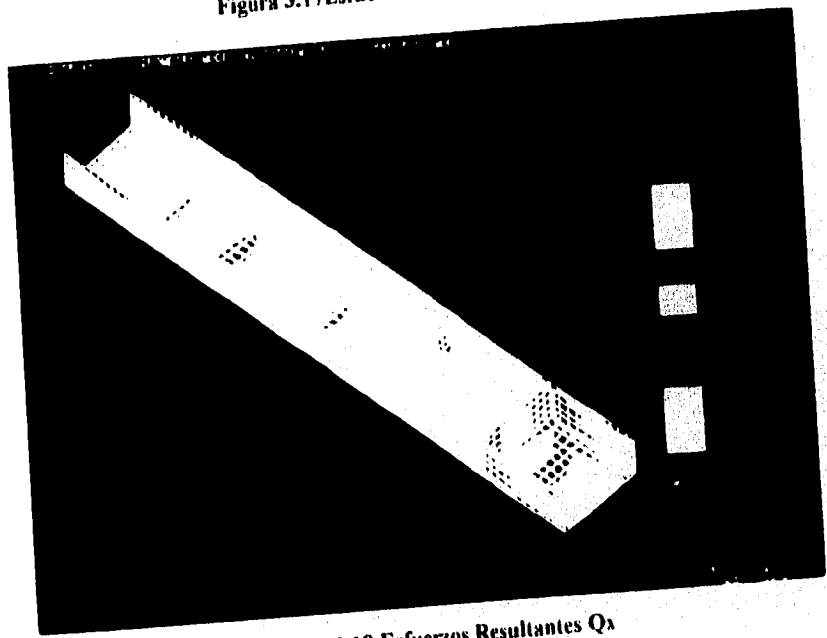


Figura 3.18 Esfuerzos Resultantes Q_x

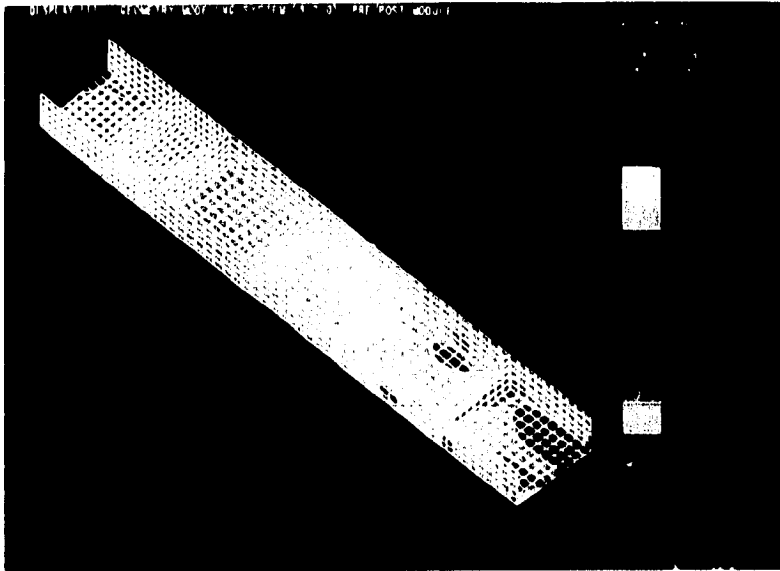


Figura 3.19 Esfuerzos Resultantes Qy

3.4.2.4 Análisis Cuasiestático por Medio de Elementos Finitos

De la misma manera que el análisis estático, los resultados de fuerzas, esfuerzos y deformaciones serán referidos a las mismas tres capas ya antes mencionadas: superior, inferior y el corazón del panal de abeja, tomando en cuenta que para este análisis se tomó en consideración la aceleración máxima del minibus de 2.85 m/s^2 , que es la tomada durante el arranque.

En la tabla siguiente se muestran los valores obtenidos en el análisis cuasiestático.

3.4.2.5 Desplazamientos Máximos en la Estructura Sandwich durante el Análisis Cuasiestático

Figura	Propiedad	Magnitud (m)	Zona del Chasis	Capa	Nodo	Referencia
3.20	Ux	7.271E-4	Trasera	---	1843	Zona Motor
3.21	Uy	7.09E-4	Med. Lat. Der.	---	1112	Zona Motor
		-7.09E-4	Med. Lat. Izq.		1518	
3.22	Uz	-3.55E-3	Trasera	---	671	Zona Motor
3.23	U Resultante	-3.55E-3	Trasera	---	671	Zona Motor
3.24	Deformación Geométrica.	---	---	---	---	---

Tabla 3.5 Desplazamientos Máximos

La tabla 3.4 nos muestra que durante el análisis cuasiestático, los máximos desplazamientos son en la dirección Z hacia arriba del chasis, siendo de una magnitud de 3.55 mm. como se muestran en la figura 3.22. Este desplazamiento máximo hacia arriba es debido a una compresión de las paredes laterales y se localiza en el nodo 671 el cual corresponde a la zona del motor. El efecto que causa este desplazamiento sobre el chasis, puede apreciarse en la figura 3.24, sin embargo no hay que olvidar que esa zona se encuentra reforzada por la canastilla del motor. por lo que es poco probable que dicha deformación se presente con tal magnitud.

En las direcciones X y Y las deformaciones son apenas mayores a 0.7 mm. En la dirección X se localizan en la zona del motor en el nodo 1843 como puede apreciarse en la fig. 3.20, y las deformaciones en la dirección Y se localizan en la zona del área del motor en ambos lados del chasis (nodos 1112 y 1518) como se observa en la fig.3.21.

3.4.2.6 Esfuerzos Máximos en la estructura Sandwich durante el Análisis Cuasiestático

Figura	Propiedad	Magnitud (Pa)	Zona del Chasis	Capa	Nodo	Referencia
3.25	σ_{NXX}	3.216E5	Tras. Lat. Izq.	_____	1051	Zona Eje Tras.
3.26	σ_{NYY}	3.580E5	Del. Lat. Der.	_____	1249	Zona Eje Del.
3.27	τ_{NXY}	-4.617E4	Del. Lat. Der.	_____	1250	Zona Eje Del.
3.28	τ_{SXX}	2.688E7	Del. Lat. Der. Del. Lat. Izq.	3,6,10,13	1052 1448	Fibras a 90° Susten. Del.
3.29	τ_{SYY}	2.688E7	Del. Lat. Der. Del. Lat. Izq.	1,4,8,11	1052 1448	Fibras a 0° Susten. Del.
3.30	τ_{SXY}	-4.777E8	Del. Lat. Izq. Del. Lat. Der.	2,5,9,12	842 1238	Fibras a 45° Susten. Del.
3.31	τ_{QX}	3.458E3 -3.458E3	Tras. Lat. Izq. Tras. Lat. Der.	7	1511 1115	Zona Motor Ultima Coetilla
3.32	τ_{QY}	6.040E3 -6.040E3	Del. Lat. Izq. Del. Lat. Der.	7	100 12	Extremo Del. Chasis

Tabla 3.6 Esfuerzos Máximos con Aceleración

Los resultados mostrados en la tabla 3.6 muestran que durante el análisis cuasiestático, los esfuerzos máximos son de tipo cortante transversal (τ_{SXX} y τ_{SYY}) y se presentan en las capas interlaminares de los recubrimientos superiores e inferiores del chasis en direcciones X y Y con una misma magnitud de 26.8 Mpa. Estas direcciones corresponden a las fibras orientadas a noventa y cero grados respectivamente. Los nodos que sufren estos esfuerzos máximos son los 1052 y 1448 los cuales corresponden a las

zonas de la suspensión delantera en ambos lados como lo muestran las figuras 3.28 y 3.29.

En los esfuerzos resultantes podemos observar que los esfuerzos mayores son los normales a la dirección Y (σ_{NYY}) con una magnitud de 358 Kpa. Estos esfuerzos son de tensión hacia los lados del chasis y se presentan en los 4 puntos de sujeción del chasis los cuales corresponden a los puntos de sujeción de la suspensión delantera y trasera (nodo 1249) como puede observarse en la fig.3.26. Cabe mencionar que no se aprecian desplazamientos en esta zona, ya que como se dijo, esos corresponden a los puntos fijos del modelo.

Por otro lado, los esfuerzos resultantes en la dirección X (σ_{NXX}) son de tensión y se presentan casi con la misma magnitud (321 Kpa) que los esfuerzos en la dirección Y pero en la zona del eje trasero y se deben principalmente a un estiramiento de las zonas laterales del chasis causadas por la deformación en la zona del motor (fig.3.25).

Con respecto al corazón, los esfuerzos máximos se presentan en la dirección Y (τ_{QY}) los cuales tienen una magnitud de 6 Kpa en sentidos opuestos hacia afuera del chasis. Estos se presentan en los extremos delanteros y traseros del chasis (nodo 100 y 12) como se muestra en la figura 3.32.

