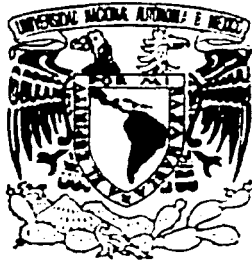


68

~~114~~



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR
MEDIANTE CAD Y CAE

T E S I S
QUE PRESENTA EL ALUMNO
ARMANDO SANCHEZ GUZMAN
PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
A R E A M E C A N I C A

DIRECTOR DE TESIS:

ING. UBALDO EDUARDO MARQUEZ AMADOR



CIUDAD UNIVERSITARIA

ENERO, 2002

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.

PAGINACIÓN

DISCONTINUA

DEDICATORIA



DEDICATORIA

A MIS QUERIDOS PADRES AURORA Y ARMANDO:
porque gracias a su amor, esfuerzo y sacrificio
HE ALCANZADO ESTE GRAN LOGRO,
PARA USTEDES QUE SIEMPRE SOÑARON EN
ALGO COMO ESTO, CON MUCHA GRATITUD ADMIRACIÓN
Y CARIÑO.

A MI ABUELITA **MARÍA DEL CARMEN** Y A MI MADRINA **JUANITA**
POR QUE SU AMOR Y APOYO, LLENO MI VIDA DE DEDICACIÓN,
EMPEÑO Y HONESTIDAD, CON MUCHO CARIÑO PARA USTEDES.

FINALMENTE A MIS HERMANOS **DANIEL,**
ALEJANDRA Y CARMEN:
PORQUE HAN SIDO USTEDES UN SOPORTE MUY
VALIOSO, PARA LOGRAR MIS METAS, CON
CARIÑO PARA USTEDES.

ARMANDO.



AGRADECIMIENTOS

- Doy gracias a mi alma mater, la Universidad Nacional Autónoma de México y a la Facultad de Ingeniería, por haberme brindado la oportunidad de recibir la formación profesional a través de sus profesores.
- Quisiera agradecer al Ingeniero Ubaldo Eduardo Márquez Amador y al M. en Ing. Armando Ortiz Prado, por haberme dado la oportunidad de desempeñar el papel de coordinador del proyecto SAE Mini-Baja UNAM, lo cual, me ha brindado una formación más profesional y académica.
- Agradezco al Departamento de Ingeniería Mecánica, así como al Instituto de Ingeniería por las facilidades prestadas para la realización del proyecto SAE Mini-BAJA UNAM.
- También agradezco, a mis amigos y compañeros de trabajo del Departamento de Ingeniería Mecánica, por sus halagos, críticas constructivas y su apoyo moral que me permitieron impulsar el proyecto SAE Mini-Baja UNAM.
- Por último, agradezco a todos los miembros que han sido participes del proyecto SAE Mini-Baja UNAM, ya que su entusiasmo, dedicación y esfuerzo, han hecho que dicho proyecto sobresalga. Es por ello, que dedico el capítulo 5 a ustedes.

OBJETIVO



OBJETIVO

Objetivo

El objetivo del presente trabajo de tesis es: exponer la metodología que se llevo a cabo para optimizar físicamente la geometría de la estructura, el peso, la resistencia mecánica, así como la fabricación de una estructura tubular para un vehículo Mini-Baja, aplicando la técnica CAD/CAE. (Diseño Asistido por Computadora e Ingeniería Asistida por Computadora)

Metodología

A partir de las 7 fases del diseño tradicional (Shigley Joseph Edward, Diseño en Ingeniería Mecánica) que consisten en la identificación de la necesidad, definición del problema a resolver, recopilación de la información, conceptualización y síntesis, análisis y optimización, evaluación, y por último la presentación, así como la aplicación de conocimientos del diseño de estructuras en vehículos y utilizando las herramientas CAD y CAE, se procederá al estudio del problema planteado que posteriormente será analizado y evaluado para que finalmente se presenten los resultados obtenidos.



ÍNDICE

Introducción

CAPÍTULO 1

El Diseño en Ingeniería Mecánica

1.1	El Proceso del diseño.	3
1.2	Consideraciones de diseño.	10
1.3	Antecedentes teóricos de resistencia de materiales.	14
1.4	Diseño asistido por computadora (CAD).	21
1.5	Ingeniería Asistida por Computadora (CAE).	23

CAPÍTULO 2

Diseño de estructuras de vehículos

2.1	Introducción al diseño de estructuras. Clasificación de estructuras de carros.	26
2.2	Diseño estructural básico de vehículos. Cálculo de largueros principales, como herramienta de análisis de estructuras. Cómo lograr la eficiencia estructural de un chasis.	32
2.3	Método de elemento finito (FEA).	38
2.4	Seguridad bajo impacto y diseño para absorción de choques.	39



ÍNDICE

CAPÍTULO 3

Modelado, análisis y simulación por computadora

3.1	Importancia de los modelos en el diseño.	46
3.2	Modelado geométrico por computadora.	47
	Modelado de alambre.	
	Modelado de superficies.	
	Modelado de sólidos.	
	Modelado híbrido.	
	Modelado paramétrico.	
	Organización del modelo mecánico.	
3.3	Análisis por elementos finitos (FEA).	54
	Análisis de esfuerzos mecánicos.	
	Análisis de flujo de fluidos.	
	Análisis térmico.	
	Técnicas gráficas para el postproceso.	
3.4	Técnicas para la elaboración de prototipos.	68

CAPITULO 4

Diseño de una estructura tubular mediante CAD y CAE

4.0	Proyecto SAE Mini-Baja	71
	¿Qué es SAE?	
	¿Qué es SAE Mini-Baja?	
4.1	Desarrollo de la investigación	75
4.1.1	Identificación de la necesidad	76
4.1.2	Definición del problema	80
4.1.3	Recopilación de información	81
4.1.4	Conceptualización y síntesis	86
4.1.5	Análisis y optimización	124
4.2	Construcción y evaluación	

CAPITULO 5

5.1	Vehículos Mini-Baja UNAM 1990 - 2001	136
-----	--------------------------------------	-----

Conclusiones

Apéndice A

Apéndice B

Bibliografía



INTRODUCCIÓN

Durante siglos la Ingeniería ha venido utilizando simplificaciones y aproximaciones para hacer más fáciles sus tareas de diseño, construcción y pruebas. Estas, aunque fueron mejorando gradualmente mostraron siempre grandes fallas o bien causaban enormes desperdicios de material y obligaban a adoptar soluciones convencionales para situaciones complejas, donde no había forma de aplicar alternativas especiales, pero mucho más eficientes. A veces el cálculo convencional modelaba pobremente la realidad, a pesar de usar factores de seguridad mayores a cuatro, y aún así el diseño fallaba catastróficamente, y sólo mediante una serie de pruebas físicas era posible determinar las causas de dichas fallas.

Si bien, el Titanic (como un ejemplo entre otros) nos recuerda que ninguna creación humana es infalible, la verdad es que la utilización de las herramientas CAE (Ingeniería Asistida por Computadora) permiten lograr soluciones eficientes con un alto grado de confianza y en poco tiempo.

Con las herramientas tales como: FEA (Análisis por Elemento Finito) en particular, la tarea de optimización es más empleada porque el diseñador comienza a comprender el comportamiento de su diseño en detalle, ya que puede observar dónde están las fuerzas y cómo se deforma su pieza o estructura bajo diversas condiciones de esfuerzo. Si antes estaban bajo el dominio exclusivo de organizaciones con actividades como la aeroespacial, donde el rendimiento es crítico, la herramienta FEA hoy en día, está invadiendo otras ramas de la ingeniería y encontrando aplicación en el diseño industrial.



INTRODUCCIÓN

Un claro ejemplo es un puente o una turbina, las nuevas herramientas tienden hacia una forma de hacer ingeniería, que paradójicamente, aprovecha la capacidad intuitiva del usuario, ya que la información se maneja visualmente y en tres dimensiones. Para aquellos ingenieros que vienen construyendo cosas prácticamente desde que nacieron, toda esta sofisticación comienza a parecerse cada vez más al proceso de construir un castillo de arena en la playa, un proceso que aquí podríamos llamar modelado interactivo tridimensional en tiempo real con análisis mediante pruebas destructivas. Lo realmente valioso de esta herramienta es que el ingeniero recupera una relación directa y tangible con el mundo físico (más bien su simulación.) Esto se aprecia en su mejor expresión si el programa de análisis y de modelado operan en el mismo entorno, y el usuario puede modelar y utilizar alternativamente durante el ciclo de diseño.

- Es por todo esto, que en los últimos años las compañías se han interesado en los vínculos existentes entre los procesos de diseño, ingeniería y manufactura de sus productos utilizando lo que se conoce como las técnicas CAD/CAM/CAE.

El objetivo del presente trabajo de tesis es: exponer la metodología que se llevo a cabo para optimizar físicamente la geometría de la estructura, el peso, la resistencia mecánica, así como la fabricación de una estructura tubular para un vehículo Mini-Baja, aplicando la técnica CAD/CAE. (Diseño Asistido por Computadora e Ingeniería Asistida por Computadora)

Este trabajo está dividido en cuatro capítulos:

Capítulo 1: Se presenta el diseño en Ingeniería Mecánica en forma global, explicando, lo que es el proceso de diseño y como se realiza. También se hacen consideraciones de diseño, y resistencia de materiales; bajo estas consideraciones se desarrolla el estudio de la aplicación práctica. Finalmente se muestra una introducción de lo que es el diseño asistida por computadora.



INTRODUCCIÓN

Capítulo 2: Se da una introducción del diseño estructural de vehículos, haciendo referencia en los temas de: tipos de estructuras, consideraciones y criterios de diseño de estructuras, seguridad e impacto.

Capítulo 3: Trata del modelado geométrico por computadora, mostrando diferentes métodos tales como el modelado paramétrico, en alambre, de superficies, de sólidos y el Análisis por Elemento Finito (técnica que se utilizará en este trabajo de tesis para resolver el problema que se plantea en el capítulo 4). Al final se mencionan algunas técnicas que son muy útiles en los sistemas de diseño asistido por computadora.

Capítulo 4, en este capítulo se desarrolla la parte más importante del trabajo de tesis, ya que es, donde se realiza el análisis de resistencia mecánica de la estructura tubular del Mini-Baja, se evalúan sus ventajas y desventajas para lograr la optimización del mismo en cuanto a geometría, peso y fabricación, para esto, se aplican muchos de los conceptos y técnicas expuestos en los capítulos anteriores. El proceso inicia con el diseño conceptual, se plantean las condiciones de trabajo a que es sometida la estructura (sobre carga, impacto, etc.) posteriormente se realiza el modelado geométrico y se procede a su análisis tanto geométrico y de resistencia mecánica, con la técnica de Elemento Finito. Por otro lado, se construye el prototipo para realizarle una serie de evaluaciones, obteniéndose resultados concretos que darán aporte a nuevos diseños de estructuras Mini-Baja.

Capítulo 5, por último, se presentan las conclusiones de este trabajo a las cuales se ha llegado, dando una serie de recomendaciones y sugerencias para los futuros diseños de estructuras Mini-Baja; también, se presenta la bibliografía empleada y un apéndice donde se encontrarán conceptos, el reglamento de la SAE Mini-Baja, bosquejos y planos, entre otros.



CAPÍTULO

1

El Diseño en Ingeniería Mecánica

En términos generales diseñar es formular un plan para satisfacer una demanda humana. La necesidad que habrá de satisfacerse puede estar completamente bien definida desde el principio. En comparación con los problemas matemáticos o científicos los problemas de diseño, no tienen una sola respuesta correcta en todos los casos, debido a que todo problema de diseño siempre está sujeto a demandas y/o restricciones, para su solución.

Un problema de diseño no es hipotético en absoluto, todo diseño, tiene un propósito concreto la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada, creación de algo que tiene realidad física, en Ingeniería, el término de diseño puede tener diferentes significados para distintas personas. Algunos consideran al diseñador como el técnico que dibuja en todos sus detalles un engrane, un embrague u otros elementos de una máquina. Otros creen que el diseño es la creación de un sistema complejo, como una red de comunicaciones. En algunas ramas de la ingeniería el término diseño ha sido sustituido por denominaciones como ingeniería de sistemas o aplicación de la teoría de las decisiones. Pero no importa que palabras se usen para describir la función de diseñar; en ingeniería es también el proceso en el que se utilizan principios científicos y métodos técnicos (matemáticas, herramientas computacionales, métodos gráficos y lenguaje común) para llevar a cabo un plan que cubrirá cierta necesidad o demanda.



El diseño mecánico, es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras dispositivos e instrumentos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y la mecánica aplicada. El diseño en ingeniería mecánica incluye el diseño mecánico, pero en un estudio de mayor amplitud donde se abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias térmicas y de los fluidos.

Por otra parte, hay que hacer notar que un diseño puede o no ser una invención. Para obtener una patente legal en una invención se requiere que el diseño se encuentre un paso más allá de los límites del conocimiento existente.

Los buenos diseños requieren de análisis y de síntesis. El análisis es la simplificación del mundo real a través de modelos, esto es, la separación del problema en partes fácilmente manejables, mientras que la síntesis se ocupa del ensamble de los elementos para estudiarlos integralmente.

Por una parte, el CAD ofrece la capacidad de diseñar armazones y miembros que soportan cargas, con estructuras esqueléticas más livianas y fuertes. Los productores de máquinas herramientas y de aparatos de almacenamiento y manejo, necesitan aprovechar esa capacidad porque sus clientes necesitan la movilidad que les brindan los equipos livianos. El CAD y el CAE, agilizan la labor de diseño refinando los bosquejos y encargándose de tareas de dibujo. Puede haber una base de datos y utilizar la pieza estándar de la empresa cuando la hay, en vez de crear otra.

Finalmente, el diseño mecánico es una materia compleja, que no cualquier empresa lo realiza en México, todavía no hay una verdadera cultura del diseño (entre quienes lo realizan) por ejemplo, aunque muchos dicen hacer diseño, en realidad lo que realiza la mayor parte de las veces es dibujo. Diseño significa evaluar y analizar el proyecto en términos de ingeniería, hacer un prototipo y validarlo, generar un proceso de manufactura costeable y mandarlo a



producción. Este es el proceso completo de diseño y se hace en pocos lugares. (Shigley Joseph Edward, Diseño en Ingeniería Mecánica)

1.1 El Proceso de diseño

Para poder realizar un diseño es necesario seguir una metodología, en la cual nos aproxime de manera adecuada a la solución. El ingeniero de diseño, inicia con la identificación de una necesidad y con la decisión de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones finaliza con la presentación de los planes para satisfacer tal necesidad. En la figura 1-1 se muestra un diagrama de flujo con las fases en que se desarrolla un diseño (Shigley Joseph Edward, Diseño en Ingeniería Mecánica).

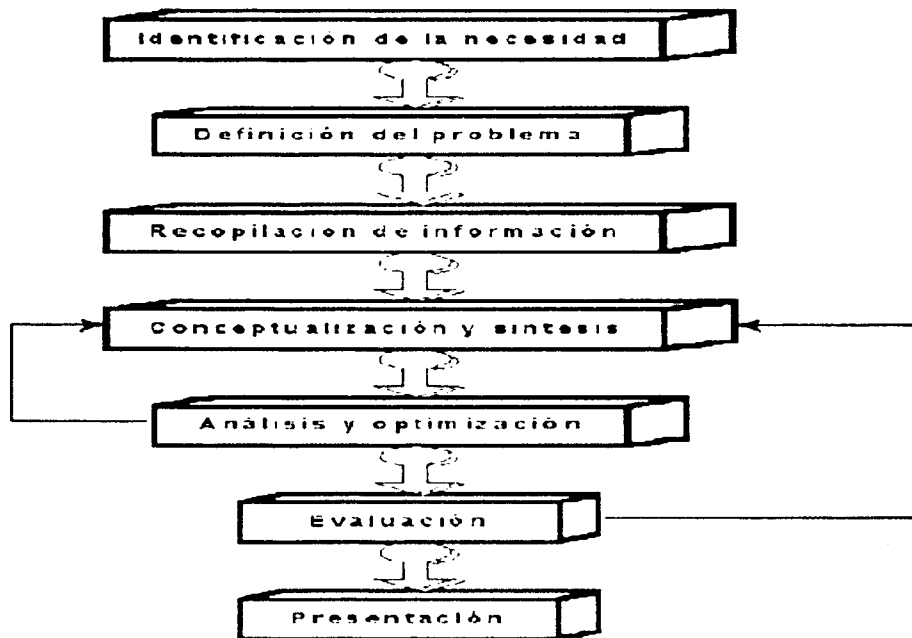


Fig. 1-1 Muestra un diagrama de flujo con las fases en que se desarrolla un diseño



□ **Identificación de la necesidad**

El diseño comienza cuando alguien se da cuenta de una necesidad y decide hacer algo al respecto. Identificar la necesidad y expresarla con un determinado número de palabras, es una actividad bastante creativa, pues la necesidad puede manifestarse simplemente como un vago descontento, o bien, por la intuición de una dificultad o la sensación de que algo no es correcto.

□ **Definición del problema**

Esta abarca todas las condiciones que implicará el diseño. Las condiciones o especificaciones son las cantidades de entrada y de salida, las características y dimensiones del espacio que deberá ocupar el objeto, y todas las limitaciones a estas cantidades. Las especificaciones definen el costo, la cantidad de piezas a fabricar, la vida útil del producto, la temperatura de trabajo y la confiabilidad. Entre dichas condiciones sobresalen las velocidades necesarias, las intensidades de alimentación de las máquinas, las limitaciones de temperatura, el alcance máximo, las variaciones esperadas en las variables y las restricciones de tamaño y peso.