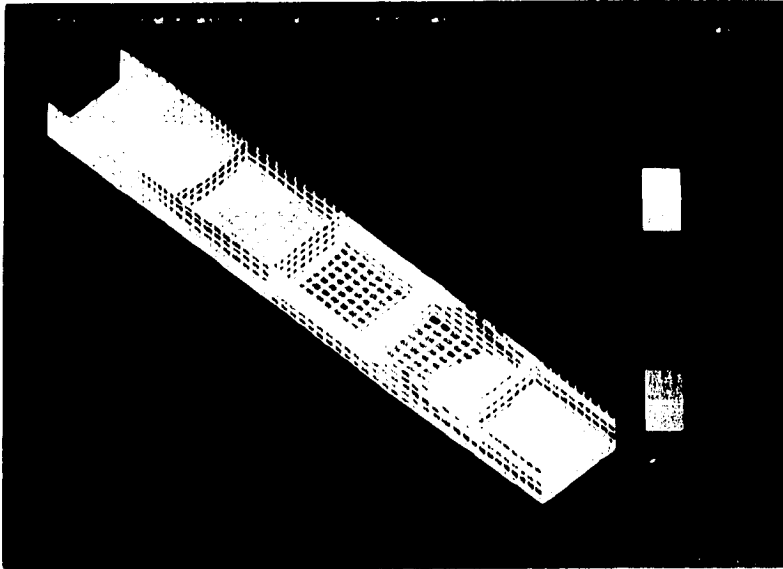


Figura 3.20 Desplazamientos en X

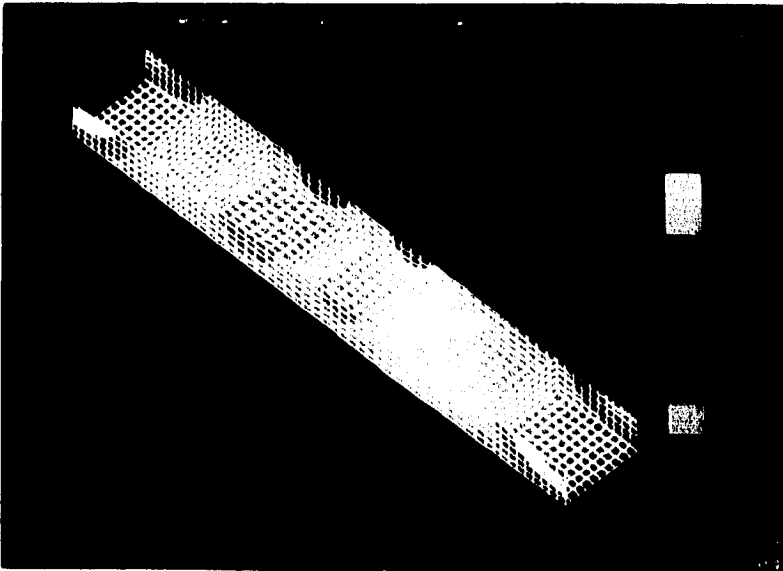


Figura 3.21 Desplazamientos en Y

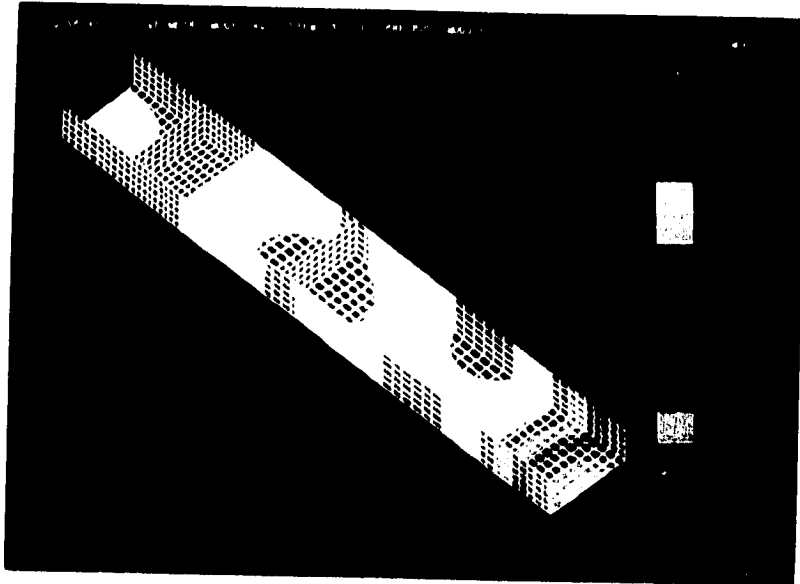


Figura 3.22 Desplazamientos en Z

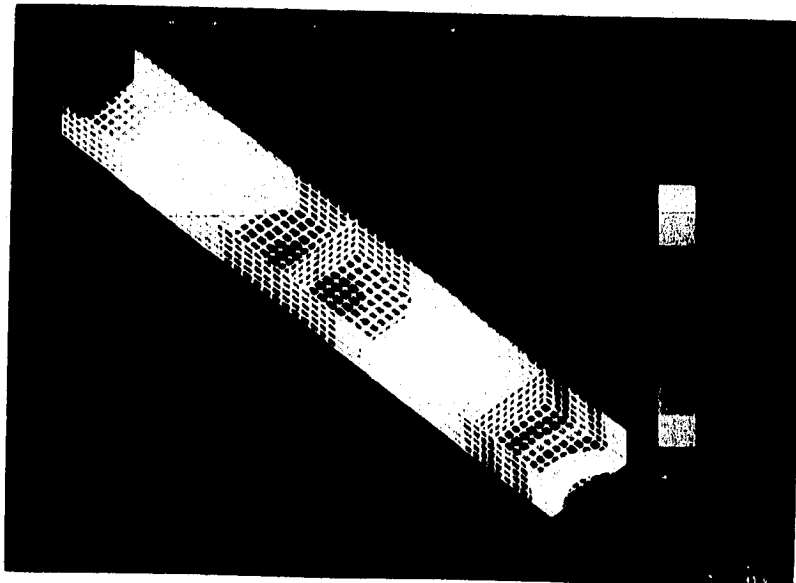


Figura 3.23 Desplazamientos Totales

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

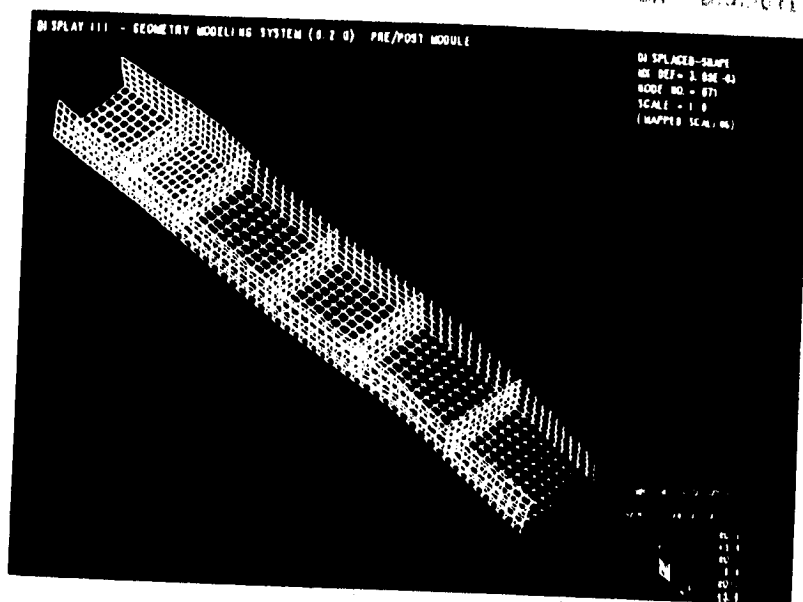


Figura 3.24 Deformación Geométricas

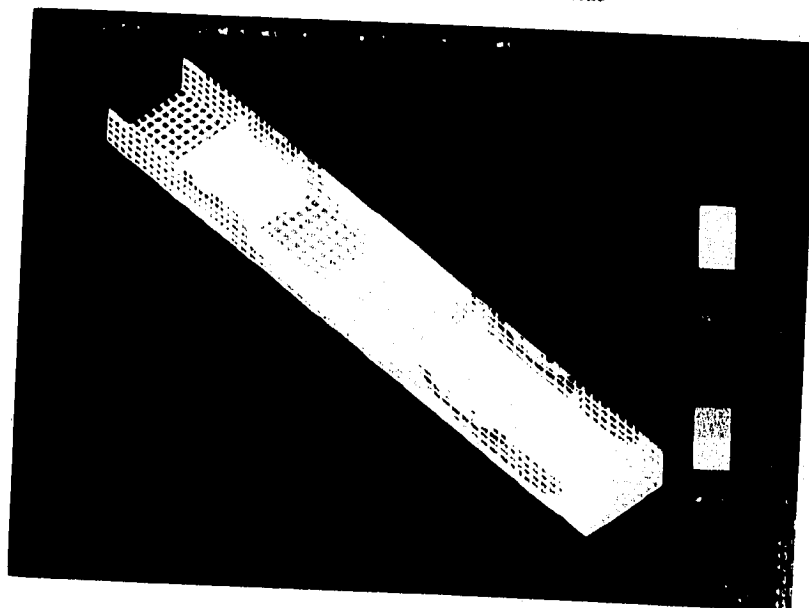


Figura 3.25 Esfuerzos Resultantes N_{xx}

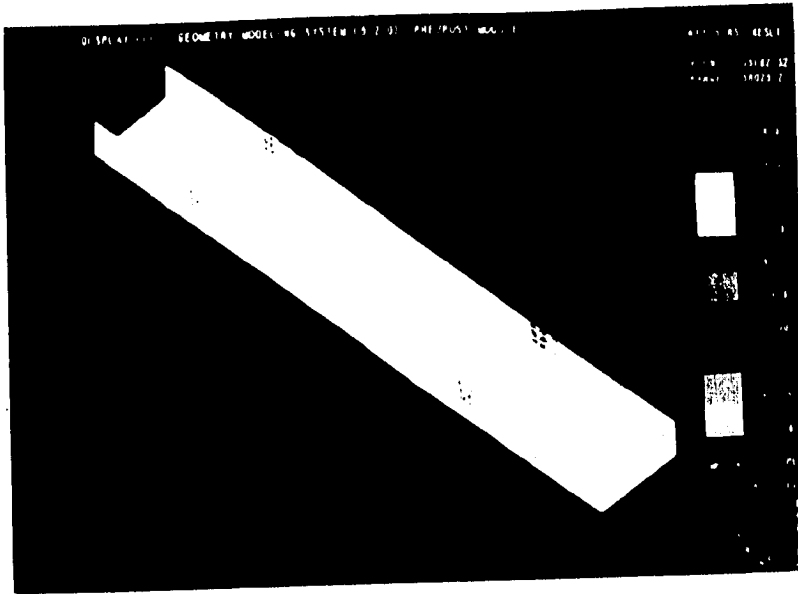


Figura 3.26 Esfuerzos resultantes N_{yy}

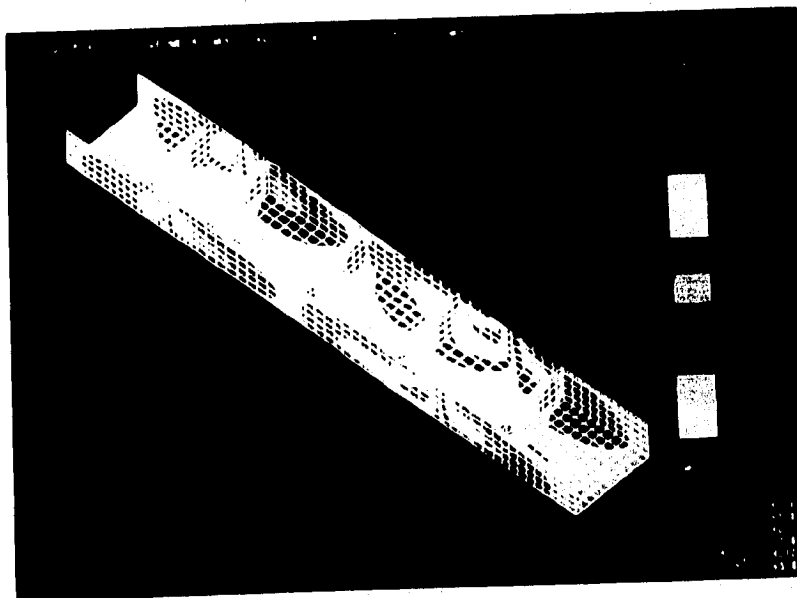


Figura 3.27 Esfuerzos Resultantes N_{xy}

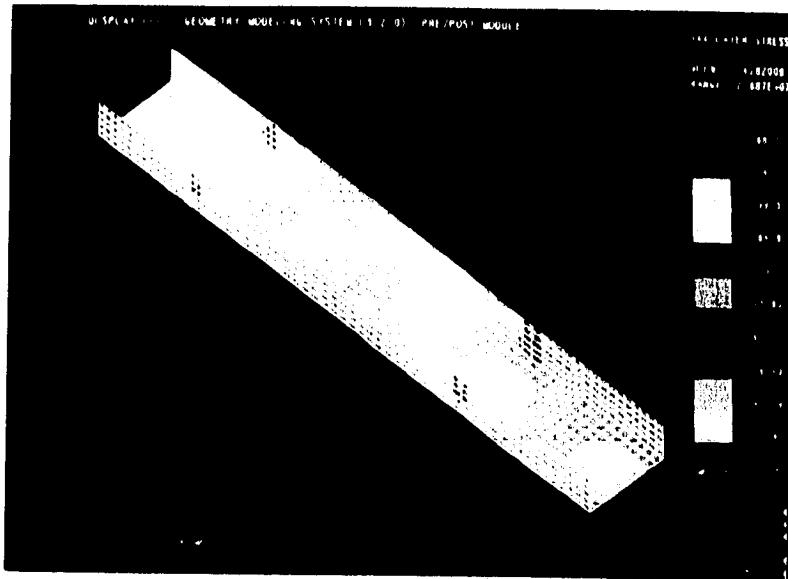


Figura 3.28 Esfuerzos Resultantes Sxx

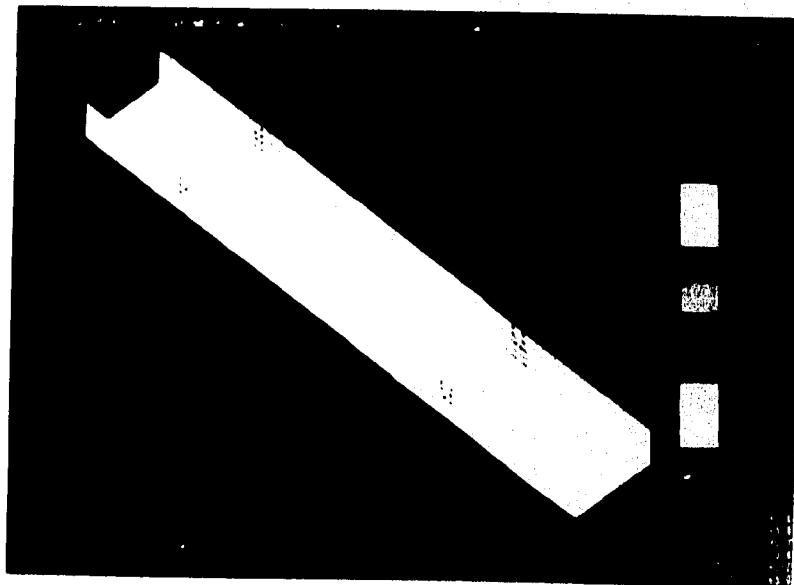


Figura 3.29 Esfuerzos Resultantes Syy

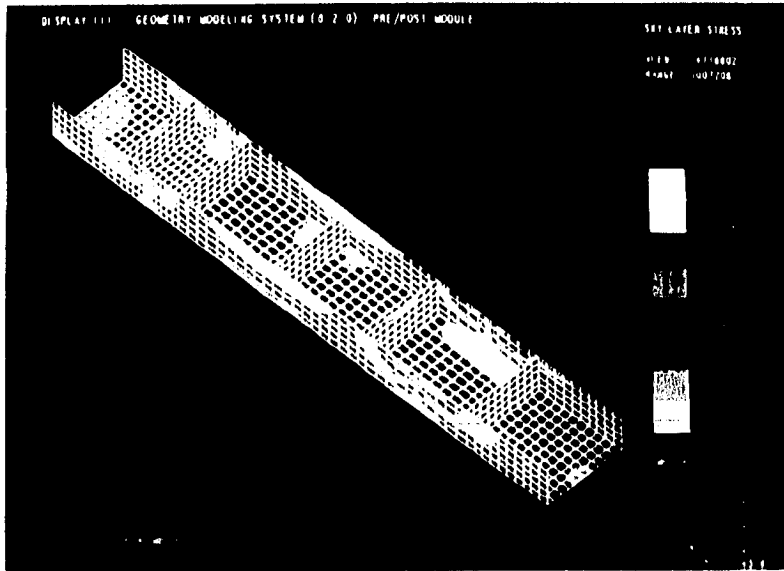


Figura 3.30 Esfuerzos Resultantes Sxy

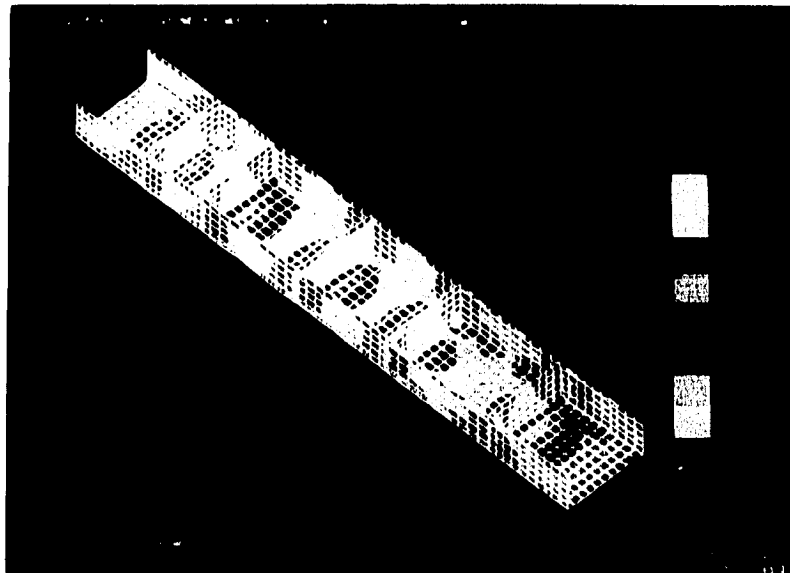


Figura 3.31 Esfuerzos Resultantes Qx

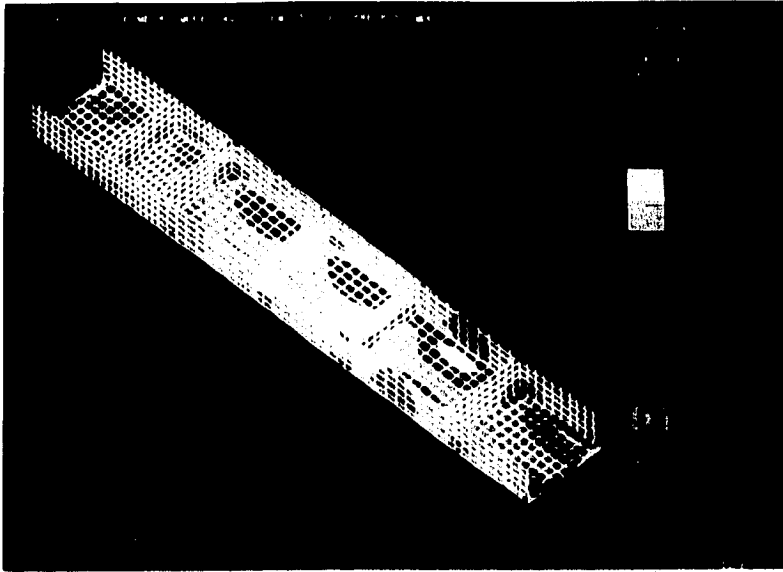


Figura 3.32 Esfuerzos Resultantes Q_y

3.4.3 Comparación entre el Análisis Estático y Cuasiestático

Si comparamos las gráficas de deformaciones de los análisis estático y cuasiestático (fig. 3.24 y 3.11) y las llevamos a un análisis sencillo bidimensional, podríamos observar en la fig. 3.33 las principales diferencias de las deformaciones geométricas entre un análisis y otro.

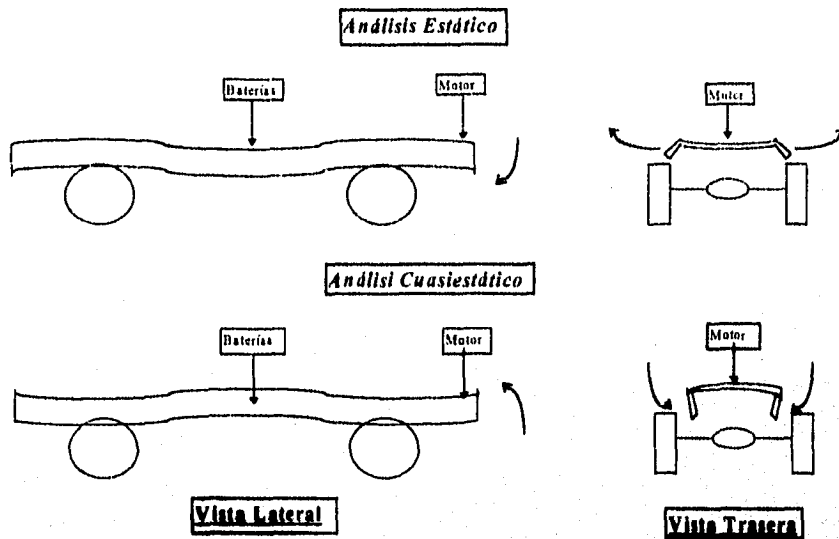


Figura 3.33 Principales diferencias entre los análisis estático y Cuasiestático

De la figura 3.33 podemos decir:

- Deformaciones:

1. En la dirección X, las deformaciones máximas disminuyen de 1.4 mm a 0.7 mm con el efecto de la aceleración, cambiando de zonas de la parte superior del chasis en el área del motor (fig. 3.7) a la zona lateral del chasis en la misma zona del motor (fig. 3.20)
2. En la dirección Y, Las deformaciones máximas disminuyen de 3.6 mm a 0.7 mm con el efecto de la aceleración. Cabe mencionar que las deformaciones con el análisis estático son hacia afuera del chasis a diferencia del análisis cuasiestático donde son hacia adentro. (fig. 3.33, vista trasera)

3. En la dirección Z, por el contrario, la magnitud de la deformación aumenta con el efecto de la aceleración llendo de 1.2 mm con dirección hacia abajo a 3.5 mm. hacia arriba en la zona del motor. (fig. 3.33)

- Esfuerzos

1. En los esfuerzos principales, el esfuerzo máximo σ_{NXX} disminuyó durante el análisis cuasiestático de 499kpa a 321 Kpa y cambiando de tipo compresión a tensión respectivamente. (fig. 3.12 y 3.25). Cabe mencionar que los esfuerzos resultantes σ_{NYV} aumentaron de 185kpa a 358kpa (fig. 3.13 y 3.26)
2. En el caso de esfuerzos interlaminares, los esfuerzos máximos τ_{SXX} y τ_{SYV} disminuyeron durante el análisis cuasiestático de 40 MPa a 26 Mpa. Aunque éstos disminuyeron, es importante notar que es el análisis estático se muestran esfuerzos a la compresión y cambiaron durante el análisis cuasiestático a la tensión, localizandose en el área del eje trasero principalmente. La fig. 3.33 muestra un croquis con la interpretación de resultados, tratando de explicar porque los esfuerzos cambian de sentido.
3. En los esfuerzos en el corazón, los esfuerzos máximos τ_{QY} también disminuyeron con el efecto de la aceleración de 27 Kpa a 6 Kpa, aunque como en el caso anterior, éstos cambiaron de sentido siendo hacia el centro del chasis antes de la aceleración y cambiando de sentido hacia los extremos del chasis despues de la aceleración (fig. 3.19,3.32 y 3.33)

3.4.4 Interpretación de los Resultados

Al analizar los resultados, vemos que la mayoría de los casos, todos los esfuerzos disminuyen con el efecto de la aceleración, lo cual en primera instancia, podría parecer poco común. Si observamos la figura 3.33 junto con los resultados anteriores notaremos también que las magnitudes cambian de signo, lo cual hace que los máximos esfuerzos durante la carga estática se alivien con el efecto de la aceleración.

El efecto de cambio de signo en los esfuerzos se deduce tomando en cuenta el croquis mostrado en la fig. 3.33. En el análisis estático se observa que los desplazamientos en la zona del motor y la zona de las baterías son hacia abajo y hacia afuera del chasis, mientras que durante el análisis cuasiestático, los desplazamientos en la zona del motor y de las baterías cambian hacia arriba y hacia adentro del chasis dando como resultado un esfuerzo resultante de menor magnitud.

3.4.5 Filtrado de Esfuerzos

Al comparar las tablas 3.4 y 3.6 correspondiente a los resultados del análisis estático y cuasiestático respectivamente puede observarse que el esfuerzo máximo que se presenta en toda la estructura corresponde al esfuerzo cortante transversal interlaminar en las direcciones X y Y (τ_{sxx} y τ_{syy}). Este esfuerzo se presenta durante el análisis con carga estática en la zona de las muelles del eje trasero con una magnitud de 40.6 Mpa a la compresión. Si comparamos éste esfuerzo con los datos del fabricante (Tabla 2.10), se observa que el esfuerzo de tensión máximo correspondiente a la fractura de la primera capa

(FPF) es de 52.5 Mpa. (El esfuerzo de tensión último para éste material es de 630 Mpa).

Con estos datos podemos deducir entonces que el chasis está trabajando por debajo de su máxima capacidad aproximadamente a un 77%. Este 77% significa, por un lado, que el chasis conserva aún un 23% como factor de riesgo, y por otro lado, existe una buena relación de peso-resistencia. Cabría mencionar que al utilizar estos materiales, fué considerado el ahorro de peso para mejorar la eficiencia del motor eléctrico del minibus.

3.4.6 Análisis Dinámico

Un análisis dinámico posterior al análisis estático es necesario considerar las cargas dinámicas que se presentan causadas por el movimiento vertical del minibus. El análisis es necesario para asegurar que el chasis-plataforma no fallará bajo la acción de las cargas dinámicas, las cuales aparecerán cuando el minibus se encuentre circulando en caminos con hoyos, baches, topes o cualquier otra posible excitación. Este análisis requiere conocer las constantes de los resortes y amortiguadores específicos del minibus.

3.4.6.1 Ecuaciones de Movimiento y Excitación

El movimiento de cualquier vehículo, está caracterizado por una variación continua de las fuerzas que se van presentando debido a la interacción que existe entre las ruedas y el camino. Estas variaciones dependen de la forma y dimensión de las irregularidades del camino, así como de inercia y características específicas de las partes del vehículo. Los cálculos para un vehículo de dos ejes son llevados a cabo independientemente suponiendo que

la masa total de la carrocería m_t esta dividida en dos partes, m_{td} para la masa que actúa sobre la suspensión delantera y m_{tr} para la masa que actúa sobre la suspensión trasera. Ver figura 3.34

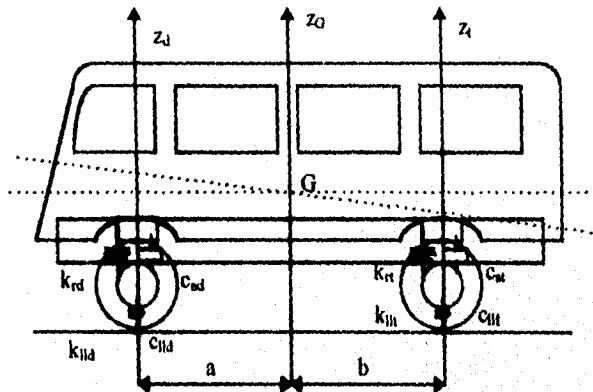


Figura 3.34 Modelo del minibus para un análisis dinámico
 (Advancements in electric and hybrid electric vehicle technology, 1994:8)

Las ecuaciones de momentos al rededor del centro de gravedad serian las siguientes:

$$m_{td} = m_t \{ b / (a+b) \} \quad (3.19)$$

$$m_{tr} = m_t \{ a / (a+b) \} \quad (3.20)$$

donde a y b son las cordenadas del centro de gravedad del vehiculo.

Suponiendo que el vehículo no se separa de la superficie del camino, podemos decir que el sistema de ecuaciones de movimiento para el eje trasero serían:

$$m_{ld} z_1 + c_{ad}(z_1 - z_2) + k_{rd}(z_1 - z_2) = 0 \quad (3.21)$$

$$m_{ll} z_2 + c_{ll} z_1 + c_{al}(z_2 - z_1) + k_{rd}(z_2 - z_1) + k_{ll} z_2 = f(t) \quad (3.22)$$

donde m_{ld} es la masa de la carrocería que actúa sobre el eje delantero, m_{ll} es la masa de la llanta delantera, k_{rd} y k_{ll} son las constantes de elasticidad del resorte y de la llanta delantera respectivamente y c_{ll} y c_{ad} son las constantes de amortiguación de la llanta y el amortiguador delantero respectivamente. Un sistema de ecuaciones similar debe ser resuelto para el eje trasero. (figura 3.35)

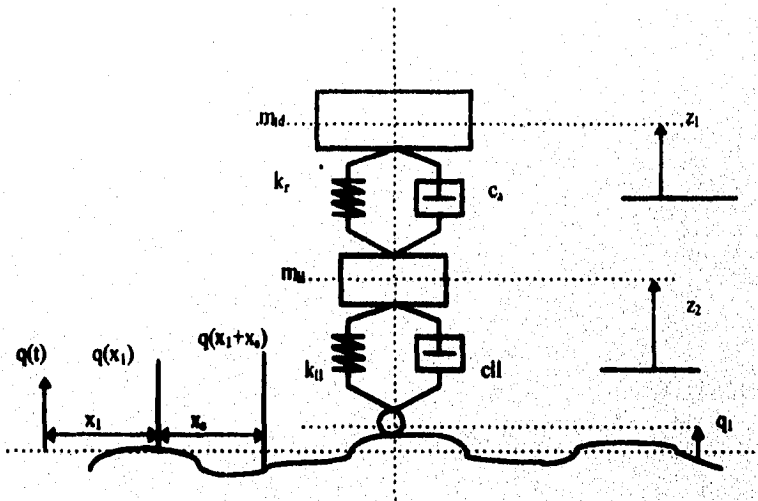


Figura 3.35 Sistema de dos grados de libertad
(Advancements in electric and hybrid electric vehicle technology, 1994:8)

La función $f(t)$ en la ecuación 3.23 representa las fuerzas verticales causadas por las variaciones del camino. Esta fuerza está dada por la ecuación,²

$$f(t) = k_{ild} q(t) + c_{ild} \dot{q}(t) \quad (3.23)$$

donde $q(t)$ es la variación de los desplazamientos del camino. Considerando que $q(t)$ tiene la forma:

$$q(t) = q_0 \text{sen}(wt) \quad (3.24)$$

donde q_0 es la amplitud máxima y w es la frecuencia circular de las variaciones del piso, la expresión $f(t)$ tomaría la forma de:

$$f(t) = k_{ild} q_0 \text{sen}(wt) + c_{ild} q_0 w \text{cos}(wt) \quad (3.25)$$

Las ecuaciones 3.21, 3.22 y 3.25 representan el modelo matemático el cual es conocido como el modelo "saltarin". ("the jumping model")³

3.4.6.2 Análisis Modal

Como ya se mencionó antes, el minibus, como todas las estructuras, estará sujeto a vibraciones las cuales son debidas a las fuerzas dinámicas que se presentan durante su operación. Estas vibraciones tienen que ser analizadas ya que pueden significar un problema inmediato en el minibus. Es por eso que existe la necesidad de cuantificar de alguna manera, la respuesta estructural

² Beam W.R. 1990 Systems Engineering, Architecture and Design

³ Dimarogonas A.D., 1976, Vibration Engineering.

del chasis-plataforma a estas vibraciones, de tal manera que las implicaciones en el desempeño de éste, puedan ser evaluadas.

El análisis modal obtenido de una prueba estructural es importante porque nos provee de una descripción definitiva de la respuesta de una estructura bajo el efecto de fuerzas dinámicas. Dicha respuesta puede ser evaluada contra una especificación o contra ciertos parámetros ya conocidos. Por otro lado, nos permite construir un modelo con el cual se pueden investigar los efectos de las modificaciones realizadas al diseño de una estructura y así poder predecir el comportamiento de ésta bajo diferentes condiciones de operación.

Una simple definición de un análisis modal puede ser descrita comparándolo con un análisis de frecuencia. En un análisis de frecuencia, una señal compleja es resuelta mediante un conjunto de ondas simples con frecuencia y parámetros de amplitud individuales. En un análisis modal, un patrón de vibración compleja es resuelto mediante un conjunto de simples modos de vibración con parámetros de frecuencia y amortiguamiento individuales.

El propósito de realizar un análisis modal es describir un espectro de frecuencias de como el nivel de vibración varía con la frecuencia, de tal manera que estas puedan ser comparadas contra una especificación. En este caso, como ya se mencionó, nuestra especificación será la frecuencia utilizada en pruebas de vibraciones en chasis y sistemas de dirección utilizadas en la industria automotriz, la cual es del orden de los 16+/- 3Hz.

Este tipo de análisis nos dará resultados los cuales son solo relevantes a las condiciones del modelo. Los resultados serán un producto de una respuesta estructural bajo la excitación de una fuerza desconocida, pero no dará ninguna información acerca de las características de la estructura misma

La técnica usada para realizar un análisis modal es mediante la medición de una función de respuesta de frecuencias (FRF) la cuál remueve el espectro de la fuerza de la información y describe la respuesta estructural entre los puntos de medición. A partir de una serie de FRF's realizadas en diferentes puntos de la estructura, se puede comenzar a construir una fotografía de sus respuestas.

Una respuesta estructural puede ser representada en diferentes dominios tales como el del tiempo, espacio y frecuencia. Debido a que un modo de vibración es un patrón de movimiento para todos los puntos de una estructura en una frecuencia modal, una sola coordenada que puede ser utilizada para representar la contribución completa de movimiento para cada modo.

Por otro lado, el desplazamiento físico real, en cualquier punto, siempre será una combinación de todos los modos de vibración de la estructura. Con una excitación armónica cercana a una frecuencia modal, 95% del desplazamiento puede ser debido a ese modo de vibración en particular, sin embargo, un modo de vibración es una propiedad dinámica de la estructura bajo una vibración libre, es decir, sin fuerzas externas actuando y representan los

desplazamientos relativos de todas las partes de la estructura para ese modo en particular.

3.4.6.3 Resultados del Análisis Modal

Para el análisis modal, únicamente se tomaron en cuenta los cuatro primeros modos de vibración, ya que estos son suficientes para representar el comportamiento dinámico del chasis-plataforma. A continuación se muestra una tabla de los resultados obtenidos mediante dicho análisis.

Figura	Modo de Frecuencia	Frecuencia (Hz)	Desp. Máximo (m)
3.36	1	47.274	0.3149
3.37	2	53.433	0.2522
3.38	3	59.033	0.1390
3.39	4	75.891	0.2640

Tabla 3.7 Espectro de Frecuencias para Diferentes Modos de Vibración

Como puede observarse, tan solo el primer modo de frecuencia es del rango de los 47 Hz, por lo tanto, podemos decir que esta frecuencia está muy lejos de ser alcanzada durante la operación normal del chasis, aún considerando que el minibus estará operando sobre un suelo plano de concreto y a una velocidad máxima de 40 Km/h. Si comparamos esta frecuencia con nuestra frecuencia de referencia ya antes mencionada (16 ± 3 Hz), esta última representa únicamente el 34.04% de la frecuencia mínima obtenida en el análisis modal por lo que se puede asegurar que el chasis-plataforma funciona dinámicamente bajo condiciones de operación normal.