Existen muchas condiciones extrínsecas e intrínsecas que dependen del entorno particular del diseñador o de la propia naturaleza del problema, como son los procesos de fabricación de que se dispone, así como, las instalaciones de la planta industrial, etc.

□ **Recopilación de información**

Muchas veces, de acuerdo con el problema de que se trate no existen antecedentes de problemas similares y tendrá que buscar información específica en las áreas de necesidad o recurrir a una investigación más a fondo.

Un punto importante, es que la información necesaria para un diseño es diferente a la que se utiliza en los libros de texto o artículos publicados en revistas de tipo didácticos. Es necesario consultar reportes técnicos, manuales, catálogos y literatura publicada por los fabricantes de materiales y equipos de los que requerimos información.



Con la reunión de información, el diseñador será capaz de afrontar el problema con más soltura por que conocerá los posibles caminos de solución.

□ **Conceptualización y síntesis**

La fase, de conceptualización determina los elementos, mecanismos, configuraciones que en combinación resulten la satisfacción de la necesidad. Un aspecto vital en la conceptualización es la síntesis. Síntesis es el proceso de tomar los elementos del concepto, arreglarlos en el orden y tamaño propio. La síntesis es un proceso creativo y se presenta en todo diseño.

□ **Análisis y optimización**

En esta fase se debe analizar el sistema a diseñar, con el fin de determinar si su funcionamiento cumplirá con las especificaciones. El análisis podría revelar que el sistema no es óptimo. Si el diseño no resulta satisfactorio, el proceso de síntesis deberá iniciarse otra vez. El diseño es un proceso iterativo en el que se pasa por varias fases, se evalúan los resultados y luego se vuelve a una fase anterior del proceso. En esta forma es posible sintetizar varios componentes de un sistema, analizarlos y optimizarlos para volver después a la fase de síntesis y ver qué efecto tiene esto sobre las partes restantes del sistema.

Para el análisis y la optimización se requiere que se creen o imaginen *modelos* abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis. De esto que existan dos tipos de modelos: los analíticos y los experimentales. En los cursos de diseño se hace mucho énfasis a los modelos analíticos basados en principios físicos, pero los modelos experimentales no dejan de ser menos importantes. Al crearlos se espera encontrar alguno que reproduzca lo mejor posible el sistema físico real.

□ **Evaluación**

Es la demostración definitiva de que un diseño es acertado y, por lo general, incluye pruebas de un prototipo en el laboratorio. En esta fase, es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente la necesidad o las necesidades, es decir, si es confiable, si competirá con éxito



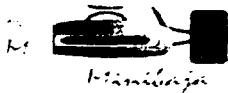
contra productos semejantes, si su fabricación y uso, son, económicos si es fácil de mantener, si se obtendrán ganancias por su venta o su utilización, si presenta algún tipo de riesgo, etc. Una consideración importante en cualquier paso del diseño, especialmente cuando el diseño está próximo de completarse, es la revisión. En general hay dos tipos de revisión que pueden ser realizadas, la revisión matemática y revisión de criterios de ingeniería.

Las revisiones matemáticas consisten en verificar la aritmética y las ecuaciones usadas para el modelo analítico, logrando así la consistencia dimensional de las ecuaciones y variables empleadas. Por otro lado, la revisión de criterios de ingeniería tiene que ver con la experiencia del diseñador, es decir, "intuir" cuando un resultado matemático o físico es acertado o no lo es, y así poder avaluar el diseño.

□ Presentación

Debe tenerse en mente que el propósito del diseño es satisfacer las necesidades de las personas o clientes. Entonces, el diseño final debe ser comunicado adecuadamente o perderá mucho de su impacto o significado. La comunicación se realiza usualmente tanto por presentación oral como a través de un reporte escrito. Un reciente estudio muestra que los ingenieros de diseño gastan un 60% de su tiempo en la discusión del diseño y preparando documentación escrita de sus diseños, mientras que sólo el 40% del tiempo es utilizado en analizar y en hacer los diseños. Los dibujos detallados de ingeniería, programas de cómputo y modelos de trabajo son con frecuencia parte de las "deliberaciones" con el cliente. Esto hace que debemos enfatizar frecuentemente en que la comunicación no es algo que debemos olvidar al concluir con el proyecto. En un buen proyecto de diseño debe haber una continua comunicación oral y escrita entre el director del proyecto y el cliente o consumidor.

Por otro lado, en un típico proyecto de diseño, el proceso se dividirá así mismo en un cierto número de etapas, de acuerdo a la complejidad del problema que se trate. Podemos considerar las siguientes etapas:



Etapa I. Estudio de factibilidad

El propósito del estudio de factibilidad es, iniciar el diseño establecer la línea de pensamiento. La meta en esta etapa es validar la necesidad, producir un número de soluciones y evaluarlas, basándolas en poder realizarlas física y económicamente. Esta etapa es llamada algunas veces diseño conceptual.

Etapa II. Diseño Preliminar

Esta etapa fija las bases del buen diseño detallando que significa el desarrollo estructurado del concepto del diseño. La incorporación preliminar de todas las funciones principales que deban ser ejecutadas por el producto, debe ser tomadas en cuenta. Eso envuelve la clara determinación de los procesos físicos los cuales gobiernan los principales flujos y conversión de material, energía e información. Esta etapa del diseño es también llamada diseño global.

Etapa III. Diseño a detalle

En esta etapa el diseño es llevado a una completa descripción de la producción y pruebas del producto. El arreglo, forma, dimensiones, tolerancias y propiedades de la superficie de todas las partes individuales son determinadas y los materiales y procesos de manufactura especificados. Esto es una tarea que consume mucho tiempo debido a las complejas interacciones involucradas. La calidad y costo favorable de un producto son determinados por el nivel de excelencia del diseño detallado. También es la etapa en la que los especialistas de manufactura deben trabajar conjuntamente con el ingeniero de diseño para asegurar que el producto pueda ser producido con un costo y calidad aceptables dentro del mercado donde se distribuirá.

Etapa IV. Planeación para manufactura

Una gran parte de la planeación detallada debe ser realizada para la producción del producto diseñado. Un método de manufactura debe ser establecido para cada componente del sistema. Como un primer paso, se establece una hoja de proceso la cual contiene una lista secuencial de las operaciones que deben ser ejecutadas sobre el componente. También, se



especifica la forma y condición del material, las herramientas y las maquinas que serán utilizadas. La información en la hoja de proceso hace la posible estimación del costo de producción del componente.

Otras tareas importantes ejecutadas en esta etapa son los siguientes:

- Diseño especializado de herramientas e instalaciones.
- Especificaciones de la distribución de la planta que será usada.
- Planeación del trabajo de inventario y control de inventario.
- Planeación del sistema de control de calidad.
- Establecimiento del tiempo estándar y el costo para cada operación.
- Establecimiento del sistema de flujo de información necesaria para controlar la operación de manufactura.

Todas estas tareas generalmente se consideran dentro de la ingeniería industrial o de manufactura.

Etapa V Planeación para la distribución

Se deben tomar decisiones para asegurar una distribución efectiva al consumidor de los sistemas que han sido producidos. Los éxitos económicos del diseño frecuentemente dependen del hábil ejercicio sobre el mercado del producto.

Etapa VI Planeación para su uso

EL uso del diseño por el consumidor es muy importante y las consideraciones de cómo el consumidor reaccionará con el producto, ocupan todos las etapas del proceso de diseño. Los siguientes términos son importantes para la orientación del uso en el proceso de diseño: fácil mantenimiento, confiabilidad, seguridad del producto, ergonomía, apariencia estética, economía en la operación y duración de servicio.

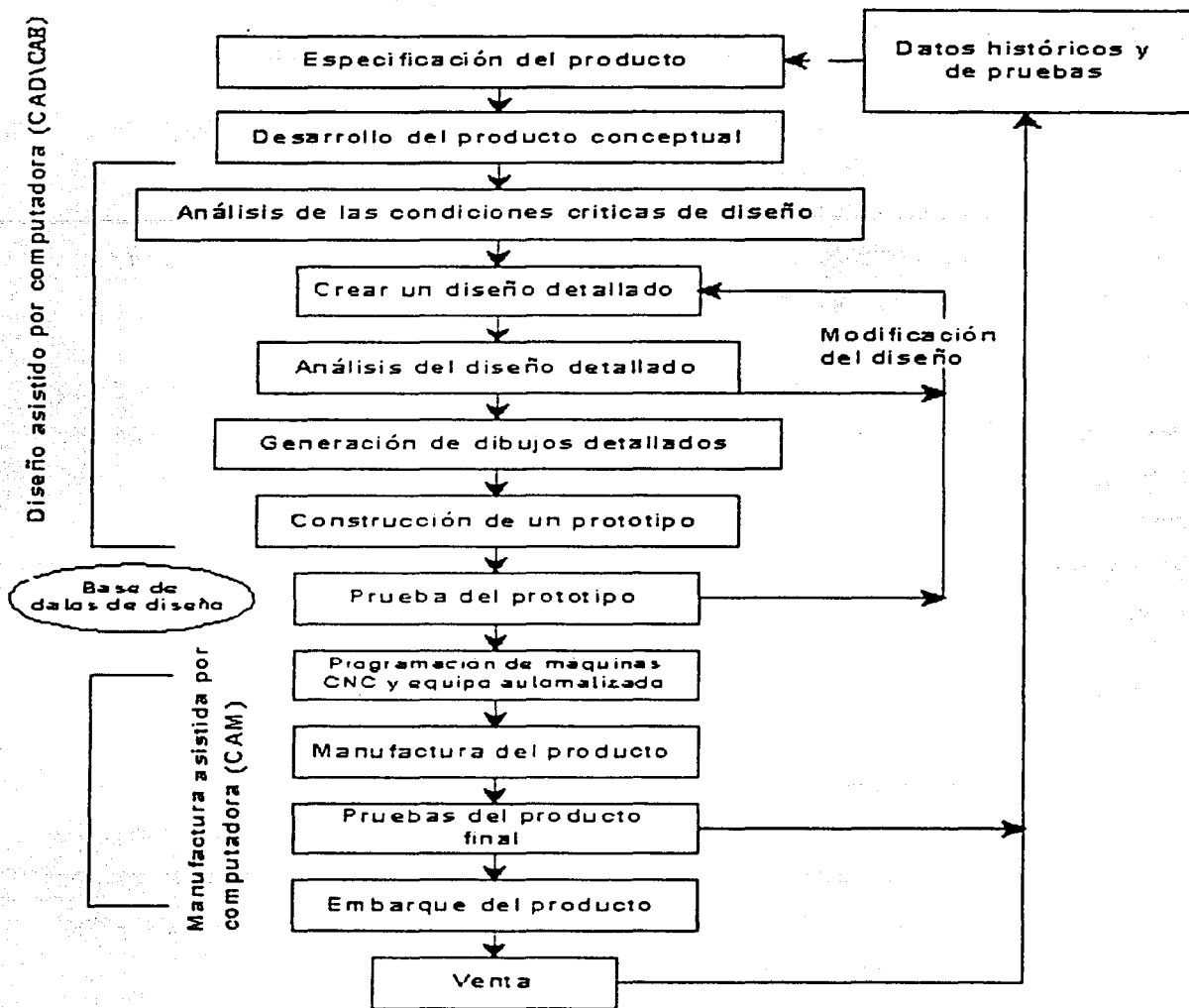
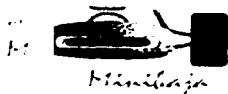


Fig. 1-2 Etapas en el diseño de un nuevo producto

Una importante actividad en esta etapa es la adquisición de datos de fallas, vida de servicio, quejas y actitudes de los consumidores para proveer las bases para la mejora del producto en el siguiente diseño.



Etapa VII Planeación para el retiro del producto

La última etapa en el proceso de diseño es la colocación del producto cuando éste ha alcanzado el final de su vida útil. El diseño debe estar orientado para que pueda ser recuperado por lo menos en materiales o para adaptarse a un uso que requiera menor nivel de demanda. Para algunos productos, en algunos países, existen legislaciones en las cuales, se prohíbe desechar el producto sin antes procesarlo para su retiro por cuestiones ambientales.

Para concluir esta sección, en la figura 1-2 se muestra las etapas típicas en la evolución de un nuevo producto. En la práctica del diseño moderno algunos de las etapas del diseño son facilitados por el uso de computadoras (diseño asistido por computadora CAD/CAE) y existe un creciente uso en las maquinas herramienta controladas por computadora (Manufactura asistida por computadora CAM). El lazo entre estas dos funciones, es el diseño con base de datos en forma digital.

1.2 Consideraciones de diseño

Cuando se usa la expresión consideración de diseño, se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento o, quizá, en todo el sistema. La descripción anterior del proceso de diseño sigue una secuencia de eventos en el desarrollo de un producto cualquiera. Sin embargo el diseño es multifacético y se relaciona también con otros factores que hay que tomar en consideración. Algunos de estos factores son los siguientes:

- Resistencia
- Propiedades térmicas
- Corrosión
- Rigidez
- Utilidad



- Costo
- Seguridad
- Peso
- Duración
- Ruido
- Forma
- Tamaño
- Acabado superficial
- Volumen
- Responsabilidad legal
- Ecología
- Estética, etc.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento, o bien a la unión o ensamble del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema, y algunas de ellas pueden ser vitales para que el diseño del sistema funcione adecuadamente.

□ Las especificaciones

El diseñador no puede hacer caso únicamente a los requisitos del cliente sino que debe saber también cuales son las capacidades del fabricante. Este fabricante puede estar dentro de la misma empresa del diseñador o puede ser un proveedor externo. En cualquier caso, puede que el diseñador especifique materiales o tolerancias que estén más allá de la capacidad del fabricante. El diseño, pues, es iterativo: consultar un aspecto de diseño con el cliente, consultar con el fabricante: volver a diseñar, consultar, consultar. Los ingenieros de manufactura, los miembros del departamento de compra e ingenieros de calidad son socios del diseñador y debe haber una comunicación estrecha en ambas direcciones, el desarrollo de especificaciones ha sido una tarea



laboriosa y poco agradable; la nueva manera trae más satisfacción por que el diseñador ejerce su criterio profesional al fijar las especificaciones.

□ Factores Económicos

La consideración del costo es tan importante en el proceso de la decisión para el diseño, que tardaría uno tanto en examinarlo como en estudiar el diseño mismo. En primer lugar, debe observarse que no se puede decir nada en absoluto en lo que respecta a costos. Ya que, el costo de los materiales y de la mano de obra aumenta por lo general de un año a otro. Sin embargo, es de esperar que los costos de procesamiento de materiales manifiesten una tendencia a la baja, debido al uso de maquinas herramientas automatizadas y robots industriales. El costo de fabricar un mismo producto varia de una ciudad a otra y de una industria a otra, debida a las diferencias que hay en gastos generales, mano de obra, impuestos, ajustes por fletes y ligeras variaciones por manufactura en cuanto a procesos utilizados.

Uno de los principios básicos para reducir los costos, es el uso de tamaños estándares, tanto para materia prima como en la manufactura de piezas. El ingeniero de diseño debe procurar elegir las partes que se van a comprar de tal manera que sean fácilmente adquiribles. Otro de los efectos que tienen las especificaciones de diseño sobre los costos, es el uso de tolerancias amplias. Si se eligen tolerancias cerradas para las piezas que se van a fabricar, el costo de manufactura puede ser muy elevado, así como si el acabado superficial es muy riguroso, aumentarán mucho los costos. Lo cual incluye considerablemente en la fabricación masiva. A veces sucede que, cuando se compara el costo de dos o más diseños el criterio para elegir uno de estos dependerá de condiciones tales como volumen de producción o velocidad de líneas de ensamblado. De esta manera se llega a un punto donde se igualan o se equilibran los costos, el cual recibe el nombre de punto de equilibrio.



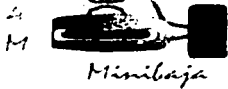
□ Códigos y normas

Una norma o estándar es un conjunto de especificaciones para piezas, materiales o procesos establecidos, logrando uniformidad, eficiencia y calidad especificadas. Uno de los objetivos importantes de una norma es fijar un límite al número de especificaciones, así como permitir que se tenga un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades.

Un código es un conjunto de especificaciones para efectuar el análisis, el diseño, la fabricación y la construcción de un objeto o sistema. El propósito de un código es alcanzar un grado especificado de seguridad, eficiencia y buen funcionamiento o buena calidad.

A continuación se enlistan algunas de las organizaciones que han establecido especificaciones para formular normas y códigos de seguridad para diseño mecánico.

- Aluminium Association (AA). Asociación del Aluminio
- American Gear Manufacturers Association (AGMA). Asociación Americana de Manufactura de Engranés.
- American Institute of Steel Construction (AISC). Instituto Americano de la Construcción del Acero.
- American Iron and Steel Institute (AISI). Instituto Americano del Hierro y Acero.
- American National Standards Institute (ANSI). Instituto Nacional Americano de Estándares.
- American Society of Mechanical Engineers (ASME). Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
- American Welding Society (AWS). Sociedad Americana de Soldadura.
- International Standards Organization (ISO). Organización Internacional de Estándares.
- Society of Automotive Engineers (SAE). Sociedad de Ingenieros Automotrices.



Las normas de rendimiento, calidad, seguridad, y confiabilidad tiene gran aplicación. La organización para producirlos se extiende desde el fabricante hasta límites internacionales y ha venido extendiendo desde fines del siglo pasado. Se han producido especificaciones universalmente aceptadas de rendimiento, atributos físicos, terminología y métodos de prueba, para satisfacer las exigencias de calidad de intercambiabilidad. No existe límite predecible para la aplicación de la estandarización, como una técnica para lograr eficiencia industrial o económica.