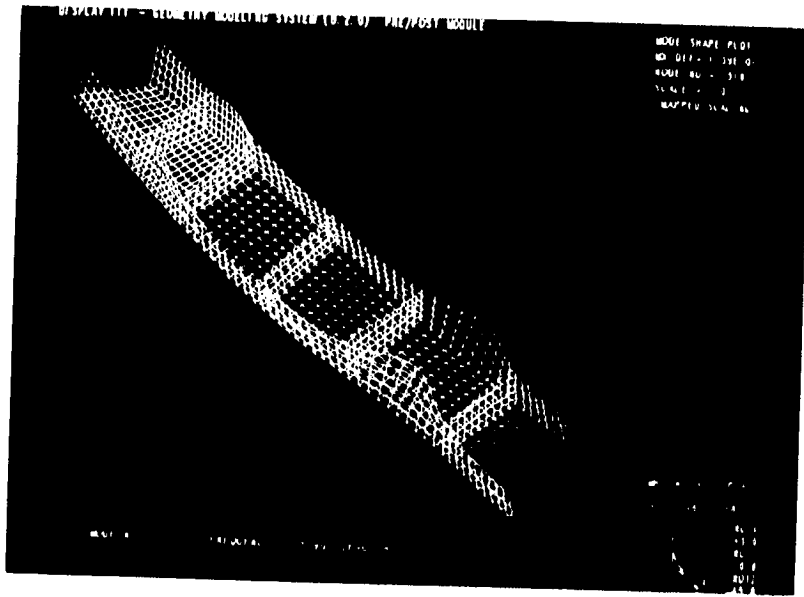


Figura 3.38 3er Modo de Vibración

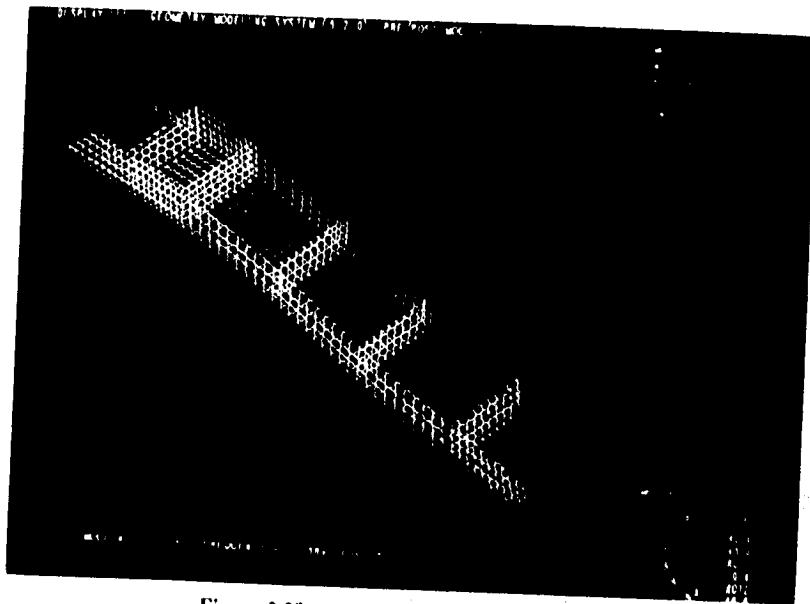


Figura 3.39 4to. Modo de Vibración

4.

PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS

Una vez seleccionados los materiales utilizados y habiendo obtenido los resultados del análisis del comportamiento mecánico del chasis-plataforma, se inició la etapa de fabricación del mismo. Para efectos prácticos, la construcción del chasis-plataforma se puede dividir en dos grupos: Construcción del chasis-plataforma y la adaptación de los sistemas de suspensión y dirección.

4.1 CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS-PLATAFORMA

Para poder llevar a cabo la manufactura del chasis-plataforma se utilizaron dos procesos muy comunes en la fabricación de materiales compuestos, los cuales se conocen con el nombre de "Hand layup" y "Resin transfer

molding". En el primer proceso generalmente se utilizan materiales tejidos o unidireccionales, los cuales son impregnados de una resina que servirá como matriz. Aunque es un trabajo muy laborioso por ser manual, este proceso permite un contenido de fibra de un 50% a un 60% y por otro lado este permite un mejor comportamiento estructural, ya que uno selecciona la orientación de las fibras en el sentido deseado. Este proceso será básicamente utilizado en el pegado de paneles y refuerzos del chasis-plataforma. El segundo proceso es utilizado principalmente en la fabricación de estructuras mediante el uso de un molde el cual permite utilizar fibras secas y saturarlas con resinas líquidas. Estas resinas son mezcladas en forma estática antes de entrar en el molde. Este proceso permite un contenido de fibras de un 50% a un 70% con la ventaja de que se pueden lograr geometrías muy caprichosas, además de permitir la adhesión de un corazón a una estructura. Una combinación de estos dos procesos fue utilizada para la fabricación de este chasis-plataforma la cual se describe posteriormente.

Una de las principales razones por la cual se utilizan fibras en forma de impregnados es debido a que reducen el trabajo, incrementan la resistencia mecánica y ofrecen un proceso de fabricación más limpio y seguro. La matriz juega también un papel importante en la estructura de un material compuesto. Sus funciones principales son: unir estructuralmente las fibras, mantener las fibras en posición correcta, transferir las cargas de una fibra a la otra, así como proteger a la fibra del medio ambiente. Los requisitos de una resina utilizada como matriz son: impregnar y pegar a cada una de las fibras; influir completamente para eliminar los defectos; ser fácil de procesar, tener una

resistencia mecánica, módulos de elasticidad y elongación razonables; y ser estable a cambios de temperatura y condiciones de carga.

Finalmente, los objetivos principales durante la manufactura del chasis-plataforma deben ser:

- Tener un bajo costo
- Poco desperdicio de material
- Tomar ventaja de las propiedades ortotrópicas del material, orientando fibras en la dirección de la carga
- Mezclar orientaciones para mejorar las propiedades mecánicas
- Reforzar localmente en donde se presentan condiciones extremas de carga
- Utilizar capas para minimizar efectos de daño durante impacto
- Utilizar simetría, orientación y secuencia de capas para mejorar comportamiento mecánico.

La construcción del chasis-plataforma puede dividirse básicamente en tres aspectos los cuales se describen a continuación.

- A) Estructura de la Plataforma-Chasis
- B) Inserciones Metálicas
- C) Canastilla del Motor
- D) Costo de Manufactura

4.1.1 Estructura del Chasis-Plataforma

Para lograr la geometría deseada del chasis-plataforma fue necesario la fabricación de tres paneles de estructura tipo sandwich. Cada panel de dimensiones 25.4mm X 1498.6mm X 2438.4mm se encuentra formado por dos láminas hechas con seis capas de fibra de vidrio en tres direcciones preferenciales que son 0/45/90/90/45/0 y cuyo espesor es de 1.5mm. Entre las dos láminas se encuentra un corazón de papel fenólico con forma de panel de abeja hexagonal conocido como "Nomex". El tamaño de cada celda es de 3mm de ancho, 25 mm de altura y un grosor de pared de 0.3mm. La geometría de los paneles se muestra en la Fig.4.1. Las propiedades de estos paneles se describen en las tablas 2.5, 2.6, 2.7 y 2.8.

Mediante la unión de estos tres paneles se logró una geometría rectangular de dimensiones 0.91 m. de ancho y 6.0 m. de largo y un peso total de 95 Kg para lo que hemos llamado chasis-plataforma. Esta geometría obedece a los requerimientos de ensamble de los componentes mecánicos. Es decir, para el diseño tuvo que tomarse en cuenta que los componentes mecánicos tales como suspensión delantera y trasera serían adquiridos comercialmente, por lo tanto, tuvieron que ser respetadas las medidas normalizadas que actualmente existen en el mercado.(Ver sección de planos de construcción).

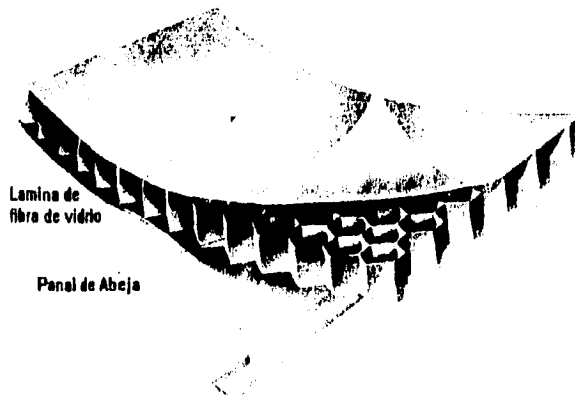


Figura 4.1 Panel tipo sandwich, (Ciba Geigy, 1993)

La unión de los 3 paneles se hizo mediante un traslape entre cada uno de ellos. Para lograrlo, se retiró de un panel 5 cm. de ancho del borde de la lámina superior de fibra de vidrio y en el siguiente panel se retiró los mismos 5 cm de ancho de la lámina inferior más 5 cm de ancho del corazón (panel de abeja) para así lograr el acoplamiento. Esta unión se repitió dos veces para así obtener la unión de los tres paneles y lograr la longitud deseada del chasis-plataforma. Para las uniones se utilizó un adhesivo formado de resina y catalizador, fibra de vidrio en forma de tapetillo en tiras de 10 cm de ancho y un rellenedor en el interior de las uniones para darle mayor rigidez a dicha unión. El adhesivo, la fibra de vidrio y el rellenedor serán descritos con mayor detalle más adelante.

Para lograr un mejor resultado en las uniones estas fueron realizadas mediante presión mecánica y secado con aire caliente. Posteriormente se continuó con el proceso de doblado.

Para el proceso de doblado fue necesario la construcción de una mesa de trabajo de 6.0 m de largo que serviría posteriormente como molde del chasis. Para poder doblar el panel, se retiró 4.0 cm de recubrimiento y corazón del panel en la zona del doblado con una sierra eléctrica cuidando la velocidad de corte, ya que de ser muy rápida, podría ocasionar que la fibra se delaminara. Habiendo llegado a la profundidad deseada, se aspiraron las rebabas, se llenó con el relleno y se realizó el doblado con ayuda de unos sargentos y un molde. Figura 4.2 y 4.3

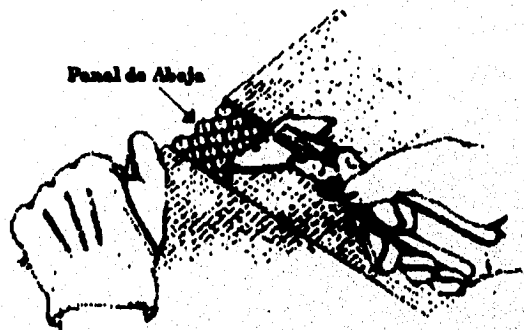


Figura 4.2 Proceso de doblado de un panel Sandwich, (Ciba Geigy, 1993)

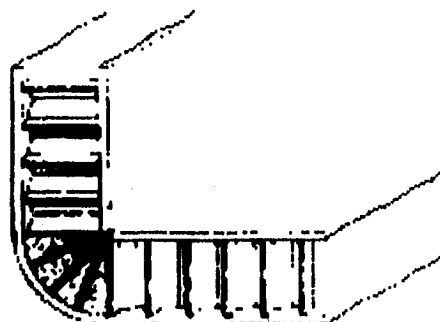
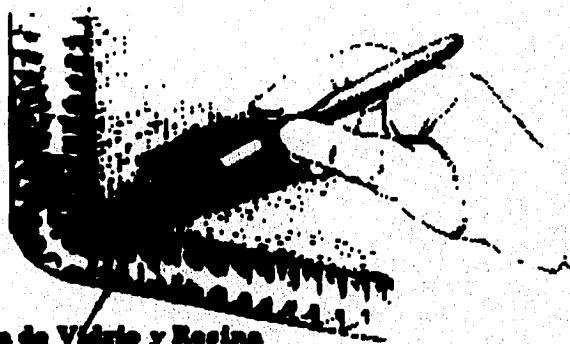


Figura 4.3 Proceso de doblado de un panel sandwich, (Ciba Geigy, 1993)

El pegado en estas secciones se realizó en escuadra utilizando el mismo procedimiento de unión para los tres paneles. Fig 4.4 . Finalmente se dejó reposar la plataforma dentro del molde durante dos semanas. Para el pegado de las costillas transversales se siguió el mismo procedimiento que para el resto del material.



Fibra de Vidrio y Resina

Figura 4.4 Proceso de pegado de un panel sandwich (Ciba Geigy, 1993)

Las costillas son del mismo material con dimensiones de 0.91 m. de largo X 0.030 m. de largo de acuerdo a las necesidades de diseño. Estas actúan como refuerzo de la plataforma. Como ya se mencionó los elementos utilizados durante el proceso de adhesión fueron los siguientes:

adhesivo

fibra de vidrio

rellenador

Adhesivo

Este adhesivo fue usado en todas las uniones, está compuesto de dos elementos: el epibond 420 A que funge como resina epóxica y que forma el 72% de este adhesivo. El otro 28% esta formado por el, Epibond 420 B el cual funciona como catalizador, ambos se mezclan para formar lo que será la matriz de la fibras.

Fibra de vidrio

Para poder reforzar cada una de las uniones del panel se usó una construcción triaxial de fibra de vidrio en ángulos de 0/90/45 con un peso de 1.03 kg/m y con un espesor de 0.8 mm. . Esta construcción se mezcló con el adhesivo, formándose así el material compuesto que sirvió como elemento de unión.

Fig.4.5



Figura 4.5 Tipo de fibra de tres capas con la que se realizó el pegado de los paneles (Ciba Geigy, 1993)

Rellenador

Este fue utilizado para resanar y recubrir todas las zonas donde la estructura sandwich del panel quedaba al descubierto siendo su función principal la de aumentar la resistencia en los puntos críticos. Este rellenedor está compuesto por una resina llamada comercialmente Redux 252 que actúa como pasta epóxica y que forma el 72% del rellenedor. El otro 28% lo constituye el catalizador epóxico redux 252 que actúa como endurecedor. Este material se aplicó al panel con espátula y posteriormente se lijó para darle el acabado final.

A continuación se muestran una serie de fotografías en las cuales se puede apreciar el proceso de unión, doblado, pegado y construcción del chasis-plataforma.

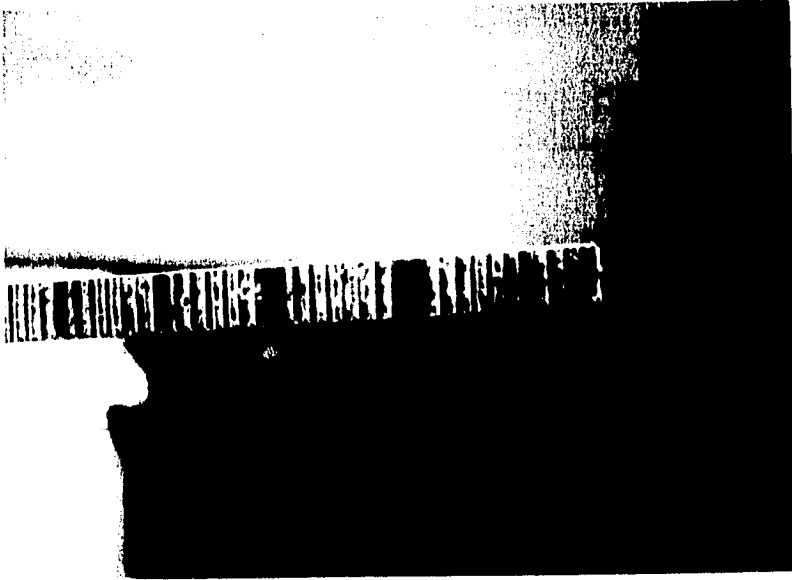


Figura 4.6 Vista lateral del material compuesto tipo sandwich

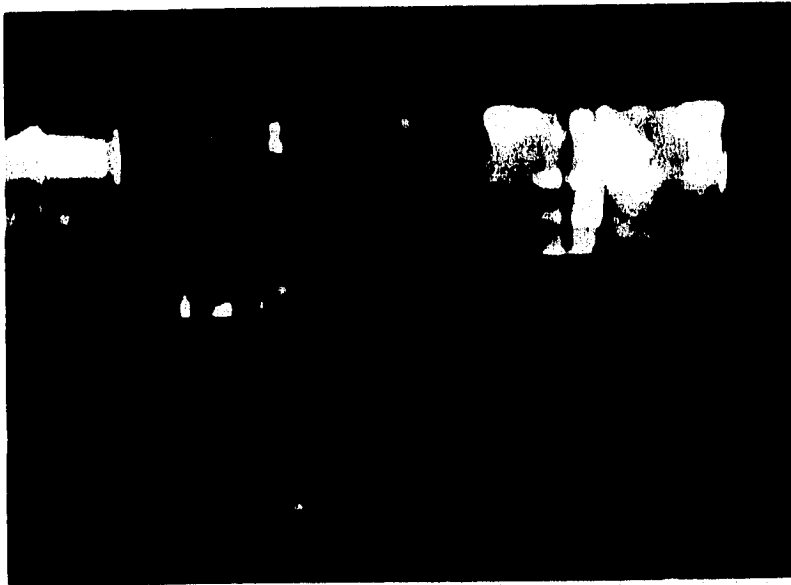


Figura 4.7 Corte del Material



Figura 4.8 Doblado de material mediante sargentos



Figura 4.9 Introduciendo la estructura dentro del molde

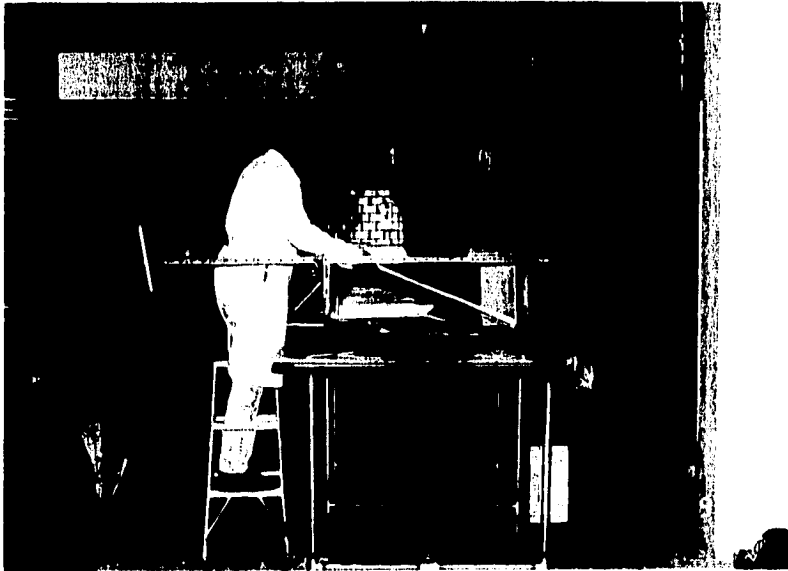


Figura 4.10 Proceso de pegado del chasis

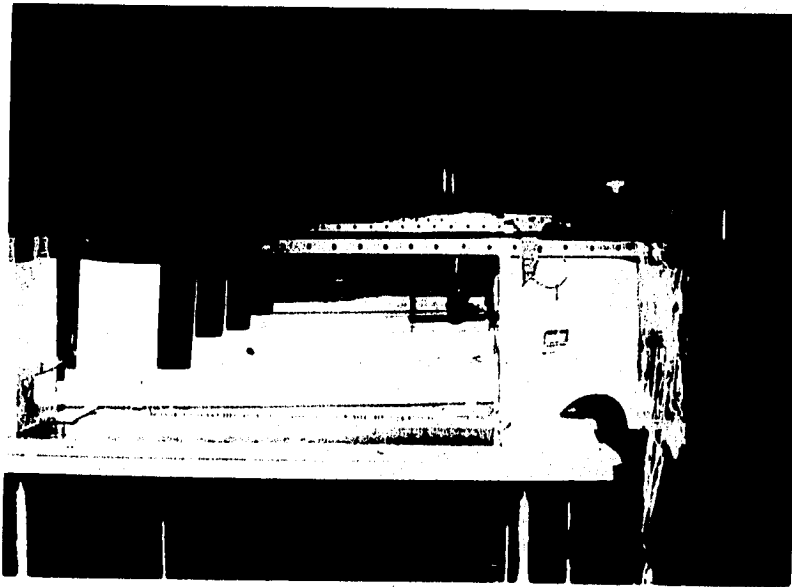


Figura 4.11 Proceso de secado del chasis



Figura 4.12 Adaptando la suspensión delantera



Figura 4.13 Vista interior del eje trasero



Figura 4.14 Alineación del sistema de dirección



Figura 4.15 Vista lateral del chasis-plataforma

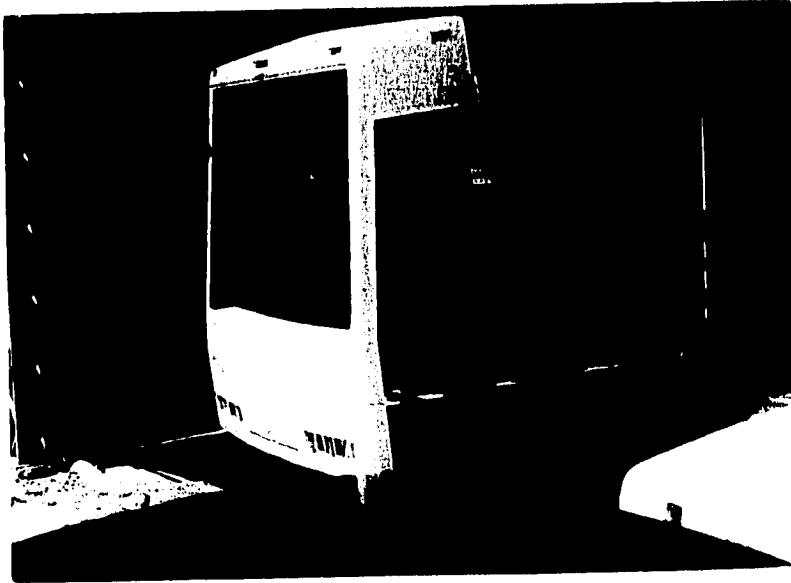


Figura 4.16 Construcción de la carrocería



Figura 4.17 Acoplado la carrocería al chasis-plataforma

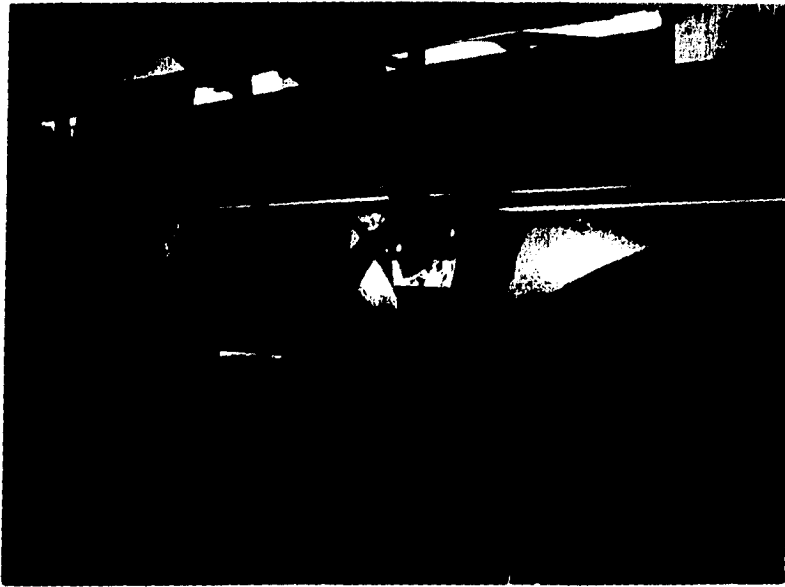


Figura 4.18 Detalle de unión de soportes de carrocería al chasis



Figura 4.19 Ensamble de las canastillas de las baterías

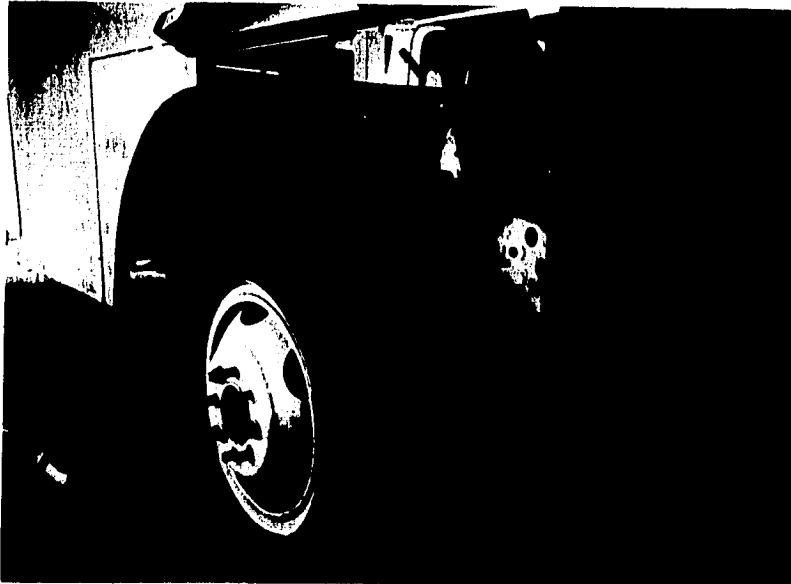


Figura 4.20 Acoplado el sistema de dirección

B) Inserciones Metálicas.

Estas inserciones tienen como función principal distribuir las cargas y esfuerzos que se presentan en cada una de las uniones de los elementos mecánicos sujetos al chasis-plataforma. Las inserciones, que fueron diseñadas y fabricadas especialmente para el chasis, constan de dos piezas cilíndricas (macho y hembra) de acero con un tratamiento de galvanizado para evitar la corrosión. Estas se colocan en cada uno de los barrenos de la plataforma conforme al diseño. Para su colocación se diseñó además un dispositivo especial. Para la perfecta unión a la plataforma se utilizó relleno en cada una de las perforaciones con la finalidad de reforzar al panel en ese punto. En

la Fig. 4.21 se muestra un diagrama de un inserción acoplada a la estructura sandwich. Las dimensiones exactas de estas inserciones pueden encontrarse en el conjunto de planos anexos.

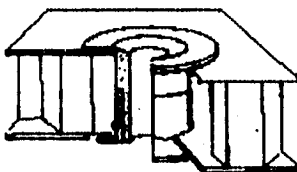


Figura 4.21 Ensamble de inserciones macho y hembra (Ciba Geigy, 1993)

C) Canastilla de Motor

Para poder sostener el motor al chasis, fue necesario diseñar y construir una canastilla que facilitará el mantenimiento del motor así como sus componentes y que no afectará la resistencia del chasis. Dicha canastilla fue unida al chasis mediante 18 tornillos de 1/2 pulgada de diámetro y construida de lámina de acero y solera. Cuenta con un sistema de amortiguamiento que reduce las vibraciones y los esfuerzos que se presentan durante el movimiento. Sus dimensiones específicas pueden apreciarse en la sección de planos.

D) Costo de Manufactura

El costo total de manufactura para el minibus resulto aproximadamente de \$200,000.00

4.2 ADAPTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN

Todas las piezas mecánicas tales como el eje trasero, muelles, suspensión delantera, horquillas, varillaje de la dirección, resortes, etc, fueron tomadas del deshuesadero de Ciudad Universitaria de la UNAM de un camión de redilas Chevrolet, por lo cual fue necesario realizar modificaciones a algunas de estas piezas para poderlas adaptar a la geometría del chasis en cuestión. Algunas de las modificaciones fueron las siguientes:

-Se alargó el puente delantero de la suspensión mediante el aumento de un tramo soldado al mismo para absorber el ancho del chasis-plataforma, ya que el chasis original presentaba una reducción de ancho en la parte delantera. Este diseño es muy comercial, pero la razón por la que no se siguió en el chasis-plataforma, fue para evitar la concentración de esfuerzos en esa zona, así como facilitar el proceso de fabricación del mismo

-Se alargó el varillaje de dirección también debido a la modificación anterior alargando solamente la varilla central a la misma del puente delantero.

-Se aumentó la altura de las zapatas del eje trasero donde asientan las muelles para lograr el ángulo de ataque deseado de la flecha al motor y así obtener la máxima eficiencia.

-Aunque en menor grado que el puente delantero,también se desplazaron las zapatas del eje trasero antes mencionadas hacia los lados para absorber así, el ancho del chasis en la parte trasera.

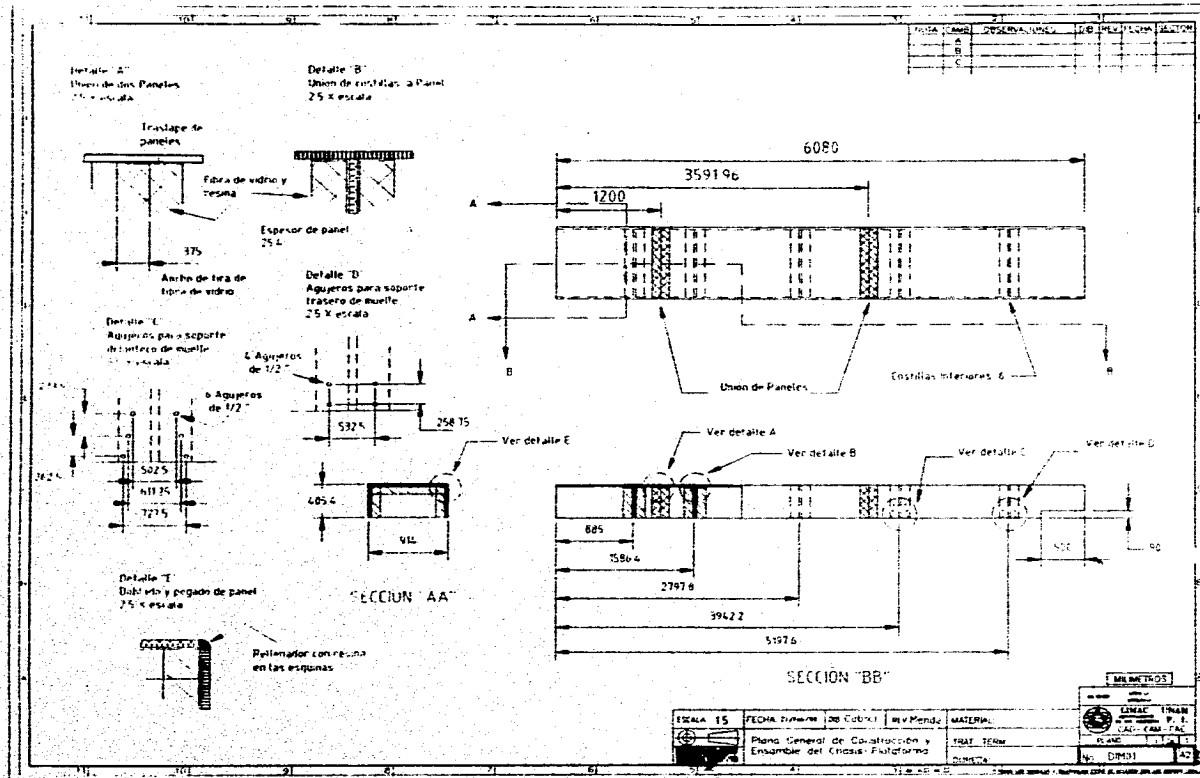
-Para poder relocalizar en la parte inferior e interior del chasis-plataforma los amortiguadores traseros se rediseñaron los soportes de unión de estos, conservando el ángulo de ataque y localización originales.