1.3 Antecedentes teóricos de resistencia de materiales

Dado que el hecho de realizar algún tipo de análisis de un sistema físico real, esto implica conocer su comportamiento en forma teórica, es decir, las ecuaciones que gobiernan al sistema estudiado es preciso por lo menos conocer dichas ecuaciones y sus relaciones que tienen con el sistema físico, así como de las variables involucradas para ello, para poder entender como se comporta el sistema o como tiene que responder ante cierto tipo de variables de entrada. En el momento de hacer un análisis de elementos finitos de un sistema físico, es necesario simplificar lo más posible el problema, así como de insertar los valores de las variables conocidas que definen el problema dentro del software que se utiliza, por ejemplo, las fuerzas o las velocidades, etc. Para determinar estas condiciones iniciales del problema, así como interpretar los resultados que arroje el programa de computo es indispensable conocer bien las relaciones matemáticas y el comportamiento de los sistemas que estamos estudiando, por ejemplo, en un flujo de fluido que pasa en una tubería, si los resultados nos dice que la velocidad del flujo en las paredes de la tubería son altas, entonces podemos concluir que es un resultado erróneo por algún parámetro que introducimos mal, ya que sabemos que la velocidad del flujo se hace cero o muy cercana a cero en las paredes del recipiente debido a la fricción.

Por todo esto es necesario exponer los antecedentes teóricos en los que respecta a la resistencia de materiales, ya que serán parte importante en el análisis de elementos finitos que se realizará posteriormente.



□ Resistencia de materiales

La mecánica de sólidos o resistencia de materiales se ocupa del estudio de los efectos causados por la acción de cargas externas que actúan sobre un sistema deformable; analiza las fuerzas internas incluidas en sus diferentes componentes, las deformaciones correspondientes y las relaciones que existen entre éstas y aquellas, permitiéndole al ingeniero con base a estos análisis, tomar decisiones acerca de los materiales a usar, del tamaño y forma correcta de las piezas que compone un sistema dado, o bien, concluir si una pieza es capaz de resistir un sistema de cargas propuesto.

□ Esfuerzo permisible y factor de seguridad

Un diseño no puede estar basado en el esfuerzo que produzca falla, sino que el diseñador debe dar un margen de seguridad para que el esfuerzo real pueda incrementarse por factores imprevistos y no se produzca la falla del material. Este valor de esfuerzo que es base de los cálculos se denomina esfuerzo permisible, esfuerzo de trabajo o esfuerzo de diseño.

El factor de seguridad: es el número entre el cual se divide la resistencia de un material para obtener el esfuerzo de trabajo o de diseño. Las relaciones que nos proporcionan los esfuerzos de trabajo para materiales dúctiles y frágiles vienen dadas a por:

$$\sigma_w = \frac{\sigma_{yp}}{FS} ; \sigma_w = \frac{\sigma_u}{FS} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Donde:

σ_{yp} = esfuerzo de cedencia, [MPa]

σ_u = esfuerzo último, [MPa]

σ_w = esfuerzo de trabajo, [MPa]

FS = factor de seguridad



Hablando del factor de seguridad, al fijar un cierto valor es un asunto de criterio basado en el uso apropiado del material y las consecuencias de su falla. Si la falla de una pieza pone en peligro la operación de todo un sistema o de vidas humanas, por ejemplo, el factor de seguridad deberá ser mucho más alto que en el caso de una pieza que al fallar no afecta sustancialmente el comportamiento del mismo. Cuando las cargas son estáticas y no hay peligro de daños a personas, un factor de seguridad de 2 es razonable. Este número indica desde otro punto de vista, relacionado exclusivamente con las cargas que se aplicarán al sistema, que para producir una falla es necesario duplicar las cargas que se tomaron como base de diseño, o bien, indica que se tiene un margen de 100% para sobrecargar el sistema sin producir falla. La selección de un valor apropiado para el factor de seguridad se base principalmente en los cinco factores siguientes:

1. Grado de incertidumbre de la carga. En algunos casos, pueden determinarse las cargas con aproximación, pero en algunos otros la incertidumbre en la magnitud de las cargas puede ser muy grande. Mientras mayor sea la incertidumbre, más conservador deberá ser el criterio del ingeniero al seleccionar una sobrecarga apropiada de diseño o factor de seguridad.
2. Grado de incertidumbre en la resistencia del material. En forma ideal, el ingeniero debe tener información extensa relacionada con la resistencia del material con la que se manufacturaron las partes reales, y con las pruebas a temperaturas y ambientes similares a las que se encontrarán en la realidad.
3. Incertidumbre en relación con las cargas aplicadas con respecto a la resistencia del material. Se refiere a la validez de las suposiciones aplicadas en las ecuaciones estándar para calcular los esfuerzos nominales, la precisión para determinar los factores de concentración de esfuerzos, la adaptabilidad de cualquiera de las teorías de falla etc.
4. Consecuencias de la falla, seguridad humana y economía. Si la consecuencia de la falla son catastróficas debe de usarse un factor de seguridad mayor a 4. También si la falla de una pieza relativamente barata puede ocasionar que se detenga una línea de ensamble mayor, la economía simple dicta aumentar varias veces el costo de esa parte con objeto de eliminar virtualmente la posibilidad de falla.



5. Costo por proporcionar un factor de seguridad. Este costo siempre implica una consideración monetaria, y también puede implicar consumo importante de recursos.

Un punto importante en la selección del factor de seguridad es el equilibrio. Todas las partes de una máquina deben tener factores de seguridad consistentes.

□ Diagrama esfuerzo-deformación

Las propiedades mecánicas más usadas se determinan usualmente mediante la prueba estándar de tracción (en la figura 1-3 se muestran los diagramas generales de esfuerzo deformación unitaria para dos materiales dúctiles).

Limite de proporcionalidad. Es el punto de la curva hasta donde la deformación unitaria es proporcional al esfuerzo aplicado. Al esfuerzo que caracteriza a este punto se llama esfuerzo limite de proporcionalidad σ_{LP} .

Punto de cedencia. La deformación del material se produce sin incremento sensible del esfuerzo. Es de gran importancia en el diseño de piezas, ya que define el esfuerzo para el cual ocurre una deformación considerable y, la mayor parte de las mismas, al alcanzar este punto no servirá para el propósito deseado y por lo tanto habrá fallado. Al esfuerzo que caracteriza este punto se le llama esfuerzo de cedencia o de fluencia σ_{yp} .

Resistencia última. Es el esfuerzo máximo, basado en la sección transversal original, que puede resistir un material. Este esfuerzo se conoce como esfuerzo último σ_u .

Resistencia a la ruptura. Es el esfuerzo basado en la sección original que produce la fractura del material. Al alcanzar este punto, el material experimenta un fenómeno de inestabilidad por lo cual no puede tomarse como base de un diseño de ingeniería.

Módulo de elasticidad (E).

Conocido también como módulo de Young, es la pendiente de la parte de la recta del diagrama esfuerzo-deformación unitaria y por consiguiente la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo y deformación unitaria.

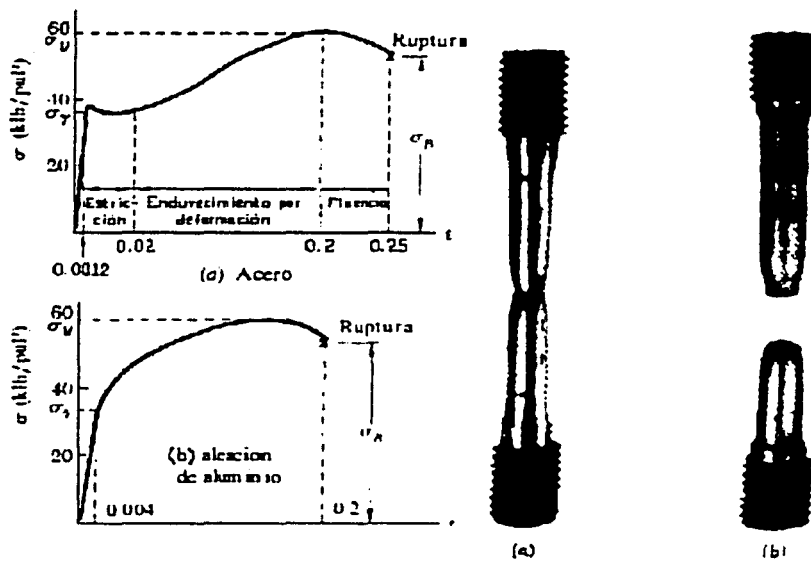


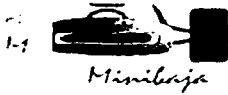
Fig. 1-3 Diagrama esfuerzo – deformación unitaria de dos materiales dúctiles típicos.

(a) gráfica del acero. (b) gráfica del aluminio.

o Falla de un Material

Una falla se define como un estado de condición del material, por el cual una pieza o una estructura no satisfacen la función para la cual fueron proyectadas. En el diseño de ingeniería podemos distinguir los siguientes tipos de fallas:

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



Falla por deformación. Esta falla se presenta cuando el esfuerzo inducido en el material produce una deformación excesiva (ya sea elástica o plástica) que impide el funcionamiento correcto de las piezas. Las propiedades del material que deben considerarse en el análisis son: el módulo de elasticidad, el esfuerzo límite de proporcionalidad, y el esfuerzo de cedencia según el caso (deformación plástica o elástica).

Falla por fractura. Esta falla se caracteriza por la ruptura completa del material bajo carga estática y la resistencia última es la propiedad básica que debe tomarse en cuenta para el análisis.

Falla por fatiga. Esta se presenta cuando el material se fractura bajo el efecto de cargas que varían continuamente. La base para la evaluación de la resistencia del material bajo carga variable es el límite de fatiga.

Falla por termofluencia. Se caracteriza por excesiva deformación plástica después de un largo periodo de tiempo bajo esfuerzo constante.

Falla por carga de impacto. Cuando una carga se aplica de forma súbita o por choque sobre una pieza, su efecto es más perjudicial que en el caso de cargas gradualmente aplicadas. La falla puede presentarse ya sea por deformación excesiva o por fractura según el tipo de material.

□ Teoría de falla

En un elemento de máquina que éste sujeto a un estado de esfuerzo biaxial o triaxial, la predicción de la falla es muy compleja. Se han formulado teorías que relacionan el estado multiaxial de esfuerzos con la falla en la prueba de tracción simple, a través de un parámetro como el esfuerzo, la deformación o la energía. Las teorías más útiles en diseño son: teoría del esfuerzo cortante máximo y la teoría de la energía de distorsión.



Teoría de esfuerzo cortante máximo (Tresca Ingeniero francés 1814-1885). Esta teoría puede expresarse como: "La falla, de una pieza sujeta a un estado uniaxial de esfuerzos ocurrirá cuando el esfuerzo cortante máximo iguale o exceda el esfuerzo cortante máximo correspondiente al momento de la falla en el ensayo de tracción simple, efectuado con una probeta del mismo material". En un estado biaxial de esfuerzos pueden darse dos esfuerzos cortantes "τ" que son:

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Donde:

σ_1, σ_2 = son los esfuerzos principales

La figura geométrica de un hexágono (ver figura 1- 4) es asociado con la iniciación de la fluencia en el material y se conoce como el hexágono de Tresca. Mientras el esfuerzo caiga dentro del área del hexágono, el componente estructural es seguro.

Teoría de energía de distorsión (Von Mises Hencky 1883-1953). Un componente estructural dado es seguro siempre y cuando el valor máximo de la energía de distorsión por unidad de volumen en dicho material sea menor que la energía de distorsión por unidad de volumen requerido para causar fluencia en una probeta de prueba a tracción del mismo material. Esta teoría puede expresarse en términos matemáticos como:

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde:

σ_y = esfuerzo de fluencia

σ_1, σ_2 = son los esfuerzos principales

Para este criterio una elipse (figura 1-4) representa su lugar geométrico, por lo que, el componente estructural es seguro siempre y cuando σ_o caiga dentro de esta área.

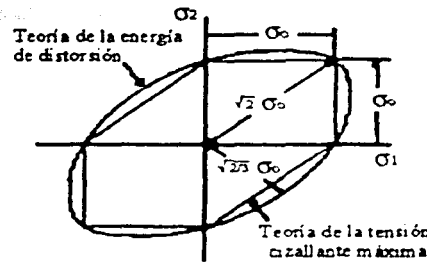


Fig. 1-4. Comparación del criterio de fluencia plástica para tracción plana

La representación que se ofrece en la figura 1-4 constituye un procedimiento para comparar los criterios de fluencia en un estado de tracción en dos dimensiones. Observe que se predice el mismo límite elástico en condiciones de tensión uniaxial y en tensión biaxial equilibrada cuando ($\sigma_1 = \sigma_2$).

1.4 Diseño asistido por computadora (CAD)

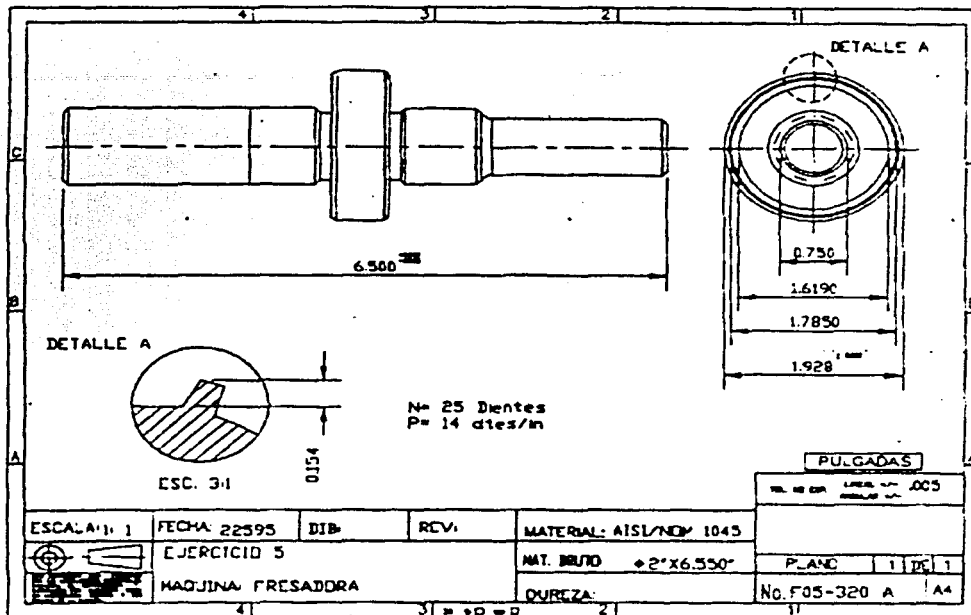


Fig. 1-5 Diseño de una auto parte creado por computadora.

El diseño asistido por computadora (CAD Diseño Asistido por Computadora) ha tenido un extenso uso en los últimos años en todas las ramas de la ingeniería y el decremento en el costo de computadoras digitales han provocado una revolución en la práctica del diseño en ingeniería que se realiza actualmente (figura 1-5). Los primeros sistemas de CAD de los años 60 eran principalmente bidimensionales y no contaban con la capacidad de hacer modelos sólidos. En los años 70 se comienza a investigar el modelo sólido en varias universidades, y comienzan a parecer los primeros sistemas CAD de tres dimensiones. Ya para los años 80 el modelado sólido comienza a ganar terreno en los sistemas CAD a través de los software comerciales de alto nivel, que en ese entonces estaban basados en minicomputadores de 32 bits. En esta época también



EL DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA

comienza a aparecer los primeros sistemas de CAD para PC. En el mundo de los PC primero aparecieron las aplicaciones CAD 2D para dibujo de planos, luego llegaron los sistemas CAD 3D y recientemente comenzaron a aparecer los primeros sistemas de modelado sólido.

Aunque de la breve reseña histórica dada se podría concluir que las aplicaciones CAD para PC, hoy en día, han llegado al nivel de potencia como en las diversas estaciones de trabajo. A continuación se muestran aspectos diferentes del dramático cambio en la práctica de diseño.

A través de la interacción con la computadora en tiempo real, el diseñador es capaz de utilizar la computadora y sus gráficas para ejecutar muchos aspectos de rutina de diseño con una mayor velocidad y a un costo más bajo. Por ejemplo, el diseñador es capaz de dibujar objetos en la pantalla gráfica y, por medio de un software, llevar al objeto a vistas tridimensionales, en vista oblicua, o en cualquier sección transversal.

Mediante el empleo de software basado en el método de los elementos finitos, el diseñador es capaz de ejecutar potentes procedimientos analíticos. Los miembros de una estructura actual bajo análisis pueden ser desplegados gráficamente. Pueden ser observadas la distribución de esfuerzos, así como de la deformación debida a una carga por medio de la simulación gráfica. El modo interactivo de comunicación con la computadora en sus terminales gráficas permite un fácil procedimiento de iteración y optimización de un diseño. Esta última parte es la que se denomina Ingeniería Asistida por Computadora (CAE) que se explicará a más detalle en el punto 1.5

Los sistemas CAD que permiten el diseño de objetos tridimensionales (diseño de piezas mecánicas, diseños en chapa, en plástico, diseños de obra civil, arquitectura y urbanismo, etc.) pueden llegar a ofrecer al usuario las siguientes prestaciones:



- 1) En un módulo de proceso, se define interactivamente la forma tridimensional del objeto o conjunto de objetos a diseñar. La computadora almacena un modelo tridimensional completo del mismo, que permite la generación de cualquier vista, así como de secciones, detalles y planos. Asimismo el modelo de representación tridimensional contiene la información necesaria para el cálculo de las propiedades geométricas del objeto que se está diseñando: superficie, volumen, peso, centro de gravedad, momentos de inercia, radios de giro, etc.