-Debido a que el camión original de donde se obtuvo el sistema de dirección era de redilas; el cual tenía, por un lado, la posición del conductor por atrás del eje delantero y por otro lado un ángulo de ataque de aproximadamente 30° . En el chasis-plataforma, la posición del conductor es por delante del eje delantero y con un ángulo de 100° aproximadamente, razón por la cual el sistema de dirección tuvo que ser adaptado únicamente del volante a la licuadora de la dirección. El varillaje de dirección de las ruedas permaneció idéntico.

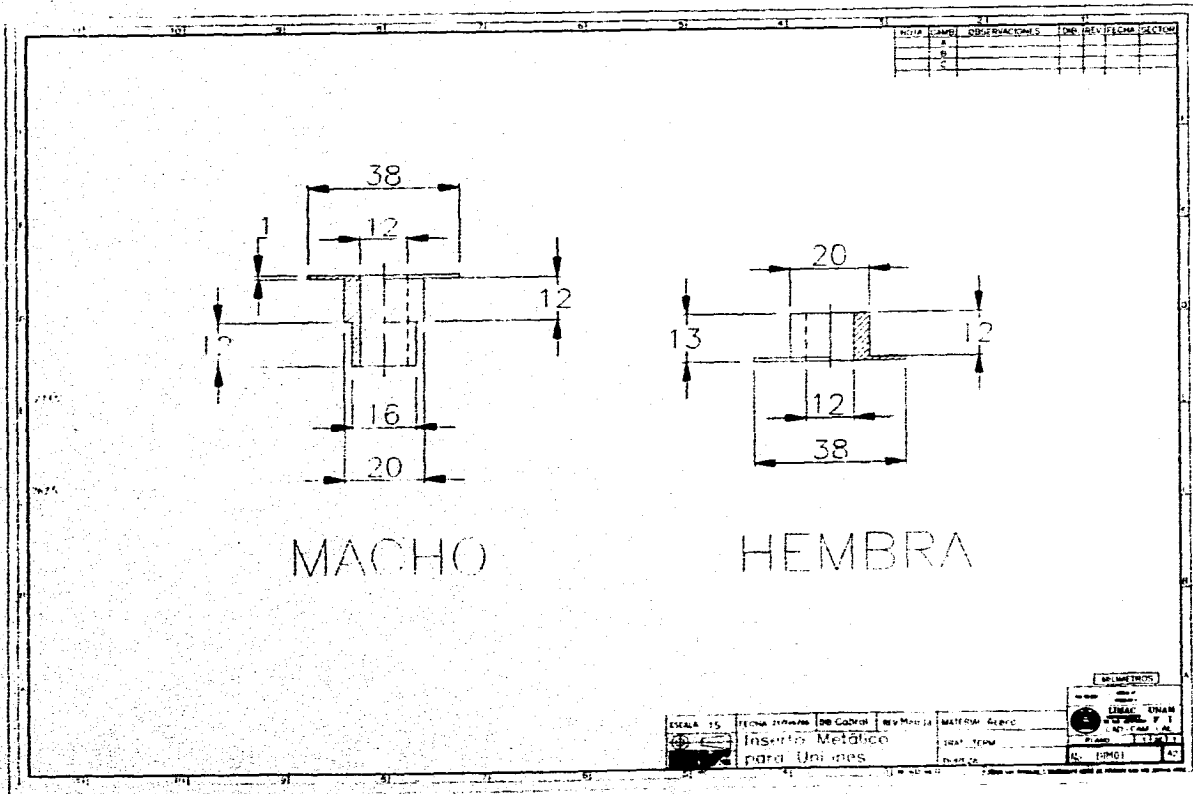
Todas estas modificaciones junto con los planos de construcción se muestran en seguida.

4.3 PLANOS DE CONSTRUCCIÓN, MODIFICACIÓN Y ENSAMBLE

A continuación se presentan los planos de construcción del chasis-plataforma así como de los principales componentes del mismo.



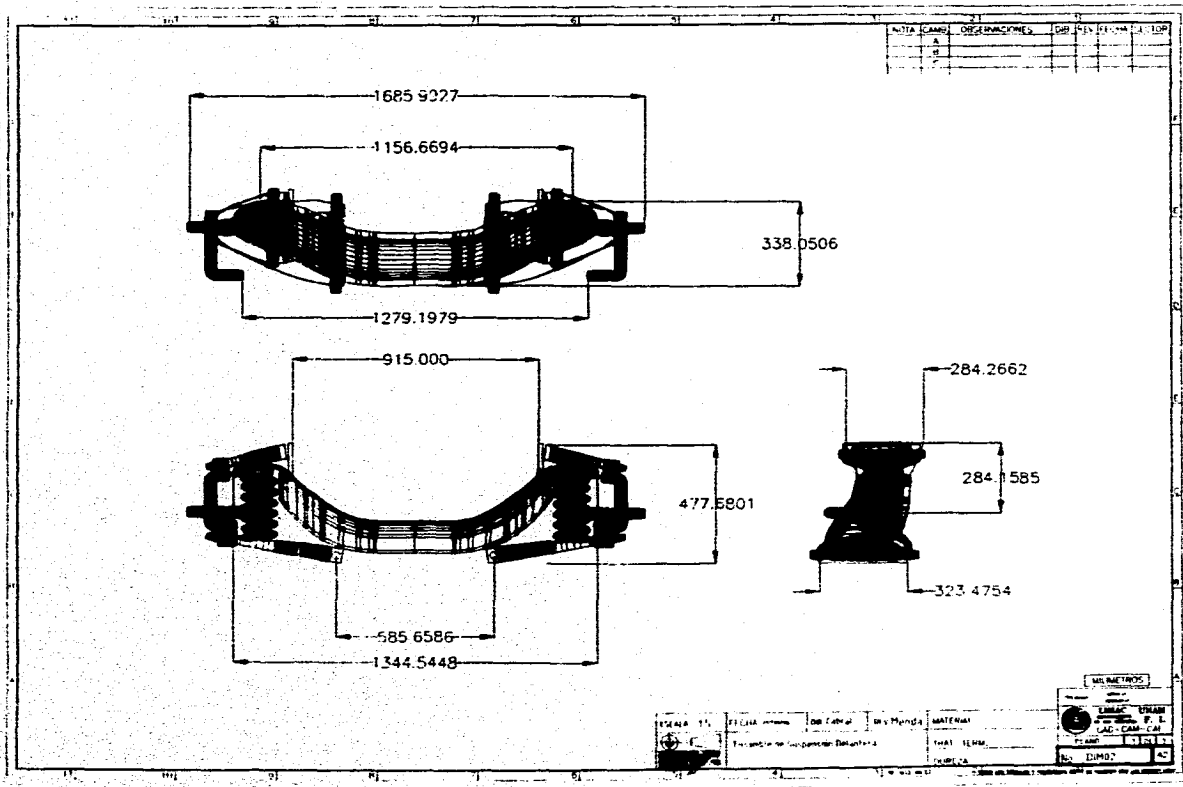
ESCALA 1:5	FECHA 20/08/2010	DE CUBA	REV. 01	MATERIA	...
Plano General de Colocación y Ensamble del Cristal-Fulgurama				TRAT. TERM.	...
DISEÑADA			



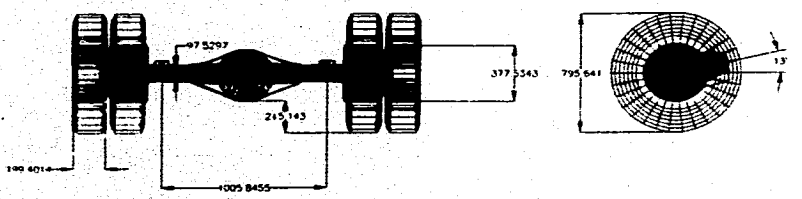
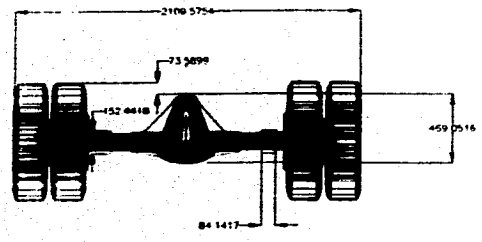
MACHO

HEMBRA

ESCALA		FECHA		DISEÑADOR		MATERIA		TÍTULO	
1:1	15	20/04/2015	20/04/2015	DR. Gabriel	REV. Modifica	Acero	Acero	Inserto Metálico para Uniones	UNAM

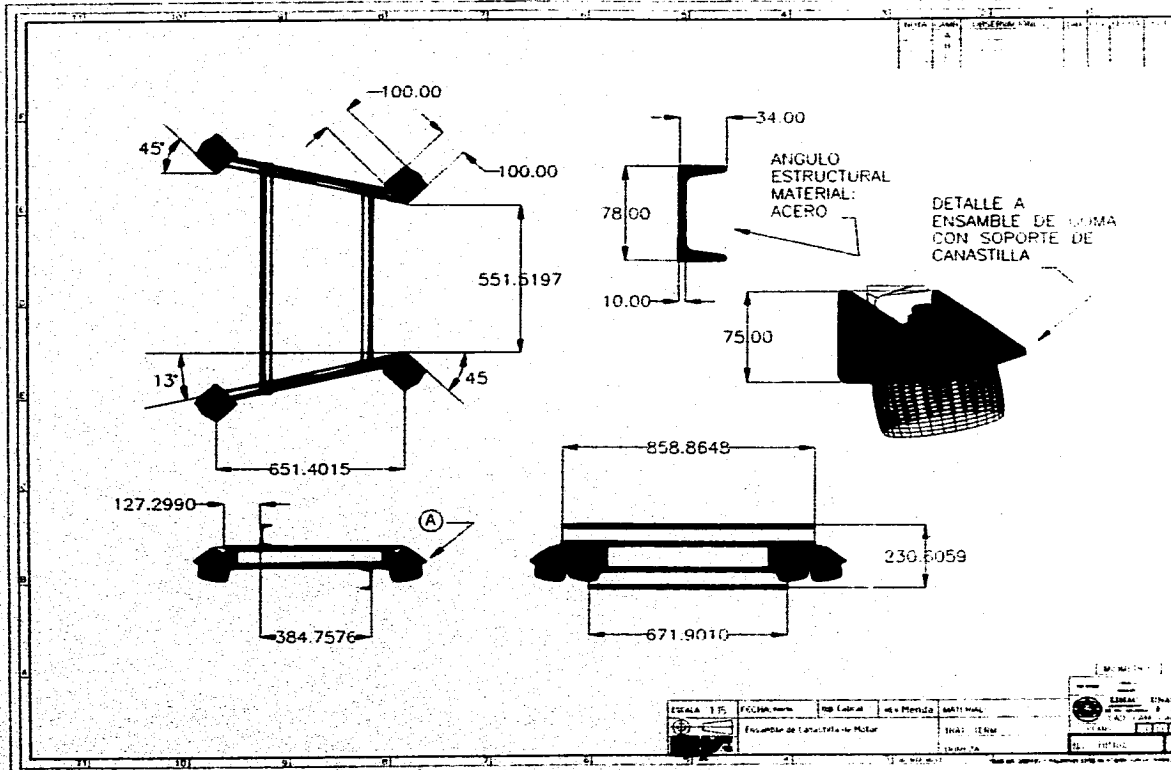


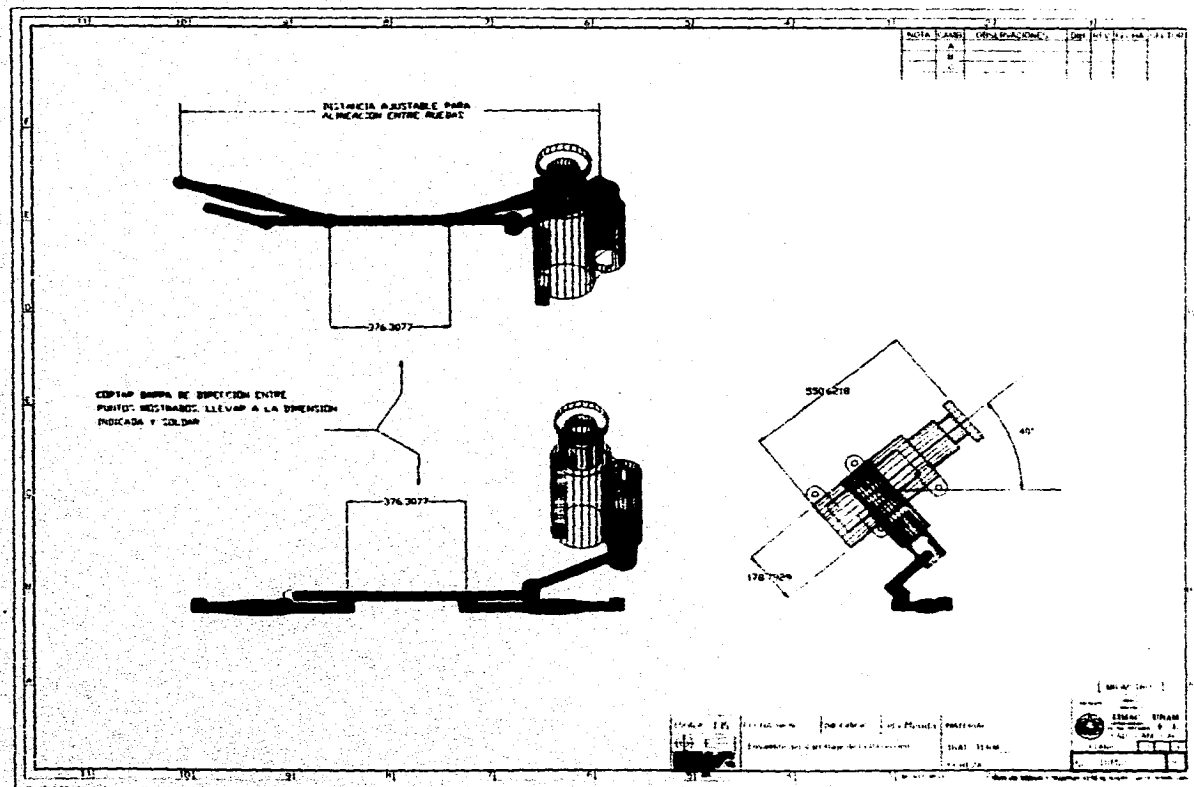
FECHA	AMC	OBSERVACIONES	CAR.	PROY.	SECCION	C.I.	U.M.

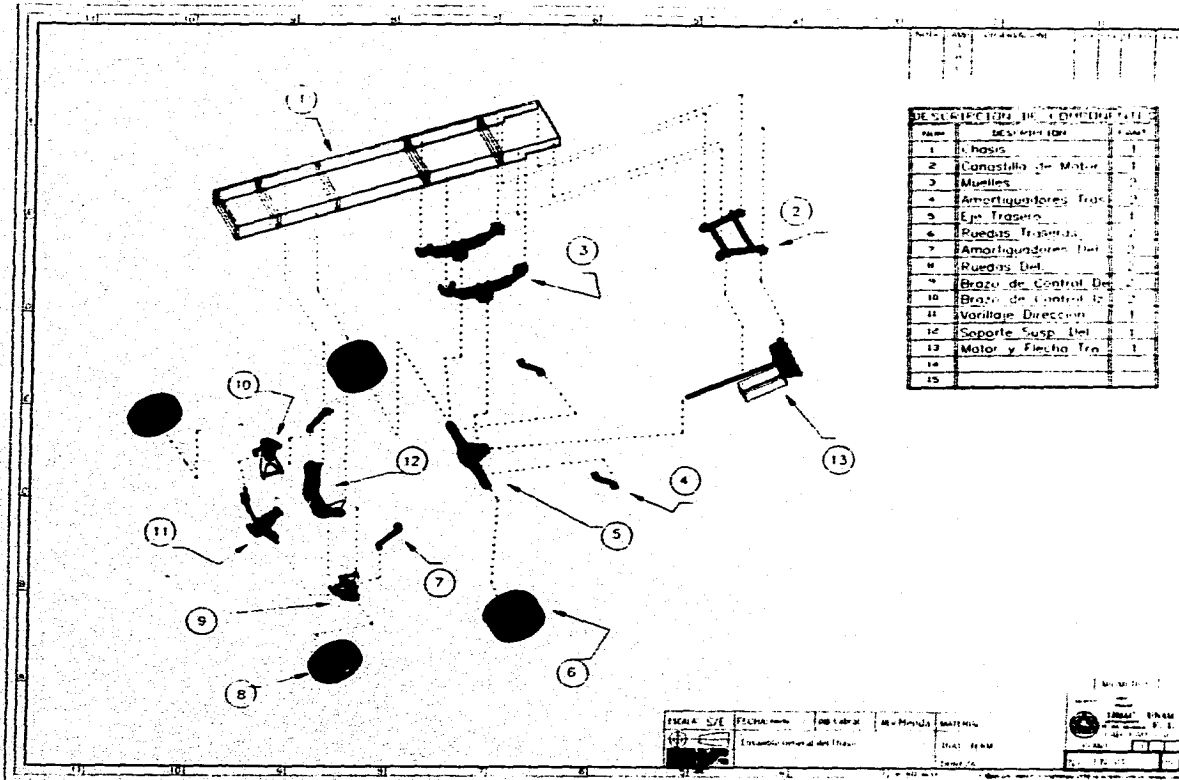


DESOLDAR Y AJUSTAR LOS SOPORTES DE LAS BIFILES A LA DISTANCIA INDICADA

ESCALA 1:5		TECNIA 1000		DIR. COBRIN	REV. MEXICO	MATERIAL	MILIMETROS	
Ensamble del eje Trasero							UNAM	
							F. I.	
							CAD. CAD. CAD.	
							PLANO	21/02/81
							NO	DPMO 1 A2



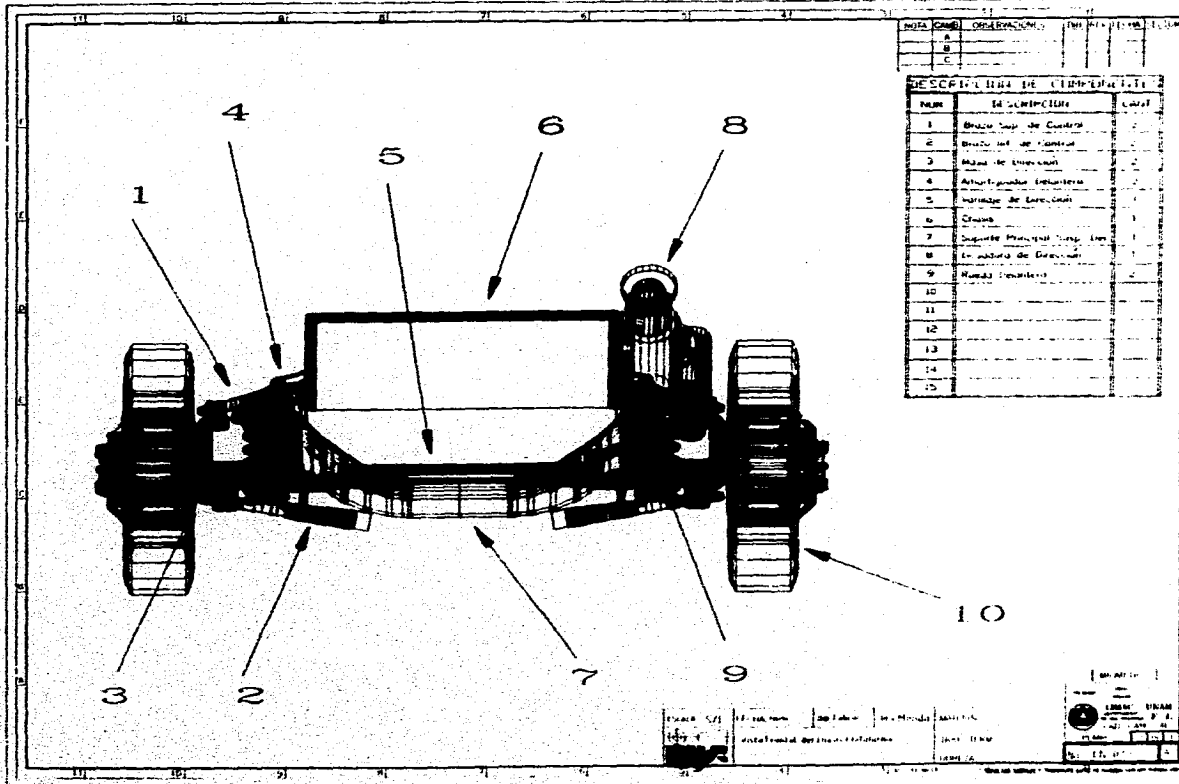




NUM.	DESCRIPCION	CANT.
1	Chasis	1
2	Conastilla de Motor	1
3	2	
4	Amortiguadores Frontales	2
5	Eje Trasero	1
6	Ruedas Traseras	2
7	Amortiguadores Delanteros	2
8	Ruedas Delanteras	2
9	Brazo de Control Delantero	2
10	Brazo de Control Trasero	2
11	Varillaje Direccion	1
12	Soporte Susp. Del.	1
13	Motor y Flecha Tra.	1
14		
15		

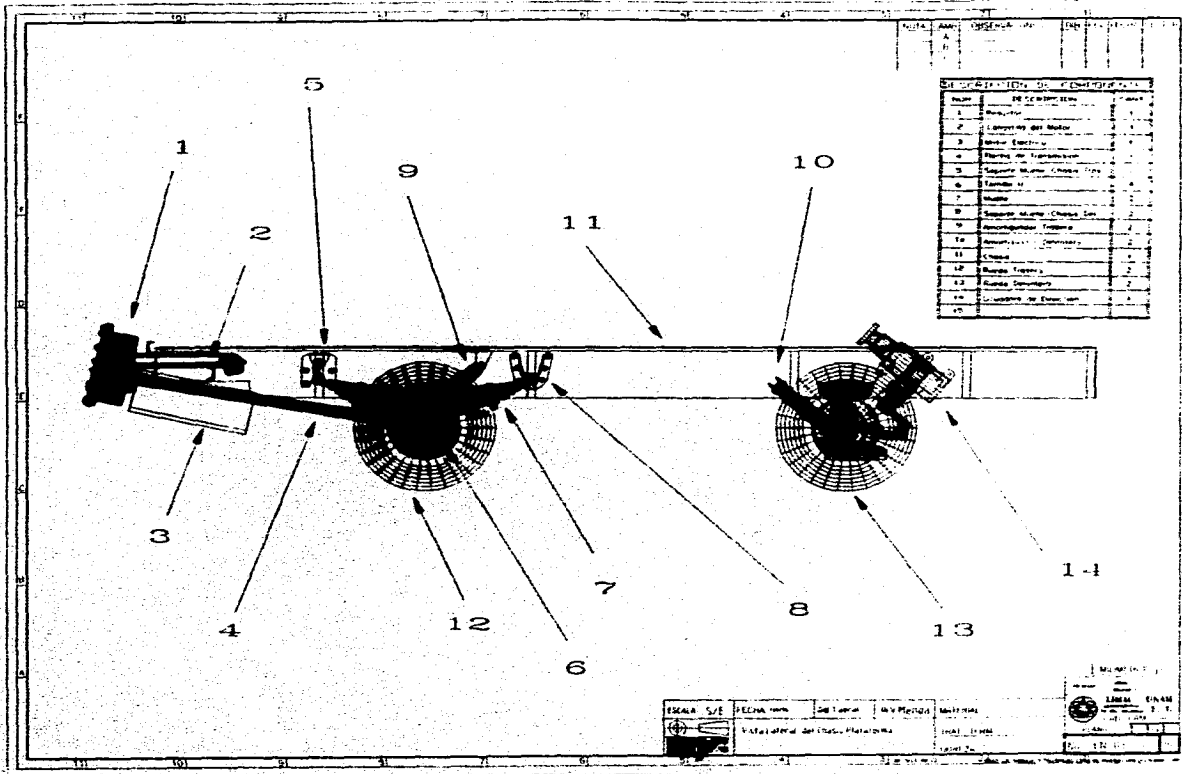
ESCALA: 1/2" = 1'-0"
 MATERIAL: Acero
 FABRICA: [Logo]
 DISEÑADO POR: [Logo]
 DIBUJADO POR: [Logo]

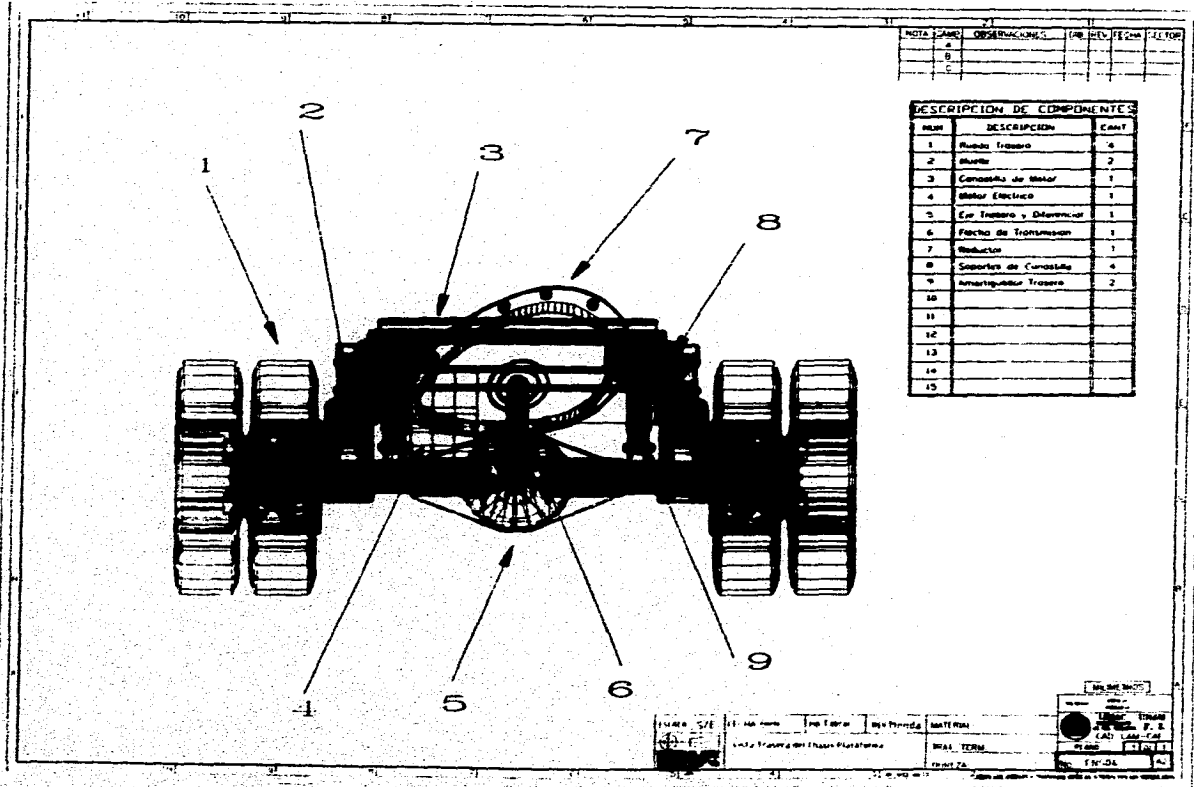
100000
 100000
 100000
 100000



DESCRIPCION DE COMPONENTES		
NUM.	DESCRIPCION	CANT.
1	Brazo Sup. de Cuadro	2
2	Brazo Inf. de Cuadro	2
3	1	
4	Actuador de Eje Frontal	2
5	Chasis	1
6	Brazo Inf. de Eje Trasero	2
7	Eje de Eje Trasero	1
8	Actuador de Eje Trasero	2
9	Wanda Trasera	2
10		
11		
12		
13		
14		
15		