- 2). En una segunda fase de proceso, se utiliza el modelo obtenido para realizar cálculos y simulaciones más complejos, como pueden ser los cálculos de tensiones por elementos finitos, o la simulación del comportamiento aerodinámico en el caso de diseño de carrocerías, perfiles de alas de avión, etc., esto mediante un lazo con el CAE.

- 3). En una tercera fase se pueden visualizar gráficamente los principales resultados de los programas de cálculo. Si no son correctos, el usuario incidirá sobre la forma del objeto, modificando el modelo y repitiendo el proceso; si en cambio ya son aceptables, el sistema podrá generar automáticamente un código de control numérico para la generación automática de un prototipo del objeto diseñado, mediante un lazo con el CAM.

1.5 Ingeniería Asistida por Computadora (CAE)

Las computadoras están siendo empleadas cada vez con más frecuencia y eficacia en el diseño y fabricación de productos. Los principios de diseño se pueden incluir dentro de programas específicos, y determinadas tareas como el ensamblaje, soldadura, etc., se pueden llevar a cabo bajo la supervisión de la computadora.

Bajo el nombre de ingeniería asistida por computadora CAD, se agrupan habitualmente tópicos tales como los del CAD y la creación automatizada de dibujos y documentación. Sin embargo, el concepto de CAE, asociado a la concepción de un producto y a las etapas de investigación y diseño previas a su fabricación, sobre todo cuando esta última es asistida o

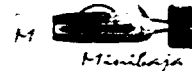


controlada mediante la computadora, se extiende cada vez más hasta incluir progresivamente a la propia fabricación.

Podemos decir, por tanto, que el CAE es un proceso integrado que incluye todas las funciones de la ingeniería que van desde el diseño propiamente dicho hasta la fabricación. Esto supone, en la práctica, el empleo de sistemas gráficos interactivos combinados con técnicas de modelado geométrico, análisis de estructuras, diseño y dibujo de detalles de piezas, simulación, análisis por elementos finitos, y evaluación del comportamiento de los elementos diseñados. El modelo geométrico de un producto es sin duda el elemento central dentro del concepto del CAE, y consiste en la representación del mismo en la memoria de la computadora. Todos los demás elementos del CAE utilizan esta descripción geométrica como punto de partida.

En este trabajo se utilizará el término CAE para referirse únicamente al proceso de Análisis por Elementos Finitos que se explica en el capítulo tres, al igual se explicarán las diversas técnicas de modelado análisis y simulación por computadora.

Dentro de este capítulo se ha hablado de conceptos y elementos del Proceso de Diseño, Códigos y Normas, Resistencia de Materiales y Diseño Asistido por Computadora, los cuales nos proporcionarán una guía para desarrollar el trabajo de investigación que se realiza en el capítulo 4. Por otro lado en el capítulo 2 se da una Introducción al Diseño de Estructuras de vehículos, en el cuál nos proporcionarán elementos que servirán para diseñar la estructura del vehículo Mini-Baja.



CAPÍTULO

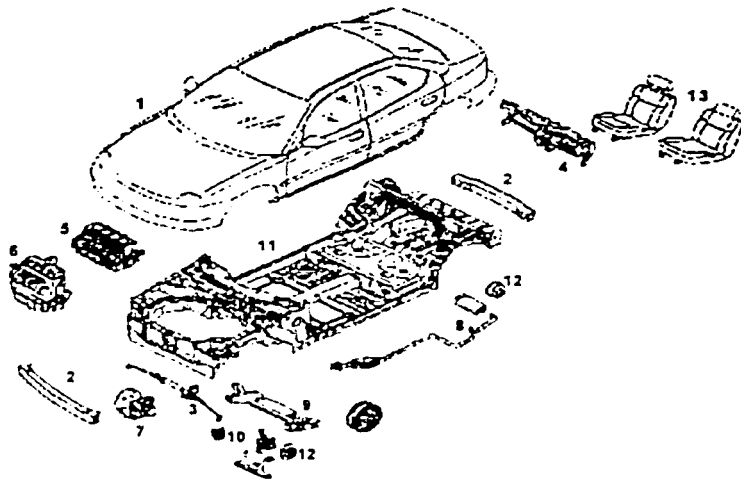
2

Diseño de estructuras de vehículos

2.1 Introducción al diseño de estructuras

Dentro de este capítulo, se da un panorama general de la clasificación de estructuras, elementos para el diseño estructural básico, de seguridad e impacto entre otros; temas que se deben de considerar dentro del diseño de estructuras de vehículos, al igual que, equipo de cómputo y de fabricación debe de estar siempre en la mente del diseñador, así como las restricciones legales y de seguridad.

Algunos propósitos principales de la estructura del vehículo son: por supuesto, el unir las partes de montaje para la suspensión trasera y delantera del vehículo, la dirección, el motor, la transmisión, el tanque de gasolina y los asientos que requieren rigidez para mantener un manejo adecuado. Además, la estructura deberá tener una ligereza para reducir el arrastre de inercia, así como deberá tener una robustez para soportar los castigos de la carretera (en la figura 2-1, página 27 se muestran los sistemas y componentes que conforman a un vehículo). Otro de los propósitos de la estructura del vehículo es, la protección de los ocupantes en caso de un choque o volcadura. Enseguida se describe en forma general como se diseña la estructura de un vehículo.

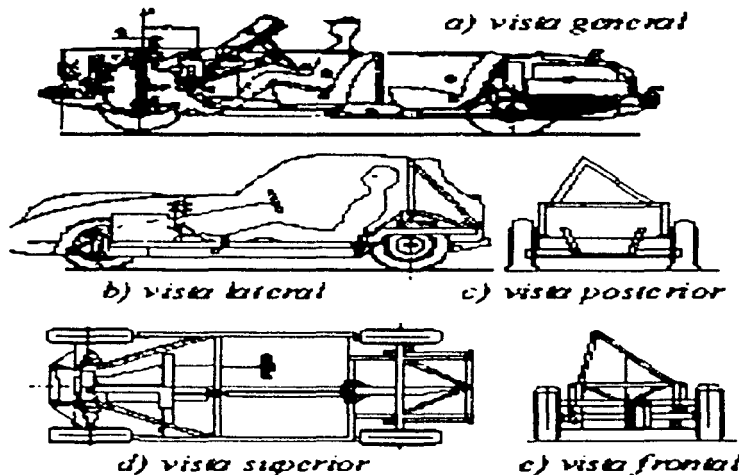


Componentes del vehículo

- 1. Carrocería
- 2. Defensas
- 3. Dirección
- 4. Suspensión trasera
- 5 y 6. Motor
- 7. Transmisión
- 8. Sistema de gases
- 9. Suspensión delantera
- 10. Frenos
- 11. Chasis
- 12. Tambor
- 13. Asientos

Fig. 2-1. Sistemas y componentes de un vehículo comercial.

El diseño estructural comienza con el dibujo para dar una óptima posición de los elementos principales estructurales. El diseñador, necesitará un mínimo de cuatro dibujos a un quinto de escala, empezando con la vista general, enseguida deberá mostrar vista lateral, vista superior, posterior y frontal para tener un mejor acercamiento del diseño (ver figura 2-2).



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Fig. 2-2. Dibujos de vista general, lateral, superior, posterior y frontal de una estructura para un carro deportivo.



Al iniciar el dibujo de una estructura de un vehículo cualquiera, este se debe de iniciar con el dibujo de los largueros principales que son unidos por travesaños tanto frontales como traseros, enseguida se dibujan los miembros que soportan a los ejes a cada extremo, esto hace posible observar el acoplamiento de la suspensión con la estructura, con lo cual se podrá determinar el desplazamiento de cada rueda con respecto al piso. Por otro lado, deben dibujarse líneas centrales de los ejes traseros y delanteros, con la finalidad de que pueda servir para dar una altura necesaria con respecto a una referencia. También el hacer diagramas de los pasajeros ayudará a acomodar los pedales, volante y otros elementos; claro aplicando una teoría ergonómica, así mismo, hay que indicar el espacio para el motor, transmisión, radiador y el tanque de gasolina de manera que puedan ser distribuidos a detalle.

Generalmente la estructura de un automóvil convencional o de carga, usa dos largueros que son la base de la construcción, por lo común su forma esta compuesta por canales, perfiles en forma de "U" o tubular, fabricados en acero resistente a la flexión y fatiga. Los travesaños que unen a los largueros sirven como refuerzos, generalmente se localizan en los ejes delantero y trasero, además hay otros para soportar el motor, transmisión y los asientos de los pasajeros que están posesionados de acuerdo si el carro es de motor delantero o trasero. En carros deportivos con el motor delantero, la bahía o espacio frontal está normalmente ocupada por el motor y la transmisión, la bahía central para las piernas de los ocupantes y la bahía trasera para los asientos; en un carro con el motor trasero, los pies y piernas están en la bahía delantera, los asientos al centro y la bahía trasera está ocupada por el motor y la transmisión. Los travesaños a través de los cuales descansan las piernas y el motor/transmisión deben tener gran espacio, por lo tanto, hay que diseñarlos con cuidado para asegurar que son estructuralmente estables. Todos los travesaños transversales deben ser parte de una estructura suficientemente rígida para alcanzar un mínimo de flexión.

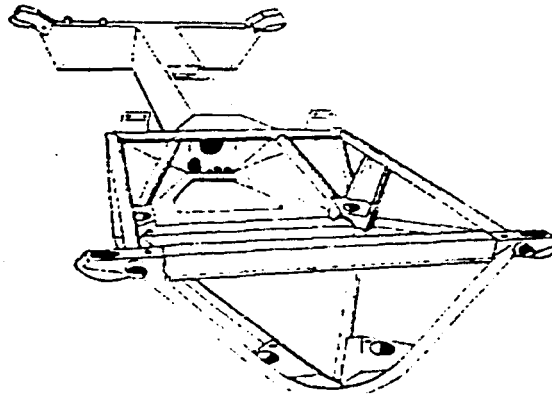


Fig. 2-3. Estructura de un vehículo de carreras con bahía frontal amplia para alojar motor y transmisión.

En la figura 2-3, se muestra una estructura de un vehículo de carreras. Obsérvese como los travesaños principales se unen a la caja de la viga hueca, por otro lado, en la parte delantera el espacio requerido para el motor y la transmisión es lo bastante amplios para su acoplamiento y los travesaños que lo componen están distribuidos de tal forma que las cargas puedan repartirse adecuadamente, ya que esta zona es crítica, además si se observa el travesaño donde se apoya la suspensión delantera es de una sección más robusta para soportar cargas de fatiga provocadas por la suspensión.

Hasta el momento, se ha hablado de como debe de empezarse a diseñar en papel una estructura y distribución de los sistemas; enseguida se hablará de aspectos que deben de tomarse en cuenta para obtener un buen diseño, aspectos como: clasificación de estructuras, eficiencia, impacto y seguridad entre otros.

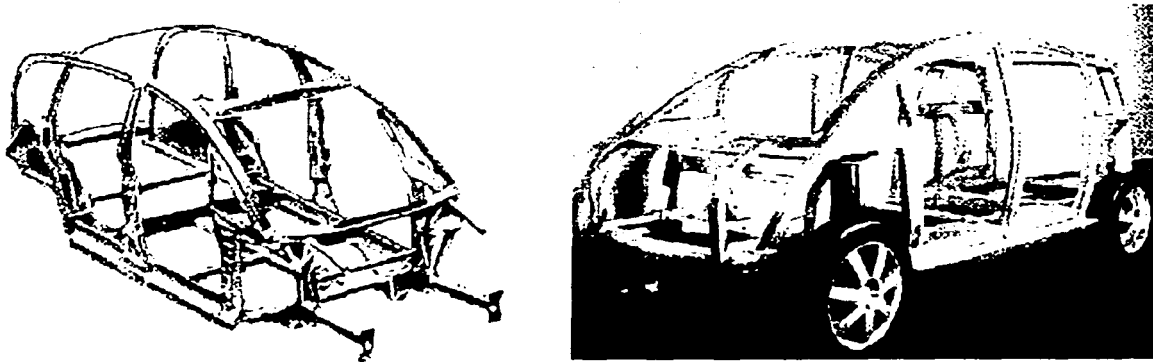


Fig. 2-4 Estructuras Integrales

□ Clasificación de estructuras de vehículos

Dentro del diseño de estructuras, estas pueden ser clasificadas en las siguientes categorías:

Integrales

Son aquellas, donde las cargas son llevadas por los miembros que forman la estructura. En la práctica esto significa que todo el cuerpo trabaja, exceptuando las puertas (figura 2-4). Dentro de este tipo de estructura las ventajas obtenidas son las siguientes: más efectividad en el uso de material, resultando el ahorro de peso, distribución de fuerzas y mayor rigidez por su forma integral, ahorro en factores de costo por la disminución de la implementación de herramental costoso para la fabricación, su construcción de una sola pieza favorece la eliminación de vibraciones relacionados entre la estructura del chasis y la carrocería.

Semi-integrales

Es aquella donde hay un cuadro de chasis separado, pero la estructura restante contribuye a la rigidez general. En la figura 2-5 se muestran dos estructuras semi-integrales, donde la viga rectangular o el chasis, es la estructura principal, la cual alojara y dará soporte a los diferentes sistemas, lo que respecta a la estructura restante, ésta puede ser fijada por remaches o tornillería. Dentro de sus ventajas que se tiene con este tipo de estructuras son: mantenimiento y

reparaciones independientes en la mayoría de las veces, cambio de cajas de carga dependiendo de la necesidad, uso de perfiles para la parte integral de la estructura del vehículos; como desventajas se tiene excesivas vibraciones, colocación de una carrocería extra para dar estética, elevación de costo en una producción.

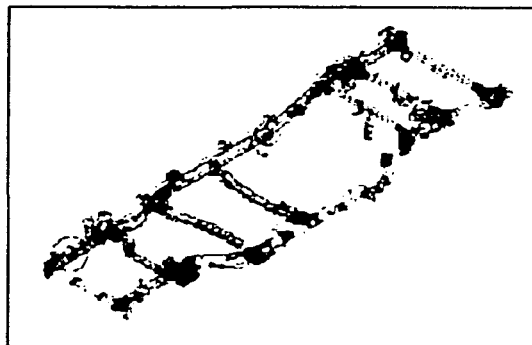
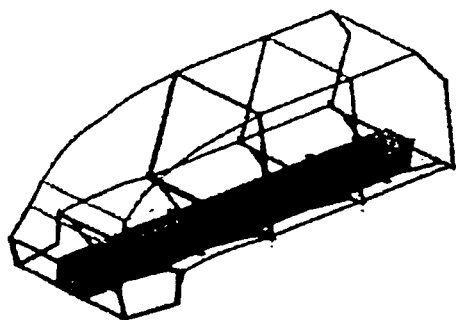


Fig. 2-5. Estructura Semi-integral compuesta por un travesaño o una estructural principal y reforzada con una estructura extra.

Estructuras de caja

Es aquella, en donde el suelo es una sección de caja con una rigidez torsional adecuada, la cual, puede mejorarse con un refuerzo en forma de una X de tal manera que convertibles, sedanes y carros de gran tracción puedan ser adecuados para su uso (ver figura 2-6). Este tipo de estructura tiene como ventaja principal, reducir la rigidez a la torsión. El chasis va acompañado con monocasco totalmente soldado, o monocasco con partes móviles unidos con tornillos. el uso de materiales compuestos para disminuir el peso y el remplazo fácil de piezas. son entre otras las ventajas que presenta este tipo de estructura. Como desventaja se tiene: menos efectividad en el uso de material de la misma estructura, ya que ésta es reemplazada por el monocasco para dar mayor rigidez con su forma, aumento de factores de costo por la implementación de herramental costoso para su fabricación.

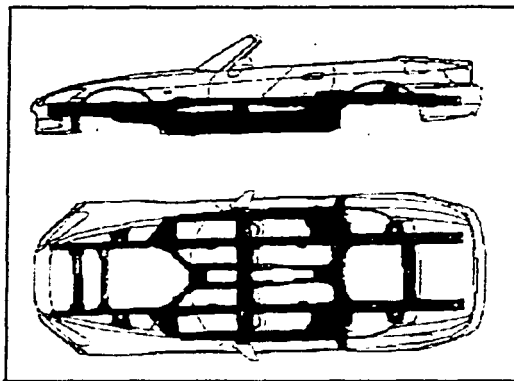
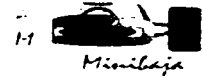


Fig. 2-6. E aquí una estructura "de caja", de un GT, reforzada con un monocasco.

Los diversos fabricantes de vehículos usan numerosas variantes y combinaciones de los tipos de chasis descritos para satisfacer las necesidades específicas de peso, resistencia y diseño.

El principal objetivo dentro del diseño estructural es: hacer el mejor uso de los materiales para adecuar cada miembro de la estructura con la finalidad de hacerla directa y continua, soportando al máximo potencial las trayectorias irrompibles del punto de aplicación al punto de reacción. Para el diseñador de estructuras, las ventajas del acero suave prensado usado por los grandes productores de vehículos, son insignificantes en la construcción de prototipos. Es por ello, que a través de un examen cauteloso de esfuerzo y rigidez de diferentes materiales se obtiene, una opción óptima, que puede considerarse teniendo en cuenta las facilidades de disponibilidad de materiales en diferentes formas, así como, tomar la flexión y la rigidez como un criterio más directo que el de esfuerzo.

Dentro de los espesores más comunes de lámina que se utilizan para la construcción de carros comerciales de acuerdo a normas SAE se tienen: desde 0.915mm para grandes áreas como techos, suelos, puertas, estos pueden ser reducidos entre 0.765 y 0.660 mm, donde la forma de curva añade rigidez y lo hace más robusto. En la mayoría de las partes estructurales tales como



largueros, perfiles y rieles, el espesor varía entre 1 y 1.25 mm, y los refuerzos son de 1.625 mm. Los paneles son usualmente soldados y el largo del cordón de soldadura generalmente es de 25.4 a 63.6 mm de acuerdo con los requerimientos de fuerza y sello, un espacio mínimo requerido es tres veces el diámetro de la soldadura.

Por otra parte al agregar partes mecánicas a un cuerpo integral, se le debe poner atención especial en la distribución de cargas para evitar la distorsión local que pueda llevar a fallas. Por ejemplo, los resortes de la suspensión trasera están en una área importante, su montaje debe de transmitir las cargas de conducción, así como las cargas verticales debido al peso y las cargas laterales a la hora de girar. Estos son entre otros, factores que se deben de considerar para iniciar el diseño de una estructura.

2.2 Diseño estructural básico de vehículos

Dentro del diseño de estructuras, los materiales sólidos elásticos, como el acero y aleaciones de aluminio o inclusive plásticos reforzados con materiales elásticos, pueden ser examinados con respecto a cargas internas y flexiones. Esto es, asumir que el esfuerzo σ (carga interna por unidad de área) es proporcional a la deformación ϵ (cambio de tamaño por unidad de área) donde la carga interna está distribuida igualmente a través de la sección de un sólido bajo un esfuerzo de tracción, que en un simple análisis lineal de esfuerzo, la relación de σ / ϵ es el módulo elástico (E).

Así como el esfuerzo σ de tracción y comprensión actúan en una estructura, el esfuerzo cortante τ y la torsión en un elemento estructural, deberán ser también considerados. Para esto, se enuncian las siguientes relaciones:

El módulo de corte del material está dada por: $G = \tau / \gamma$ (donde G es el módulo de rigidez y γ es la deformación de corte) y se puede aplicar a cualquier elemento bajo esfuerzo

cortante τ . Así mismo, la relación que hay entre el ángulo de torsión ϕ de un eje circular y el momento de torsión T aplicado en el intervalo elástico esta dado por:

$$\phi = TL / JG \quad [\text{rad}] \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

- L = longitud del árbol
- J = momento polar de inercia
- G = módulo de rigidez
- ϕ = ángulo de torsión

Por otro lado, la flexión deberá de ser considerada como un criterio de diseño. Ya que al chasis tradicional se le describe como un buen puente estructural, aunque un buen puente está diseñado para descansar en cimientos, un buen chasis, debe de descansar en un camino que se bambolea y tambalea como un mar en picada. Aunque en la realidad, cuando se levantan simultáneamente las llantas diagonalmente opuestas en una superficie dispareja (ver figura 2-7) se pueden suscitar esfuerzos considerables, una flexión torsional de alguna de las partes del cuerpo del vehículo, disturbios de la geometría de la dirección que pueden resultar en una conducción severa, y el conjunto de todos estos efectos pueden provocar una volcadura.

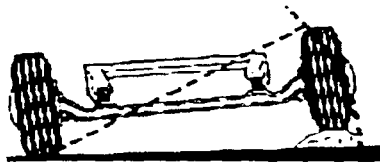


Fig. 2-7 Suspensión rígida

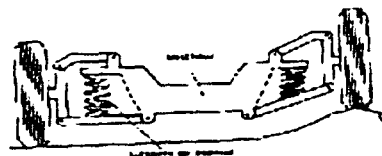


Fig. 2-8 Suspensión Independiente

En la historia, los avances posteriores en el desarrollo de vehículos han sido de gran ayuda en el desarrollo del chasis. Como diseñadores de carros y luego como usuarios se demandó a un mayor confort en la suspensión. Esto requirió una mayor flexión vertical de las llantas de las que fueron posibles con la suspensión del eje axial frontal de los carros anteriores. Pero con los grandes momentos producidos en las llantas con suspensiones de ejes axiales habrían significado



considerables cambios en la inclinación de las llantas y el resultado de grandes torques giroscópicos perjudicaban al chasis. Únicamente proveyendo de suspensiones independientes (ver figura.2.8) en las llantas delanteras, se podrían alcanzar altos desplazamientos, los cuales con un mínimo de cambio al camber (inclinación lateral de la llanta a partir del punto de contacto de la llanta con el suelo) y en el ángulo de dirección (caster) se lograban grandes resultados, con lo que el maltrato del camino hacia el chasis disminuía.

Por otro lado, la rigidez torsional expresada en Nm, es la torcedura entre los ejes delanteros y traseros. Por lo que, el criterio para analizar la estructura de un vehículo, es normalmente por rigidez más que fuerza, y los análisis estructurales serán de flexión más que de esfuerzos. El promedio de flexión de un carro según normas SAE para un chasis comercial, no debe de exceder de 1.27 mm, esto para vehículos comerciales. Para más referencia ver normas SAE en el Handbook of Vehicle Designing Análisis.

□ **Cálculo de largueros principales, como herramienta de análisis de estructuras**

Los largueros principales se calculan suponiendo una carga uniformemente repartida a lo largo de toda la longitud de la caja de carga (ver figura 2-9). Hay que dar un margen de seguridad con objeto que pueda resistir las cargas dinámicas que se originan por irregularidades de la carretera.

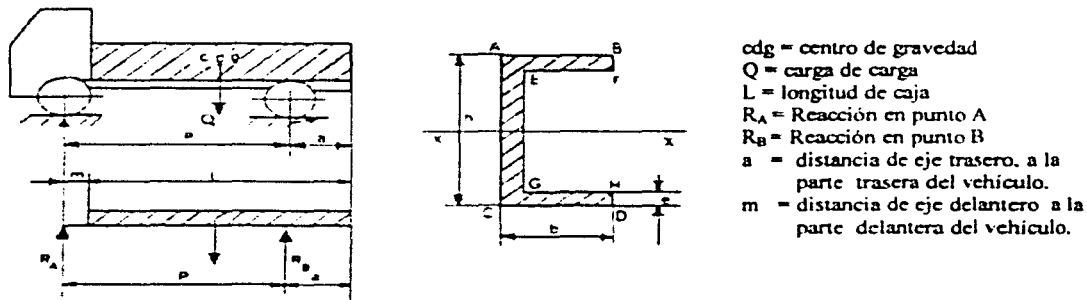
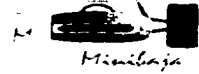


Fig. 2-9 Diagrama de un chasis para el cálculo de largueros con perfil en "C".



INTRODUCCIÓN AL DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE VEHÍCULOS

Como norma general se adopta un coeficiente de seguridad de 3, aunque en circunstancias especiales puede adoptarse otro mayor o menor que este. Por resistencia de materiales se sabe que el esfuerzo principal a la flexión σ_{max} y cortante máximo de una viga τ_{xy} viene dada respectivamente por:

$$\sigma_{max} = (M * y) / I \quad [N/m^2] \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde: M = momento flector máximo

y = distancia del eje de simetría x-x de la sección peligrosa a la fibra más alejada, en el caso de la figura 2.9 es $y = h/2$.

I = momento de inercia

$$\tau_{xy} = - (V * Q) / I * t \quad [N/m^2] \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde:

V = fuerza cortante máximo

Q = momento de primer orden respecto del eje de la porción del área de la sección transversal situada por encima o por debajo del eje neutro.

t = ancho de la sección en el eje neutro.

I = momento de inercia

Por tanto, es necesario calcular el momento flector máximo a través de los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, una vez conocido este se procede a escoger el perfil adecuado de modo que el σ_{max} resultante sea admisible. En muchos casos los miembros de la estructura son expuestos a una combinación de esfuerzos como esfuerzos axiales, de corte, flexión etc. Normalmente en la práctica esto es añadir directamente al esfuerzo la flexión, añadir a la flexión esfuerzos en el plano y añadir el esfuerzo cortante. Estos resultados darían como resultado los esfuerzos principales entre tracción/compresión y corte respectivamente:

$$\sigma_{min, max} = ((\sigma_x + \sigma_y) / 2) \pm [((\sigma_x - \sigma_y) / 2)^2 + \tau_{xy}^2]^{1/2} \quad [N/m^2] \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\tau_{max} = [((\sigma_x - \sigma_y) / 2)^2 + \tau_{xy}^2]^{1/2} \quad [N/m^2] \quad \text{Ec. 2.5}$$

donde :

σ_x, σ_y = son los esfuerzos principales.



Para el cálculo de los esfuerzos principales o deformación que sufre una estructura, estos serían muy difíciles o imposibles de realizar a mano (dependiendo de la complejidad de las ecuaciones) generadas en cada elemento, es por ello que con la herramienta FEA, la solución de estos análisis se simplifica considerablemente.

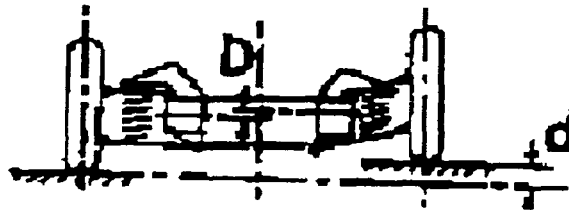
□ Cómo lograr la eficiencia estructural de un chasis

En 1945 SAE (Automotive Engineering Society) presentó una serie de factores donde fueron posibles ahorros de diseño y construcción gracias al uso de técnicas para el diseño de una estructura, logrando así, la eficiencia estructural. Algunos de estos factores se mencionan a continuación.

1. Un buen principio es, el considerar el propósito del carro a construir. Diseño cuidadoso de los puntos de aplicación de cargas, con la finalidad de evitar discontinuidad estructural al distribuir las cargas concentradas tanto como sea posible. Una vez que las intensidades de esfuerzos han sido mantenidas bajas, el otro objetivo principal es el uso de estructuras de monocasco para evitar el pandeo de materiales delgados. La inmediata atracción de materiales de baja densidad para tales propósitos refleja el incremento del espesor de paneles en forma traslapada al utilizar materiales compuestos, factor que deberemos cuidar para no elevar el costo. Se requiere de una buena rigidez de la estructura para mantener un manejo adecuado, la ligereza para reducir el arrastre de inercia, y la robustez provee resistencia a la fatiga en contra de la vibración y cargas de choque de la superficie del terreno, por lo que, hay que saber balancear estos factores.

2. Otro factor que hay que tomar en cuenta es, cuando las llantas diagonalmente opuestas se levantan simultáneamente, cargas torsionales considerables se aplican a la estructura del vehículo, por lo que, la necesidad de utilizar suspensiones más suaves nos darán excelentes resultados. Ya que los desplazamientos de las ruedas causan fuerzas en la dirección, estas deberán de controlarse con la disposición de los soportes de la suspensión, por lo que se deberá

tener en cuenta que para una rigidez elástica de la suspensión dada por c [N/mm] y un desplazamiento d [mm] del piso, la carga transmitida a la estructura esta dada por cd . Además si la rigidez torsional del chasis esta dada por C [N/mm], entonces la flexión del chasis esta dada por D , como se muestra a continuación:



$$D = cd / C \text{ [mm]} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Fig. 2-10 Representación esquemática de la flexión del chasis.

Por ejemplo, para una rigidez elástica de 15 N/mm de la suspensión y un coeficiente de rigidez torsional del chasis de 2000 N/mm, será requerido un límite estructural de flexión (D) en el soporte de la suspensión de aproximadamente de 1mm, esto cuando se conduzca por un camino de baches con una altura de 100 mm (observe figura 2-10).

Por otro lado, el uso de secciones cerradas huecas (figura 2-11, página 39) para aguantar cargas torsionales es fundamental para el diseño del chasis. Por ejemplo para un tubo de sección rectangular, el ángulo θ de torsión, en radianes está dada por:

$$\theta = T (b' + d') / 2 G b'^2 d'^2 t \text{ [rad]} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde:

t = espesor de la pared en [mm].

b' y d' corresponden al ancho y la altura respectivamente [mm].

T = momento torsional en N.m

G = módulo de rigidez o de corte del material N/m^2

Mientras que el promedio del esfuerzo cortante τ , esta dada por:

$$\tau = T / 2 t b' d' \text{ [N/m}^2\text{]} \quad \text{Ec. 2.8}$$

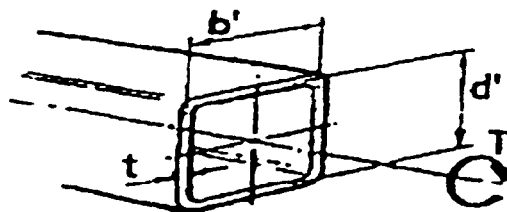


Fig. 2-11 Sección cuadrada hueca.

Como hemos visto en este capítulo, la combinación de estos factores, nos pueden conducir a obtener una muy buena eficiencia estructural, claro esta, siempre tomando en consideración la experiencia de la gente que lleva más tiempo desarrollando estos temas.

2.3 Método de Elemento Finito (FEA, por Finite Element Analysis)

El Método de los Elementos finitos es una técnica del diseño estructural muy avanzada, la cual, nos permite interactuar con el proceso de diseño, mediante una simulación en tiempo real, logrando agilizar los resultados en un tiempo muy corto.

La división de una estructura en varias partes o elementos permite un análisis de elemento finito, pero una selección adecuada de malla, permite una buena apreciación del comportamiento de los elementos principales de una estructura, tan importante en el diseño (ver figura 2-12, página 40). Mallas finas de división en pequeñas partes ya sean planas o sólidas, permite una mejor predicción del esfuerzo estructural o patrón de flexión.

El método es una extensión estructural de técnicas de diseño, en su manera más simple, son usados elementos planos de forma triangular en relaciones de esfuerzos de tensión, usados para obtener ecuaciones, las cuales se resuelven en computadora para desplazamientos estructurales y esfuerzos.

Para formas sólidas y superficies multicurvas, pueden ser usados elementos más complicados, incluyendo los tridimensionales. Esto implica un mayor número de ecuaciones para ser resueltas simultáneamente. En el capítulo tres hablaremos más detalladamente de la aplicación del elemento finito.

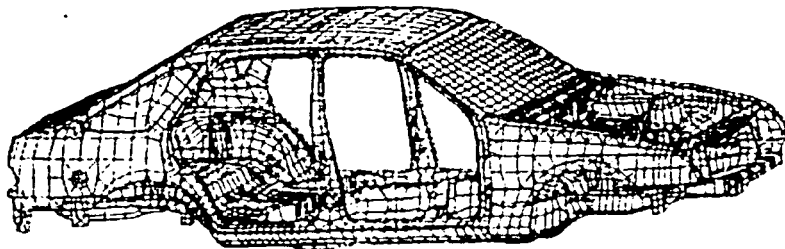


Fig. 2-12. Mallado de un vehículo para su análisis.

2.4 Seguridad bajo impacto y diseño para absorción de choques

La importancia que se le da a la necesidad de obtener ventajas con respecto a la reducción de peso para ahorrar combustible y reducción de emisiones dentro del diseño de la estructura, son prioritarias con respecto a dar más seguridad a los pasajeros. Se espera que en los próximos años la seguridad pase a primeros términos dentro del diseño de estructuras. Ya que el diseño en protección al impacto, es ahora uno de los factores clave en la ingeniería de estructuras de autos y las mismas normas frecuentemente son aplicadas en especializados vehículos comerciales e industriales.

La seguridad al impacto esta fundamentada bajo las técnicas de predicción. (En la figura 2-13, página 41) Se presentan dos situaciones de impacto controlado, para que posteriormente se obtengan los análisis necesarios y mejorar la seguridad del conductor.

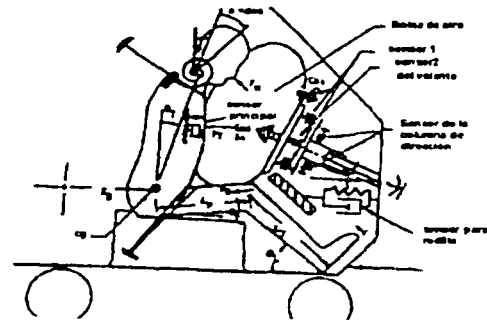
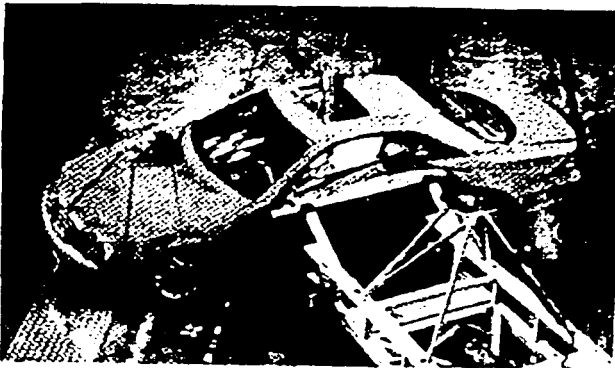


Fig. 2-13. Pruebas de impacto y protección al conductor.

La protección al impacto de los ocupantes en un vehículo ha sido motivo de estudio desde los años 60's, desde que fue hecha particularmente por la pobre protección standard de los autos en la época. Hoy en día el trabajo sobre este tema tiene un curso de propagación de varias categorías de vehículos incluyendo camionetas, camiones y autos de carreras. Las investigaciones hechas en Inglaterra en estos últimos días, muestran que trailers normalmente ofrecen una resistencia de choque frontal de 0.91m con 0.1 de segundo en desaceleración, a velocidades de 55-65 km/hr. Esto fue hecho de un promedio de trailers con una medida de (4m) de largo por (1.6) de ancho, pesando (10.5 toneladas).