PROYECTO	FECHA	DE DISEÑO	DE FABRICA	DE MODIFICACION	DE APROBACION

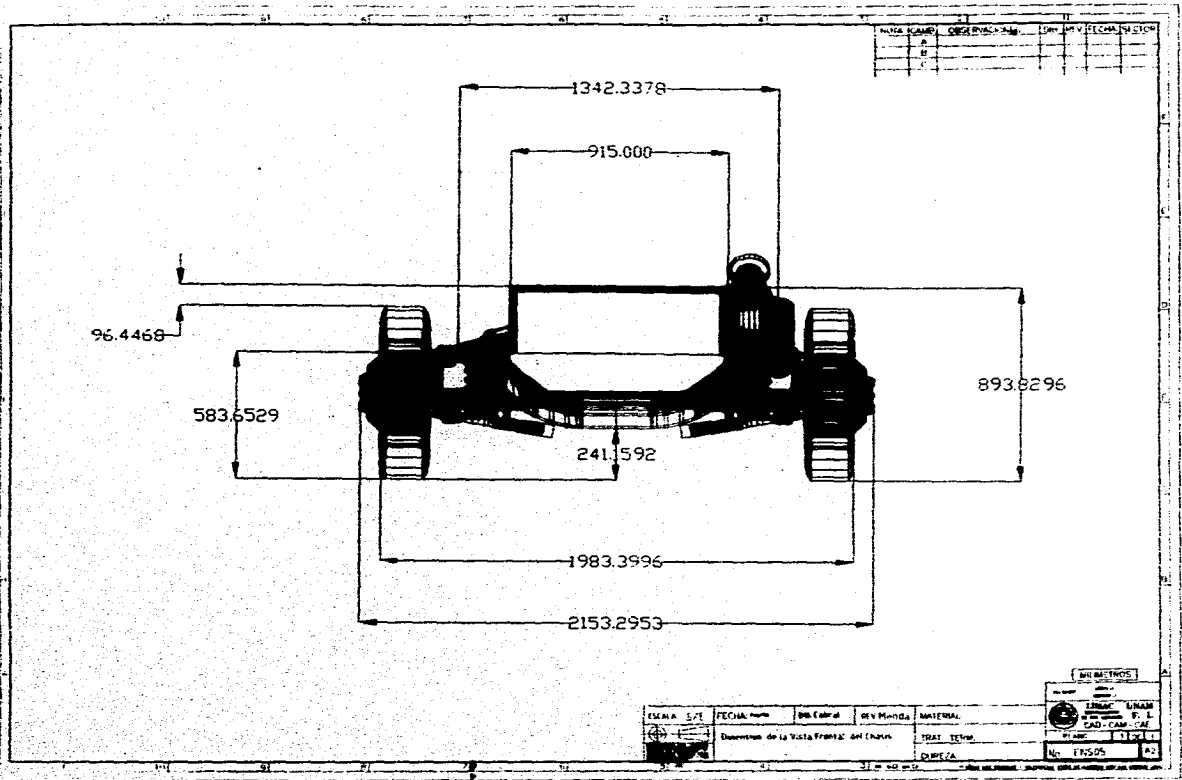




NOTA	DESCRIPCION	REV.	FECHA	ALTO
A				
B				
C				

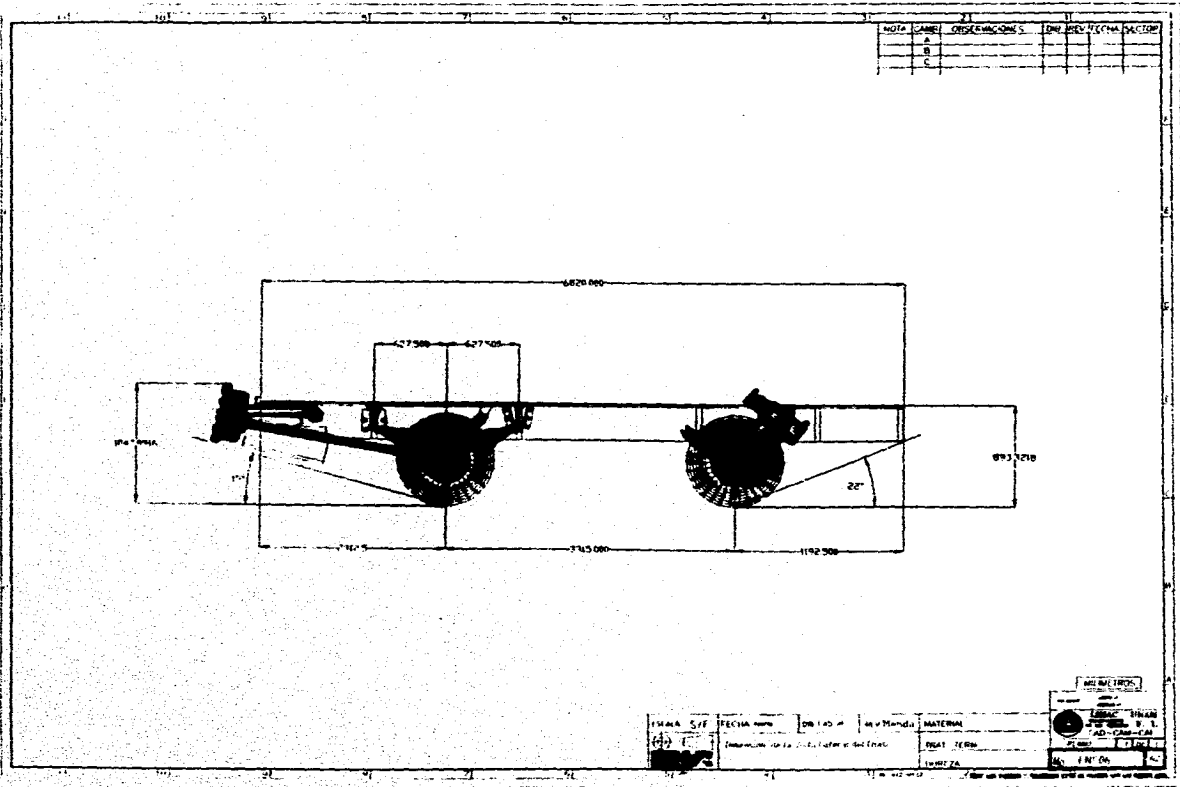
DESCRIPCION DE COMPONENTES		
NUM.	DESCRIPCION	CANT.
1	Rueda Trasera	4
2	Rueda	2
3	Carcasa de Motor	1
4	Motor Electrico	1
5	Eje Trasero y Diferencial	1
6	Flecha de Transmision	1
7	Reductor	1
8	Soportes de Camasilla	4
9	Amortiguador Trasero	2
10		
11		
12		
13		
14		
15		

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20



ESCALA	S/E	FECHA	DISEÑADOR	REV. MODIFIC.	MATERIAL

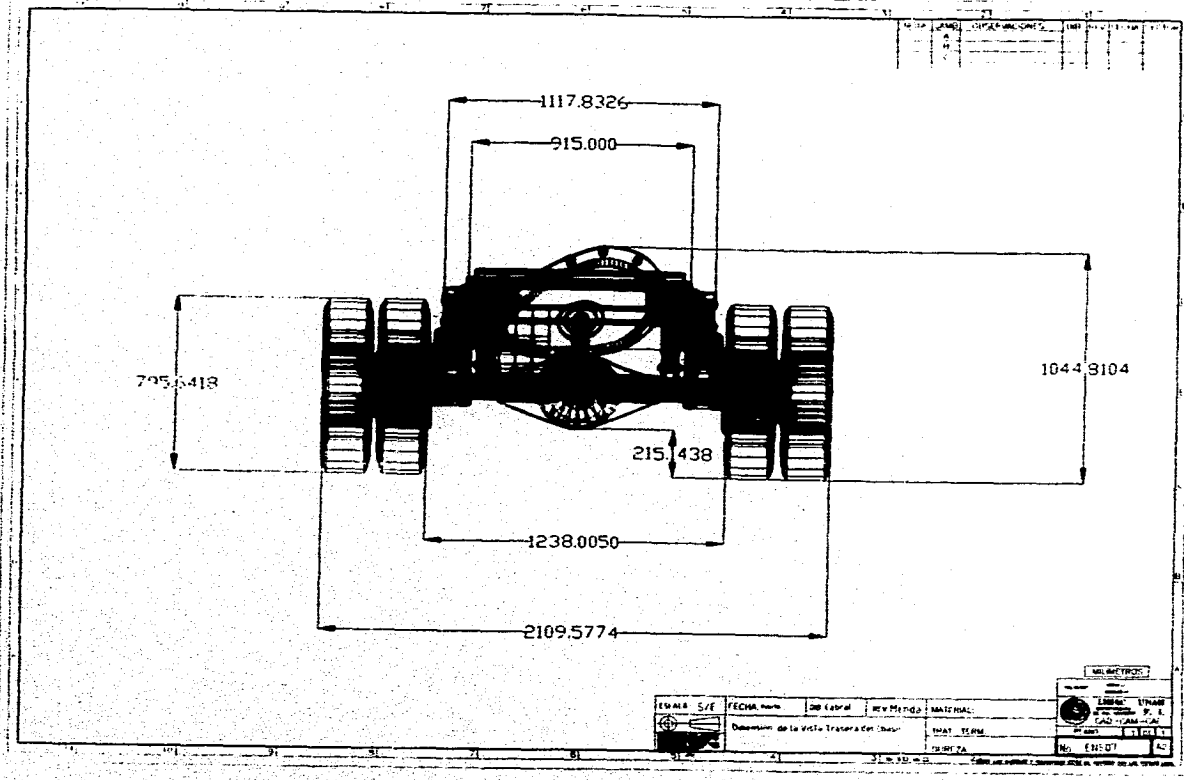
TITULO
 UNIDAD
 CAD - CAM - CAL
 TRAT. TERM.
 EMP. CA.
 No. 18525

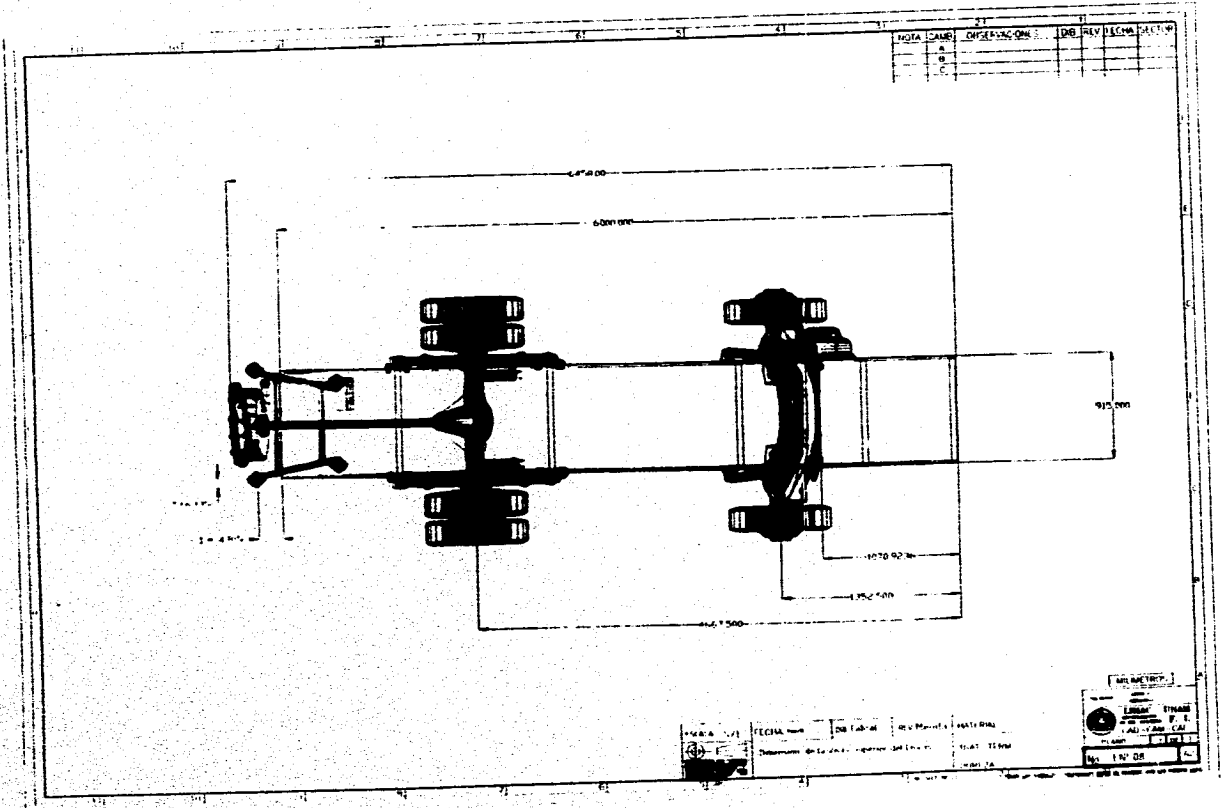


NOTA	CAMBIO	DESCRIPCIONES	IMP.	FECHA	SIGNATURA
A					
B					
C					

FORMA	S/F	FECHA	IMP. 1.40	de v. Manda	MATERIA
642					RESAT. TERN
Indicaciones para el taller de los planos					UNIDAD
					UNIDAD

IMPRESION	IMPRESION
IMPRESION	IMPRESION
IMPRESION	IMPRESION
IMPRESION	IMPRESION





5.

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

Tomando en cuenta los resultados obtenidos del análisis estático, cuasiestático y modal podemos concluir que el diseño del chasis con materiales compuestos cumple las expectativas de diseño y uno de los objetivos de este trabajo que es tener una buena relación de resistencia-peso para mejorar la eficiencia del minibus (Peso total del chasis: 95 Kg).

La manufactura del chasis permitió además un fácil ensamble de elementos mecánicos y carrocería, lo que permite pensar que es posible diseñar y fabricar para diferentes aplicaciones sin necesidad de mano de obra especializada con un ensamble sencillo y limpio.

Aunque el costo de fabricación del chasis es alto (200 mil pesos), debe tomarse en cuenta que en primer lugar se trata de un prototipo y en segundo que estos materiales son utilizables cuando la relación resistencia-peso es relevante. El proyecto del minibus continua y en estos momentos tiene un avance aproximado del 80%. El trabajo futuro consistirá en someter a

pruebas reales al chasis, para lo cual está siendo instrumentado con acelerómetros, extensómetros, sensores de humedad y de temperatura. Los resultados obtenidos con las pruebas serán comparados con el análisis presentado en este trabajo para hacer mejoras y nuevas consideraciones, principalmente de distribución de cargas y esfuerzos. Otro aspecto importante de analizar es monitorear el comportamiento del chasis durante diferentes ciclos de humedad y temperatura.

REFERENCIAS

- **P.K. Mallick (1993)** Fiber Reinforced Composites, Dekker.
- **Derek Hull (1988)** An Introduction to Composite Materials, Cambridge University Press.
- **H.J.Beermann (1930)** The Analysis of Commercial Vehicle Structures, Mechanical Engineering Publications.
- **SAE (1994)** Electric and Hybrid Electric Vehicle Technology, SAE International, ISBN 1-56091-475-0
- **William T. Thomson (1983)** Teoría de Vibraciones
- **Brüel & Kjaer (1988)** Structural Testing
- **27th ISATA (1994)** Electric, Hybrid and Alternative Fuel Vehicles and Supercars (Advanced Ultralight Hybrids)
- **Cheremisinoff N. (1990)** Handbook of Ceramics and Composites Vol.2
- **Ciba-Geigy (1991)** Aluminium Honeycomb for General Industrial Applications
- **Ciba Composites (1993)** Redux Bonding Technology

- **Ciba-Geigy** (Publicación No. UBC 39b) Honeycomb Sandwich
- **Knytex Co.** (1996) Glass Fiber Fabrics. Mechanical Properties
- **Shur-lok Corp.** (1989) Composites Material Fasteners
- **Lorna J. Gibson.** (1988) Celular Solids, Structure & Properties, Pergamon Prees.