Quando un vehículo choca con otro de frente como se ve en la figura. 2-14, cada vehículo tendrá un momento lineal (masa * velocidad) y existirá una velocidad común después del

impacto, a este fenómeno se le llama choque inelástico porque se transforma parte de la energía cinética en calor y deformación del material.

$$V3 = (M1V1 + M2V2) / (M1 + M2) \text{ [m/s]} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde:

V1 y M1 = velocidad y masa del primer vehículo

V2 y M2 = velocidad y masa del segundo vehículo

V3 = velocidad final



Fig. 2-14. Impacto de frente de dos vehículos de prueba.

La resistencia al choque depende de la estructura trasera y delantera de los vehículos, seguido de la resistencia en los costados. Por lo tanto, el caso a examinar es: el rango elástico, la ductilidad y la curva de cedencia que se da como resultado de una falla en el nivel más bajo de la sección del material.

En consideración con la parte delantera del vehículo, en ciertos países existe un requerimiento de seguridad legal para autos, donde la integridad de la estructura debe mantenerse en un rango seguro para los ocupantes cuando se presente una situación de impacto a gran velocidad. Por otro lado, la utilización de técnicas de diseño para lograr resistencia al impacto ya son aplicadas, con la finalidad de lograr mantener una deformación mínima y permanente de la estructura sin que los ocupantes la sientan, esto se logra añadiendo barras y columnas para contener la deformación plástica; las barras son colocadas en las intersecciones subsecuentes del mecanismo de deformación controlada (ver figura 2-15).

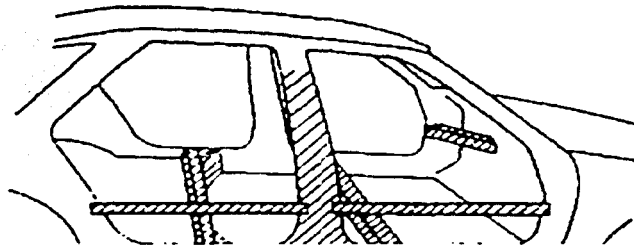


Fig. 2-15 Vehículo con barras de protección.

La forma del colapso puede ser modificado por articulaciones que aumentarán la efectividad del mecanismo de absorción de choque, así mismo el añadir paneles recortados, afectarán el comportamiento del mismo. Se sugiere que en la parte delantera y trasera de un vehículo convencional donde se encuentra el motor, se coloque una estructura portal para que entre en acción frente a una carga de impacto central. El modo de colapso depende de la geometría y la flexibilidad de los elementos en la estructura, así como de la carga.

Se estima que cerca de 100 KJ de energía requiere la estructura de un vehículo pequeño para absorber el impacto, cuando dos vehículos que chocan de frente a una velocidad combinada



de 50 km/hr. Estos valores necesitan ser igualados con capacidades de absorción, en dobleces o formas de tal modo que absorba gradualmente el choque de adelante hacia atrás.

En el caso de vehículos comerciales más pesados, muy poca de la energía de choque es absorbida dentro de la estructura al impactarse el vehículo con un auto o algún otro vehículo ligero, así pues, la absorción de golpes tiene que ser construido en muchos aspectos relacionados a guardas frontales las cuales deben ser puestas a distancias a partir del piso, a no más de 300 mm, así este impacto es hecho con la parte más fuerte del chasis del vehículo pequeño.

Por otro lado, la defensa de los camiones debe tener una buena cedencia, de tal modo que sea compatible con el chasis del vehículo pequeño en caso de colapso y debe ser diseñado para un colapso constante de fuerza, para que no tenga averías severas y no se produzca desaceleración violenta.

Un estudio documentado en SAE, muestra que una fuerza de 230 KN es soportada por un auto cuando tiene un choque típico de 300 mm de profundidad, que representa una energía de absorción de 60 KJ, el auto es ligero y se mueve a 40 km/h. En la práctica grados progresivos de absorción son usados para lograr que los parachoques sean tolerantes a impactos a bajas velocidades y donde la cedencia típica parte de fuerzas de 100 KN o menos.

Los interiores de algunas defensas, son hechos de cartuchos de invertubos y cada par de estos será de cerca de 450 mm de largo para comprimirse hasta 200 mm. Por otro lado, en un diseño donde los invertubos se componen de dos secciones de tubos compuestos de 100 mm y 80 mm de diámetro, muestran como el más pequeño de ellos se invierte progresivamente, absorbiendo el impacto. Estos perfiles tubulares de acero, cuando se le aplica una carga de 50 KN de impacto, aportan una energía absorbida por el parachoques de 20 KJ.



Por ejemplo, para una sección circular de tubo delgado la formula clásica para colapso es:

$$F_c = A \cdot \sigma_y (10 (t/r) - 0.03) \quad [N] \quad \text{Ec. 2.10}$$

Donde:

F_c = fuerza de impacto

r = radio del tubo.

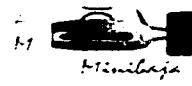
t = espesor de la pared

A = área encerrada da la sección.

Una técnica para el establecimiento de colapso axial del chasis en los rieles, es hacer que ellos se deformen en una serie de dobleces. Esto es considerado favorable, ya que en un colapso se analiza la deformación lateral de rieles, logrando así que la energía sea absorbida eficientemente.

En lo que se refiere a las características de soldadura, esta afecta la calidad de los parachoques, ya que los impactos de carga dinámica arrojan diferentes resultados y estos dependen considerablemente de los diferentes métodos de fabricación, como soldadura de aporte, soldadura eléctrica y la ligadura adhesiva. Los siguientes resultados se obtuvieron a partir de una prueba de choque que fue hecha a velocidades de 50 km/h y con una masa de 66.8 Kg dando una energía de impacto de 6 KJ, el efecto de la soldadura eléctrica en las partes unidas del parachoque, fueron encontradas como que actuaban como sitios de doblez inicial y después hacían que la deformación se incrementará. Con la soldadura adhesiva, se incrementa la energía requerida para deformar la sección, con uniones puras sólo una pequeña falla fue encontrada.

El centro de impacto Cranfield ha sido muy importante en la predicción del comportamiento de choques en estructuras, ya que han desarrollado programas computarizados para el análisis de elementos de estructura y sistemas completos que pueden tratar deformaciones plásticas entre otros.



INTRODUCCIÓN AL DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE VEHÍCULOS

Dentro del capítulo 3 detallaremos más a fondo la aplicación de uno de estos programas para realizar análisis bajo impacto; de los conceptos que se presentaron en este capítulo, observamos factores y recomendaciones importantes que se deben de tomar en cuenta para realizar la elección de los materiales de la estructura, así como las condiciones de trabajo a que esta expuesta, condiciones que se analizaran en el capítulo 4.



CAPÍTULO

3

Modelado, análisis y simulación por computadora

3.1 Importancia de los modelos en el diseño

Un modelo es una idealización de una situación del mundo real, que ayuda en el análisis de un problema. En la ingeniería son muy empleados, por ejemplo, en los diagramas de cuerpo libre, el diagrama de un circuito eléctrico, y el volumen de control en un sistema de termodinámica.

Un modelo puede ser de dos tipos: descriptivo o predictivo. Un modelo descriptivo nos permite entender un sistema o fenómeno del mundo real, un ejemplo es el esquema de un corte de una turbina de gas de un avión. Este modelo sirve para comunicar ideas e información. Sin embargo, esto no ayuda para predecir el comportamiento de un sistema.

Un modelo predictivo es usado principalmente en ingeniería de diseño porque nos ayuda tanto para entender como para predecir el comportamiento de un sistema.

La solución de los modelos geométricos requiere la aplicación de técnicas matemáticas. Sin embargo, solamente los modelos más simples pueden ser resueltos con los métodos analíticos clásicos. El extenso uso de las computadoras digitales ha crecido enormemente, y son usadas para el modelado matemático. El uso de los métodos numéricos para resolver problemas y la facilidad con la cual los procedimientos iterativos pueden probar muchos estados específicos de un modelo, han hecho que la simulación por computadora sea una poderosa herramienta para la ingeniería de diseño.

3.2 Modelado geométrico por computadora

El modelado geométrico constituye la primera fase de entrada y visualización de objetos en dos y en tres dimensiones (3D). Este proceso de diseño geométrico da la forma del objeto final, constituye una parte importante de los sistemas de CAD actuales. A partir del modelo geométrico del sistema que el diseñador está estudiando, se puede establecer la comunicación y el intercambio de archivos hacia otros programas tales como: programas para análisis por elementos finitos, programas para manufactura o programas que permiten integrar a la geometría características como acabados superficiales y otros efectos foto realistas. Aunque se pueden realizar diseños mecánicos trabajando en dos dimensiones, y aunque este tipo de dibujo tradicional de vistas y cortes tiene sentido en una variedad de situaciones, las tecnologías interesantes se encuentran en el trabajo en tres dimensiones, específicamente en el modelado sólido y en el modelado paramétrico.

A continuación se explican diferentes métodos de modelado que se pueden realizar con un sistema de CAD.

□ Modelado en alambre

Uno de los sistemas, tal vez el más sencillo, es el llamado modelo de alambres. En él, la computadora dispone de las coordenadas en el espacio de todos los vértices de un cuerpo, junto con información de qué pares de vértices se encuentran unidos mediante aristas (figura 3-1).

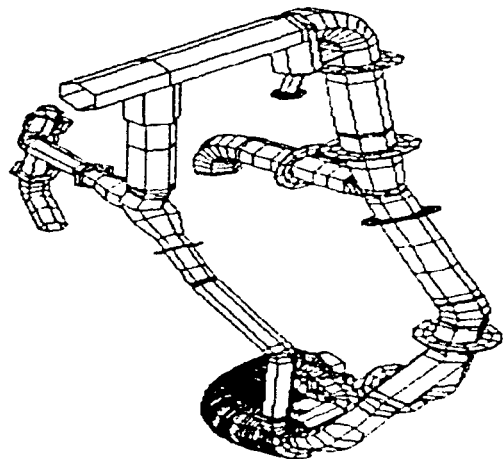


Fig. 3-1 Modelo de alambre

Mediante sencillas transformaciones geométricas de proyección, se puede obtener cualquier vista del objeto. Sin embargo, este modelo de alambres tiene el gran inconveniente de ser ambiguo (es decir, el modelo en si corresponde a más de un sólido real) y no permite la producción de secciones y vistas con eliminación de partes ocultas. Por todo ello es poco utilizado en sistemas avanzados de diseño, pero para aplicaciones sencillas es muy usado ya que es muy rápido.

□ Modelado de superficies

Uno de los sistemas de representación más utilizados en la actualidad, es el llamado modelo de fronteras o de superficies. En este sistema, lo único que se hace es ampliar la información que almacenaba el modelo de alambre, incluyendo datos de los polígonos y de las caras del objeto. Como su nombre lo indica, lo que se hace es crear la superficie exterior del objeto modelado (Figura 3-2).

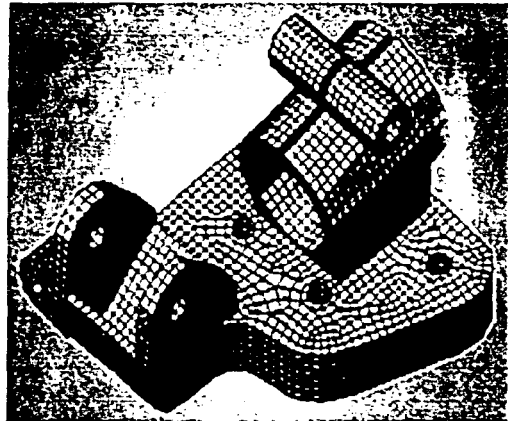


Fig. 3-2 Modelo de superficie

El modelo de fronteras contiene toda la información tridimensional, no es ambiguo (representa un único sólido real) es completo, permite representar un gran número de sólidos, incluyendo por ejemplo, la posibilidad de caras cilíndricas o cónicas y posibilita todo tipo de operaciones y representaciones realistas del sólido.

Es común encontrar en los programas de CAD, la generación de superficies de los tipos: extrusión, revolución, de 4 fronteras, así como de geometrías predefinidas tales como: conos, toroides, esferas, domos, cubos, etc.

□ **Modelado de sólidos**

El modelado sólido, cuyo objetivo es representar objetos tridimensionales de tal forma que puedan manipularse como objetos reales (y no como una colección de superficies), fue desarrollada porque la mera representación tridimensional de la superficie del objeto era insuficiente para poder efectuar operaciones booleanas (de suma, resta, e intersección de objetos, ver figura 3-3) análogas a las usadas en la manufactura o concepción del diseño.

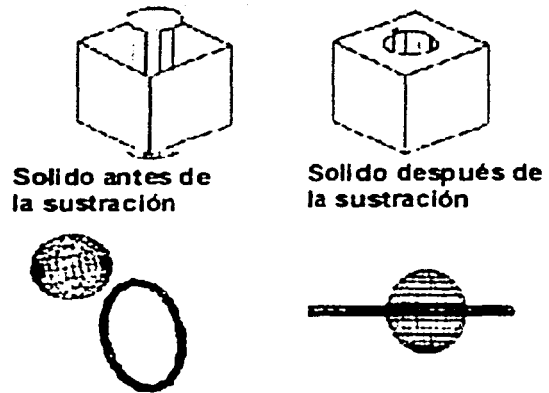


Fig. 3-3 Operaciones booleanas.

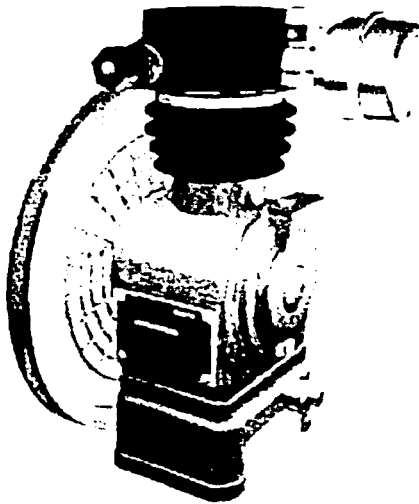


Fig. 3-4 Modelado de un sólido.

Un modelo sólido de un objeto por lo general incluye la descripción completa, tanto de superficie como de su volumen, y describe los diversos elementos de su composición en términos de componentes discretos como prismas, cilindros, conos, etc.(figura 3-4)

Existen hoy dos formas principales de representar un modelo sólido en una computadora.

Una se conoce como CSG Geometría de Sólidos Constructivos (Constructive Solid Modeling) y el otro se conoce como B-Rep Representación de Bordes (Boundary Representation).

CSG. En este tipo de modelado, se definen una serie de elementos llamados primitivos, los que se combinan mediante operaciones booleanas para formar partes complejas. Dependiendo del sistema de CAD en particular, pueden haber elementos primitivos definidos pero todos los sistemas CSG poseen entidades básicas como prismas, esferas, conos, cilindros toroides, etc. (figura 3-5).

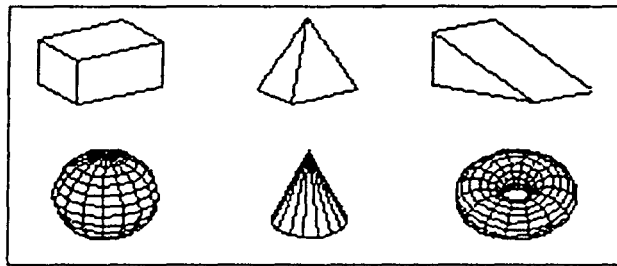


Fig.3-5 Elementos primitivos:

Los sistemas CSG tienen varias ventajas. Una es que el diseño de objetos es muy natural ya que las operaciones involucradas se asemejan a operaciones de manufactura. Además de su relación con operaciones de manufactura, la metodología CSG se relaciona con aplicaciones de ingeniería. Los sistemas CSG son naturalmente aptos para detectar la interferencia entre los objetos, o crear moldes para manufactura.

B-Rep. Mantiene una descripción completa de todas las superficies que delimitan el objeto. También mantiene la información sobre la geometría del objeto en una estructura de datos que contiene dos partes principales, la información geométrica y la topológica. La primera consiste en las descripciones de superficies, curvas y puntos que definen al objeto, y es hasta cierto punto similar al tipo de información que puede tener un modelo 3D no sólido de un sistema de CAD. La información topológica, en cambio, mantiene información sobre la relación entre los elementos descritos geoméricamente, de manera tal que el modelador B-Rep posee la información necesaria para delimitar al objeto.

□ **Modelado híbrido**

El objetivo del modelado sólido no es representar ni superficies ni elementos primitivos, sino poder crear una representación completa y carente de ambigüedades de objetos físicos. Se da el caso que ni B-Rep ni CSG son por si solos capaces de describir todos los objetos imaginables.

En combinación, sin embargo, estas dos metodologías se pueden complementar muy bien para lograr sistemas capaces de modelar una enorme variedad de objetos. El resultado de esto son los llamados modeladores híbridos, que combinan los beneficios de ambos sistemas de representación.

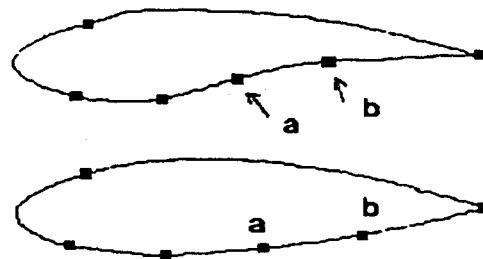


Fig. 3.6 Curvas Nurbs y puntos de control.

Normalmente, un modelador híbrido está basado primariamente en un modelo CSG al cual se le agrega información B-Rep. De esta forma, se pueden agregar superficies complejas, como las superficies o curvas NURBS (Non Uniform Rational B-Splines, ver figura 3-6) a modelos CSG, liberándolos de la rigidez que imponen los primitivos habituales de este tipo de sistema. Las superficies o curvas NURBS que pueden ser concebidas como superficies hechas de algún material elástico que no se arruga, son ideales para describir geometrías como las habitualmente encontradas en el rubro de los productos de consumo automotriz y aeronáutico.

□ **Modelado paramétrico**

Estrictamente hablando, la capacidad para modelar paramétricamente una parte o un ensamblaje, es independiente de su representación

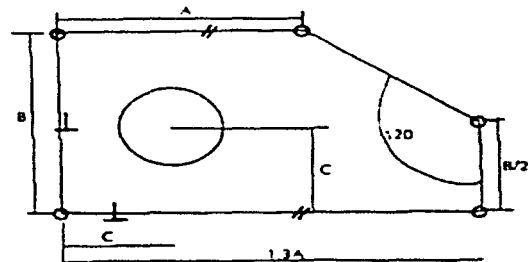
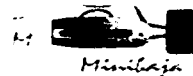


Fig. 3-7 dibujo paramétrico



ensamblajes que se crean uniendo las diversas partes entre si acoplándolas por contacto de superficies, alineando los ejes de las dos partes, o creando otras relaciones específicas. Cada conexión involucra sólo a dos partes, pero una parte puede estar en contacto con varias partes. Si el producto es complejo, los ensamblajes de partes pasan a ser considerados *subensamblajes* de ensamblajes mayores (ver figura 3-8).

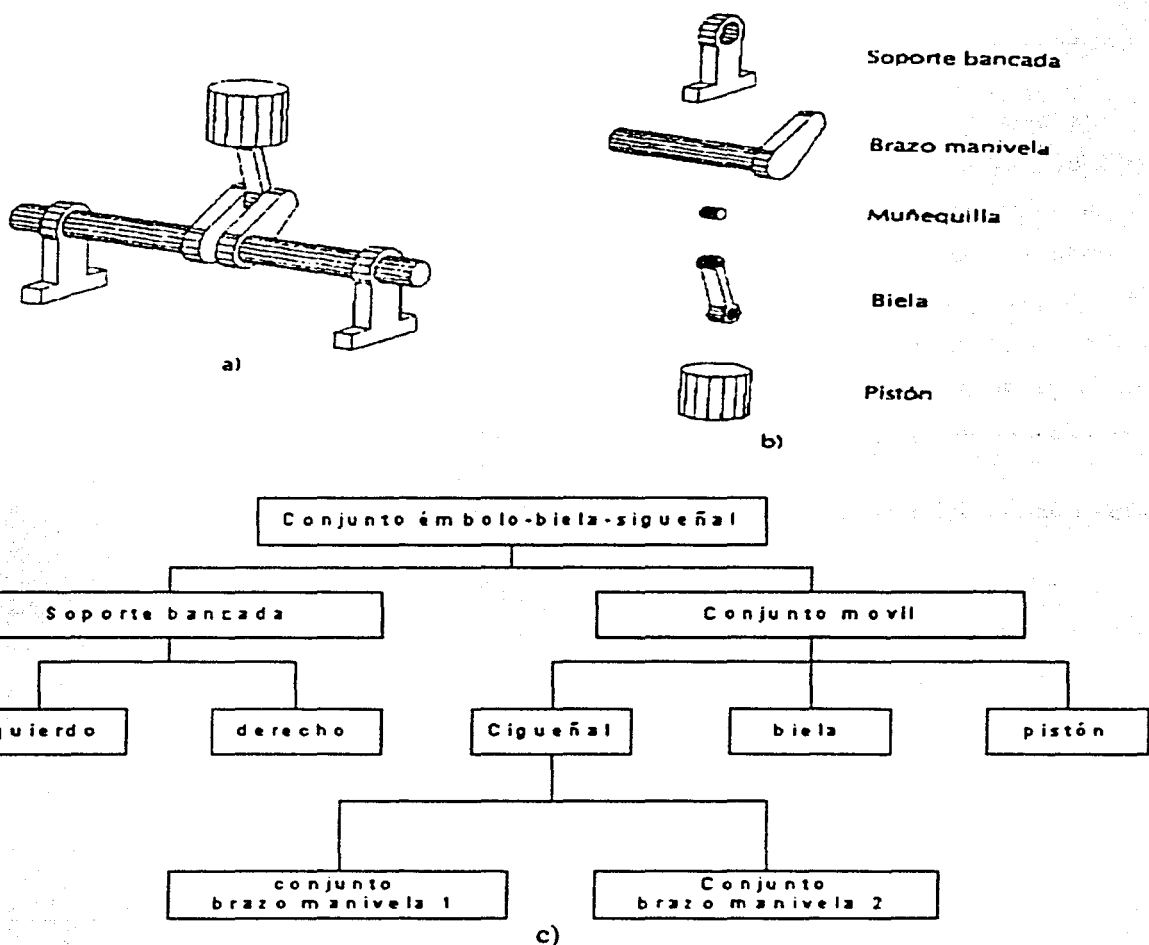
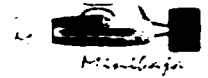


Fig. 3-8. a) montaje del conjunto . b) elementos que intervienen. c) estructura jerárquica del objeto representado



en dos o tres dimensiones. Un modelador paramétrico permite que el usuario genere partes o ensamblajes cuyas dimensiones son paramétricas. es decir, las dimensiones de los diversos elementos pueden estar definidas matemáticamente en términos de otras dimensiones o de variables, y se pueden establecer relaciones geométricas que el modelo debe respetar (figura 3-7).

Las relaciones geométricas en un modelo paramétrico involucran relaciones como perpendicularidad, paralelismo, u otro tipo de relaciones, entre elementos de una parte o entre las partes de un ensamblaje.

Los modelos paramétricos sirven para que el diseñador pueda crear familias de partes o ensamblajes a partir de un modelo base, o para que pueda optimizar las características de un diseño particular. En proyectos donde se aplican los principios de la ingeniería concurrente, una de las ventajas fundamentales de los sistemas paramétricos es: la actualización automáticamente de todas las partes del modelo cuando se efectúa un cambio en cualquiera de ellas. Por ejemplo, es posible que un ingeniero cambie de bronce a acero inoxidable a todos los tornillos de cierto tipo en un producto, y que al efectuar esta operación se actualicen automáticamente todos los archivos relacionados, incluyendo la información de costos.

□ Organización del modelo mecánico

Lo más importante de los sistemas de modelado sólido y paramétrico es comprender cómo estos conceptos se combinan para formar productos terminados. En general, los sistemas de diseño mecánico trabajan con un esquema jerárquico, donde los componentes más elementales de este esquema son conocidos como *features* (elementos geométricos), que son los primitivos antes mencionados en la descripción del modelado CSG, más ciertos tipos de operaciones como fillets o *chamfers* (filetes y chaflanes).

Los elementos geométricos se combinan usando herramientas como el modelado sólido para formas *partes*, aunque éstas también pueden estar definidas por elementos creados por software de doblado de chapa, por ejemplo. Las partes de un modelo se combinan para formar

en dos o tres dimensiones. Un modelador paramétrico permite que el usuario genere partes o ensamblajes cuyas dimensiones son paramétricas, es decir, las dimensiones de los diversos elementos pueden estar definidas matemáticamente en términos de otras dimensiones o de variables, y se pueden establecer relaciones geométricas que el modelo debe respetar (figura 3-7).

Las relaciones geométricas en un modelo paramétrico involucran relaciones como perpendicularidad, paralelismo, u otro tipo de relaciones, entre elementos de una parte o entre las partes de un ensamblaje.

Los modelos paramétricos sirven para que el diseñador pueda crear familias de partes o ensamblajes a partir de un modelo base, o para que pueda optimizar las características de un diseño particular. En proyectos donde se aplican los principios de la ingeniería concurrente, una de las ventajas fundamentales de los sistemas paramétricos es: la actualización automáticamente de todas las partes del modelo cuando se efectúa un cambio en cualquiera de ellas. Por ejemplo, es posible que un ingeniero cambie de bronce a acero inoxidable a todos los tornillos de cierto tipo en un producto, y que al efectuar esta operación se actualicen automáticamente todos los archivos relacionados, incluyendo la información de costos.

□ Organización del modelo mecánico

Lo más importante de los sistemas de modelado sólido y paramétrico es comprender cómo estos conceptos se combinan para formar productos terminados. En general, los sistemas de diseño mecánico trabajan con un esquema jerárquico, donde los componentes más elementales de este esquema son conocidos como *features* (elementos geométricos), que son los primitivos antes mencionados en la descripción del modelado CSG, más ciertos tipos de operaciones como fillets o *chamfers* (filetes y chaflanes).

Los elementos geométricos se combinan usando herramientas como el modelado sólido para formas *partes*, aunque éstas también pueden estar definidas por elementos creados por software de doblado de chapa, por ejemplo. Las partes de un modelo se combinan para formar

MODELADO, ANÁLISIS Y SIMULACIÓN POR COMPUTADORA

ensamblajes que se crean uniendo las diversas partes entre si acoplándolas por contacto de superficies, alineando los ejes de las dos partes, o creando otras relaciones específicas. Cada conexión involucra sólo a dos partes, pero una parte puede estar en contacto con varias partes. Si el producto es complejo, los ensamblajes de partes pasan a ser considerados *subensamblajes* de ensamblajes mayores (ver figura 3-8).

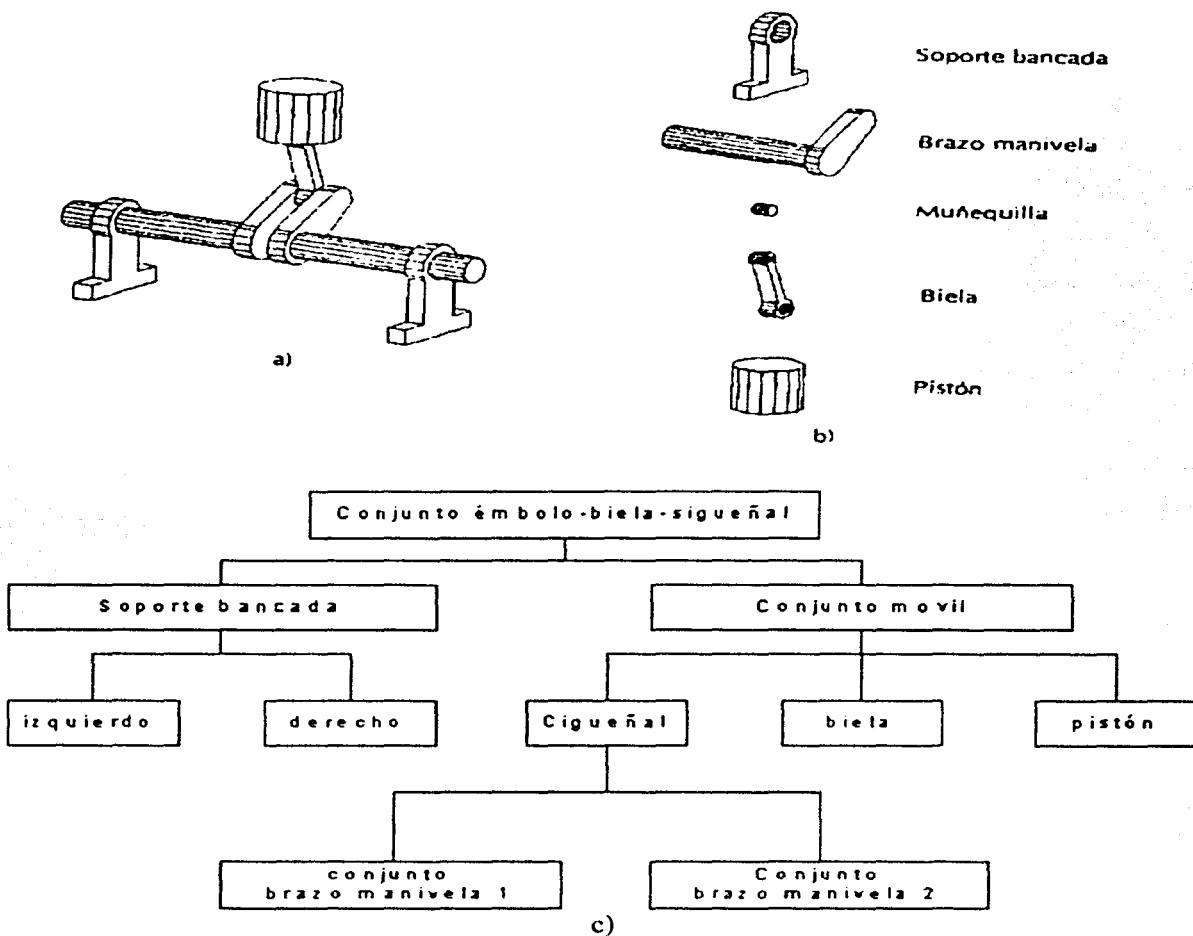


Fig. 3-8. a) montaje del conjunto, b) elementos que intervienen, c) estructura jerárquica del objeto representado

De esta forma, el aislante cerámico de una bujía sería una parte de un subensamble de partes que conformarían la bujía, que a su vez sería un subensamble del motor; el motor sería un subensamble del grupo motriz, y este último sería un subensamble del vehículo completo, que además contaría con elementos de chapa fina estampada, elementos de chapa doblada, ensambles de cables y otros elementos generados con módulos específicos del software.

3.3 Análisis de elementos finitos (FEA)

La utilización de tecnologías de cálculo y análisis por el método de elementos finitos se ha implementado con el objetivo de reducir el ciclo de diseño de un producto, además de verificar su forma, para comprobar que cumpla con todas las especificaciones de diseño y seguridad preestablecidas. A continuación se explican los conceptos más importantes.

◆ Modelo de cálculo

La etapa inicial de un proceso de diseño asistido por computadora, es la definición de un modelo geométrico, del cual se obtienen los datos necesarios para poder analizar su comportamiento. Dicho modelo geométrico puede ser más o menos complejo en función de la dificultad que presente la geometría real del diseño o de la capacidad informática disponible. Un modelo representa simplificaciones de la geometría real y son la base para la definición de los datos de cálculo, como las mallas de elementos finitos. Al modelo geométrico del diseño se le denomina sistema.

La finalidad, pues, del modelo de cálculo es obtener la respuesta del sistema a ser éste sometido a una serie de perturbaciones que se denominan acciones (por ejemplo cargas en un sistema estructural).

Los sistemas se pueden dividir en dos: sistemas discretos y sistemas continuos.

◆ **Sistemas discretos**

Reciben dicha denominación aquellos sistemas compuestos por una serie de elementos separados físicamente diferenciales, conectados por sus extremos o nodos formando una malla y sometidos a una serie de acciones generalmente externas al sistema.

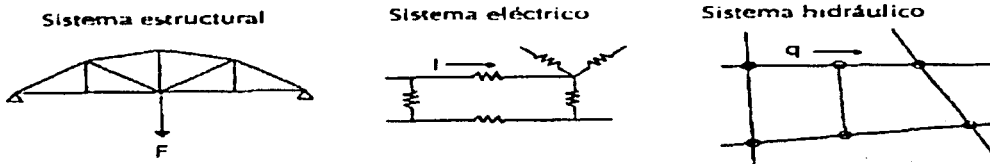


Fig.3.9 Ejemplo de sistemas discretos

Relacionados con las estructuras, por ejemplo, podemos considerar sistemas discretos a todas las estructuras de barras, tales como pórticos simples y compuestos, celosías, entramados de edificación, forjados, etc. (figura 3-9).

En otras áreas de la ingeniería tenemos ejemplos de dichos sistemas en las redes hidráulicas y eléctricas, en los métodos de optimización de la producción (PERT, etc.), en los sistemas de organización de transporte y otros.

Los modelos de cálculo de diseño asistido por computadora, no tan buenos para análisis de sistemas discretos, utilizan técnicas de cálculo matricial. No obstante, es posible obtener una representación analítica de la respuesta del sistema, lo que simplifica notablemente los cálculos

◆ **Sistemas continuos**

Denominaremos sistemas continuos aquellos cuyo comportamiento no puede expresarse en forma sencilla en función de un número pequeño de variables discretas. Los ejemplos de dichos sistemas en la ingeniería y en la física son innumerables. En ingeniería de estructuras se puede considerar que, prácticamente, todas las topologías estructurales, a excepción de las formadas por elementos de barras, responden a dicha clasificación (placas, puentes y láminas).

Similarmente ocurre con otras ramas de la ingeniería tales como la ingeniería del terreno, mecánica, hidráulica, aeronáutica, naval, etc., donde la mayor parte de los problemas de interés práctico tienen un carácter bi o tridimensional y, por consiguiente, continuo (figura 3-10).

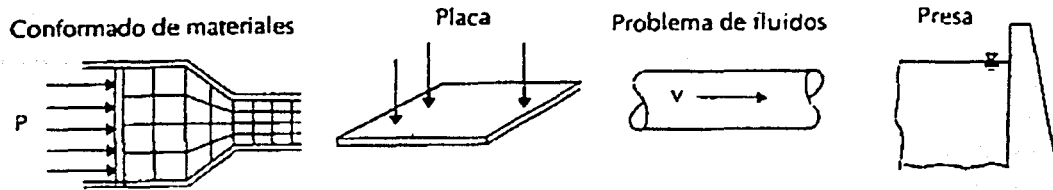


Fig. 3-10 Ejemplos de sistemas continuos

Así, pues, dichos sistemas constituyen un alto porcentaje de problemas reales que intervienen en el diseño de obras o componentes, en su sentido más amplio, de ingeniería.

♦ Método de análisis de elementos finitos

Las limitaciones de la mente humana son tales que no puede captar el comportamiento del complejo mundo que la rodea en una sola operación global. Por ello, una forma natural de proceder de ingenieros, científicos e incluso economistas, consiste en separar los sistemas en sus componentes individuales, o "elementos", cuyo comportamiento pueda conocerse sin dificultad, y a continuación reconstruir el sistema original para estudiarlo a partir de dichos componentes.

En muchos casos se obtiene un modelo adecuado utilizando sistemas discretos. En otros, la subdivisión prosigue indefinidamente y el problema sólo puede definirse haciendo uso de la ficción matemática de infinitésimo.

Con la llegada de las computadoras digitales, los problemas discretos pueden resolverse generalmente sin dificultad, aún cuando el número de elementos sea muy elevado. Como la capacidad de las computadoras es finita, los problemas continuos sólo se pueden resolver de forma exacta mediante manipulaciones matemáticas.

Para vencer la dificultad que presenta la solución de problemas continuos reales, ingenieros y matemáticos han ido proponiendo a través de los años diversos métodos de discretización. La aplicación de estos métodos hace necesario efectuar alguna aproximación de tal manera que se pueda esperar que la misma se acerque, tan estrechamente como se quiera, a la solución continua verdadera a medida que crezca el número de variables discretas. Así es como tuvo su desarrollo el "método de los elementos finitos".

El proceso de aproximar el comportamiento de un medio continuo mediante "elementos finitos" que se comportan de una forma similar a los elementos reales, "discretos" se puede introducir mediante aplicaciones físicas específicas o como un concepto matemático general.

Son muchas las facetas de la ingeniería en las que se precisa determinar la distribución de tensiones y deformaciones en un sistema continuo elástico. Los casos particulares de dichos problemas pueden variar desde problemas bidimensionales de tensión o deformación plana, sólidos de revolución y flexión de placas y láminas, hasta el análisis más general de sólidos tridimensionales. En todos los casos, el número de interconexiones entre un "elemento finito" cualquiera rodeado por fronteras imaginarias y los elementos vecinos a él es infinito. Es difícil, por consiguiente, ver a primera vista cómo pueden discretizarse problemas de este tipo en estructuras más simples. Esta dificultad puede superarse de la siguiente manera: con el método de análisis de elementos finitos la estructura sometida a cargas es modelada con una malla de elementos, los cuales están conectados en cada una de sus esquinas y los puntos de conexión son llamados nodos. La solución se obtiene usando ecuaciones básicas de esfuerzos y deformación para calcular la flexión en cada elemento por el sistema de fuerzas transmitidas por los elementos vecinos a través de los puntos nodales. La deformación es determinada por la flexión de los puntos nodales. Sin embargo, el problema es más complicado que a simple vista, por que la fuerza en cada nodo depende de la fuerza de todos los demás nodos. Los elementos se comportan como un sistema de resortes y se flexionan hasta que todas las fuerzas estén en equilibrio. Esto conduce a un sistema complejo de ecuaciones simultáneas. El álgebra matricial es necesaria para manipular los engorrosos sistemas de ecuaciones.



La pieza fundamental de la información es la matriz de rigidez para cada elemento. Esta es como un tipo de constante de resorte que describe que tanto los puntos nodales son desplazados bajo un sistema de fuerzas aplicado.

En notación matricial: $\{F\} = [K] \{U\}$ Ec. 3.1

donde:

- {F} = la matriz de las fuerzas actuando en el elemento.
- [k] = es la matriz de rigidez para los elementos
- {U} = es la matriz de desplazamientos de los nodos en los elementos.

La matriz de rigidez es construida por las coordenadas de los puntos nodales y de la matriz de constantes elásticas del material. La matriz [k] para un elemento triangular puede ser construido por los principios de estática, pero para los elementos más complejos se requiere el uso de los principios de energía para derivar [k]. La matriz de fuerzas es conocida porque ésta consiste en valores numéricos de las cargas y reacciones calculadas al inicio del análisis por elementos finitos. Los desplazamientos son las incógnitas, y éstas son resueltas por la transposición de la matriz de rigidez en la ecuación 3-1, este cálculo da los desplazamientos en todos los nodos. Cuando ésta es multiplicada por la matriz de localización de los nodos [B] y la matriz de constantes elásticas [C], obtenemos los esfuerzos en todos los puntos nodales.

$$\{ \sigma \} = [C] [B] \{ u \} \quad \text{Ec. 3.2}$$

donde

- {σ} = esfuerzo en términos de desplazamiento de los nodos
- [C] = la matriz de constantes elásticas
- [B] = matriz de localización de los nodos
- {u} = vector de desplazamientos nodales



Esto es, de manera general, el método de los elementos finitos, el cual, en la práctica, conlleva un tratamiento matemático muy extenso, por lo que no se entrará a detalle, ya que lo que interesa en este momento es la aplicación práctica de este método.

◆ Pasos para llevar a cabo el análisis de elementos finitos

El análisis por elementos finitos utilizando un software especializado comienza con el *preprocesamiento*, en el cual se construye un modelo de elementos finitos que contenga toda la información necesaria para su análisis: geometría, cargas, restricciones de desplazamientos (también conocidos como condiciones de vínculo) y las propiedades de los materiales necesarios. La geometría se crea usando una herramienta de tipo CAD, ya sea en 2D o en 3D. Este modelo luego se divide en una serie de elementos conectados. Este proceso es conocido como mallado, el cual es un paso crítico del análisis por elementos finitos; el tipo y lugar de cada elemento, al igual que el número total y densidad, tienen un importante efecto en la rapidez y exactitud del análisis.

El último paso en el preprocesamiento es definir las *condiciones de vínculo* (también se conoce como *restricciones de desplazamiento*) y las cargas. Las restricciones determinan la dirección en la cual el modelo se puede mover. Las cargas son fuerzas aplicadas al modelo y típicamente se aplican sólo a los nodos (aunque modeladores más modernos no poseen esta restricción y se definen por funciones constantes, trascendentes u otras).

Los modelos se pueden reducir en tamaño y complejidad (requiriendo un menor tiempo de solución) al basarse la simetría de las cargas y de la geometría. La información creada en el preprocesamiento es luego procesada por el analizador, esto se corre como un proceso "batch" sin interacción del usuario. Enseguida, el software resuelve la matriz utilizando alguno de los algoritmos para resolución de matrices, siendo esta una tarea de computación intensiva.

Los resultados del analizador necesitan ser traducidos a alguna forma con sentido, esto se hace en el *postprocesamiento*. Los reportes de texto son los más fáciles de producir, muestran la información de tensiones y el desplazamiento de cada nodo y de cada elemento. Una manera más fácil de mirar los resultados es dibujando las tensiones, desviaciones, y otros parámetros en



estudio sobre el modelo. Luego, las imágenes a color ayudan a detectar áreas con un alto grado de tensión. También se pueden ver deformaciones para mostrar varios modos de vibraciones. (La figura 3-11 muestra algunos ejemplos de modelado utilizando la técnica del FEA).

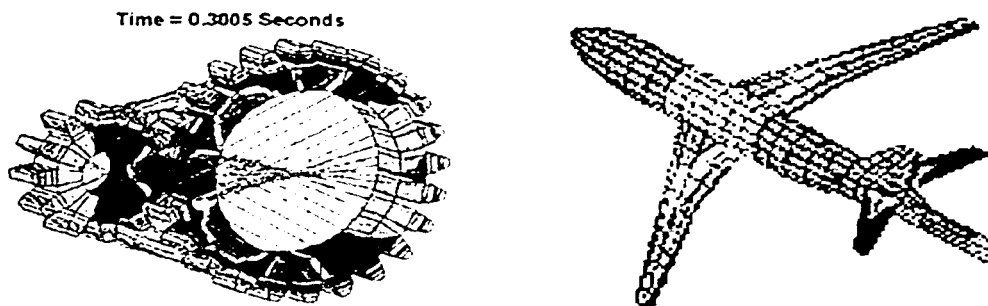


Fig. 3-11 Modelado con elemento finito.

◆ Importancia del mallado y del tipo de elementos

El número y tamaño de los elementos se utiliza para determinar la densidad de la malla. Las mallas más simples derivan en un menor tiempo de solución pero limitan la exactitud, ya que los nodos se sitúan sólo en las intersecciones de los elementos. Para crear una malla más refinada se utilizan más elementos y también se sitúan nodos en otros lugares como en las secciones medias de los elementos. Esta malla refinada puede utilizarse en todo el modelo con el objetivo de obtener mayor exactitud; y también en áreas locales, como por ejemplo alrededor de un agujero, para incrementar la exactitud sin incrementar el tiempo de solución.

El elemento más simple es el triangular, y también es el más usado. Un ensamble de triángulos puede representar un dominio bidimensional para cualquier forma geométrica.



El elemento cuadrilátero es una combinación de dos triángulos básicos. Su uso reduce el número de elementos necesario para modelar ciertos problemas (ver la tabla 3-1).

<p>3D Estructura</p> <p>2 nodos</p>	<p>3D Membrana/placa/cascarón</p> <p>3 nodos</p>	<p>3D Ladrillo</p> <p>8 nodos</p>
<p>3D Viga</p> <p>3 nodos</p>	<p>3D Membrana/placa/cascarón</p> <p>4 nodos</p>	<p>3D Ladrillo</p> <p>7 nodos</p>
<p>2D Elástico</p> <p>3 nodos</p>	<p>3D Ladrillo</p> <p>4 nodos</p>	<p>3D Ladrillo</p> <p>8 nodos</p>
<p>2D Elástico</p> <p>4 nodos</p>	<p>3D Ladrillo</p> <p>5 nodos</p>	<p>Cap/cable</p> <p>2 nodos</p>

Tabla 3-1 Tipos de elementos usados en FEA

Para acortar el tiempo de mallado se utiliza un proceso denominado mallado automático; en esta instancia, el usuario especifica, la geometría general y la densidad, para que el software genere la malla. El usuario tiene la posibilidad de ir eligiendo la densidad para poner mallas más refinadas donde se considere necesario.

Los elementos son los cimientos fundamentales del análisis de elementos finitos, existen docenas de tipos de elementos. El análisis es más simple utilizando elementos 2D en donde todas las fuerzas y desplazamientos actúan sobre un mismo plano. En cambio, con elementos 3D se realiza un análisis más completo, en donde todas las fuerzas y desplazamientos pueden actuar en cualquier dirección. Estos elementos pueden ser tetraédricos o hexaédricos. Se tarda más tiempo en procesar los problemas en 3D; los elementos tetraédricos en 3D se utilizan frecuentemente en mallado automático.



Existen elementos especiales que se comportan de acuerdo con las teorías de vigas o placas, agilizando el tiempo de solución, pero con limitaciones en sus aplicaciones. Los elementos también se pueden clasificar por la posición de sus nodos, que determinan para qué tipo de análisis sirve el elemento. Los elementos lineales poseen nodos sólo en los vértices, representando tensiones constantes.

Elementos parabólicos o de segundo orden poseen nodos en las secciones medias, representando una variación lineal de tensión.

Elementos de primer orden, como los cubos y los cuadrados están disponibles, al igual que elementos isoparamétricos que pueden representar elementos curvos. La manera en la cual una estructura está restringida a moverse, llamada grado de libertad (DOF), está determinada por el tipo de elemento. Simples elementos tipo resorte en 2D tienen un DOF 2, mientras que elementos tipo ladrillo en 3D tienen un DOF 24. El número total de DOF en un modelo determina el tiempo de proceso, cuanto más grande es el DOF mayor es el tiempo de procesamiento.

La optimización de diseño físico es un proceso que intenta minimizar ciertos parámetros de diseño como el tamaño, peso y tensión. Una forma de encarar la optimización del diseño es unir los tres pasos del análisis en un lazo. Al iterar alrededor de este lazo, se llega a alcanzar un diseño óptimo.

□ Análisis de esfuerzos mecánicos

Es la aplicación más popular del análisis por el método de los elementos finitos. Es usado por los ingenieros para virtualmente visualizar todo tipo de diseño de estructuras imaginables. Esto incluye productos industriales, manufactura, productos de consumo, ingeniería civil, análisis, transmisión de potencia, diseño electrónico, etc.



En general un programa de análisis de esfuerzos puede calcular las deformaciones de las estructuras, los esfuerzos de acuerdo a diferentes teorías como Von Mises, Tresca, esfuerzos máximos y mínimos; esfuerzos y deformaciones locales; momentos flexionantes; esfuerzos cortantes, etc.

Son muy amplias las aplicaciones existentes ya que se pueden analizar sistemas con materiales homogéneos, compuestos (isotrópicos u ortotrópicos), con análisis lineal y no lineal. Un análisis lineal es muy exacto sólo para los modelos en los cuales la relación de fuerzas y esfuerzos/flexiones cumplen con una función lineal. El clásico ejemplo de este tipo de comportamiento es un resorte lineal. Si la magnitud de la fuerza es incrementada, la deflexión del resorte se incrementará en proporción.

Un análisis no lineal es el que las fuerzas no sostienen una relación lineal con los desplazamientos y/o los esfuerzos. Las tres causas de un comportamiento no lineal pueden ser clasificadas como sigue.

Material no lineal. Es causado por materiales que no tienen una curva lineal de esfuerzo-deformación. Un ejemplo de este tipo de material es el acero al carbono que es cargado *más* allá del punto de cedencia en el que la curva de su gráfica de esfuerzo/deformación es no lineal. Cuando se cargan materiales de acero dentro de la región plástica, se requiere un análisis no lineal para obtener resultados precisos.

Geometría no lineal. Son los modelos que están sujetos a deformaciones o esfuerzos relativamente grandes. En estos casos, la severa deformación del modelo tiene un impacto apreciable en las características geométricas del modelo.

Elementos no lineales. Los elementos no lineales son caracterizados por situaciones en las que el elemento será una función de otras variables especificadas. Un buen ejemplo es el elemento "gap", el cual es usado para modelar diferentes superficies en contacto (como se muestra en la figura 3-12, de un ejemplo mecánico).



El método de los elementos finitos (FEM) es un método residual y es general, porque puede ser aplicado al estado estable y al transitorio, problemas lineales y no lineales que involucran geometrías complicadas.

□ Análisis térmico

El análisis térmico comprende el estudio de transferencia de calor, ya sea el flujo en estado estable o transitorio, lineal o no lineal dependiendo de la capacidad del software. En general un programa para análisis de transferencia de calor puede calcular las temperaturas sobre los nodos, el flujo de calor a través de las caras de los elementos.



Fig. 3-14 análisis térmico

Sus aplicaciones más típicas aparecen en algunas industrias donde los efectos de las condiciones térmicas son críticos, por ejemplo, en la contracción y expansión debido a efectos térmicos, también en el estudio del efecto de la fricción entre partes de maquinaria y para determinar esfuerzos por temperatura. En la figura 3-14 se muestra un ejemplo típico de éste tipo de análisis.

□ Otros tipos de análisis

Otras aplicaciones típicas del análisis por el método de los elementos finitos abarcan áreas como:

- Análisis de vibraciones usado en la industria del transporte y la aeroespacial para análisis de alas y sistemas de suspensión.



- Análisis de esfuerzos y deformaciones con materiales compuestos usado en muchas industrias, donde los Ingenieros están incorporando materiales compuestos en sus diseños para incrementar la resistencia y reducir el peso. Esto incluye partes de avión, paneles de la carrocería de automóviles y productos de consumo como carcasas para herramientas eléctricas.
- Análisis electrostático, en el cual está disponible el análisis de corriente y voltaje, campos electromagnéticos y disponible para materiales isotrópicos y ortotrópicos. Es usado en el análisis de conducción y propiedades dieléctricas, análisis de propiedades de corrosión y análisis de conducción o aislamiento de electricidad.

Y hay un sinnúmero de aplicaciones como propiedades de masa (peso, volumen, centro de gravedad y momentos de inercia), frecuencias naturales tanto en materiales homogéneos como en materiales compuestos, etc., y todos ellos están disponibles (de acuerdo al sistema que se tenga) con modeladores en dos o tres dimensiones, en superficies o como elementos sólidos.

□ Técnicas gráficas para el postproceso

Por postproceso se entiende la utilización de técnicas que permiten el análisis e interpretación de los resultados obtenidos mediante un sistema de diseño por computadora. Por tanto, el término postproceso, es utilizado para designar tareas diversas que a menudo constituyen el enlace entre las etapas de diseño y de fabricación asistidas por computadora.

• Postproceso gráfico

Las técnicas gráficas empleadas en el postproceso son básicamente de tres tipos:

- a) Obtención de contornos de nivel que facilitan el estudio de la distribución de tensiones, deformaciones, temperaturas, etc. (ver figura 3-15).

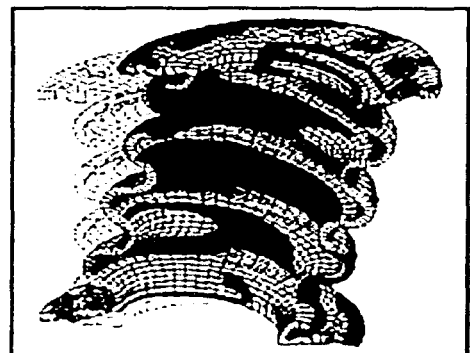


Fig. 3-15 Representación gráfica de un análisis de material compuesto.

Los contornos de nivel, son usados en el postproceso de un análisis por elementos finitos, y nos permite conocer de manera gráfica cómo es la distribución de esfuerzos en una pieza, estas gráficas son generalmente bandas de diferentes colores, lo cual nos permite examinar los diferentes valores de tensión dentro de la pieza estudiada.

- b) Cálculo de secciones para el estudio del comportamiento de una pieza o para la elaboración de planos. Es muy usado en la etapa de elaboración de los documentos impresos, tales como planos de fabricación o simplemente en la preparación de bocetos (ver figura 3-15).
- c) Técnicas de visualización que permiten entender el resultado del diseño ofreciendo diversos tipos de presentación bidimensional y tridimensional.

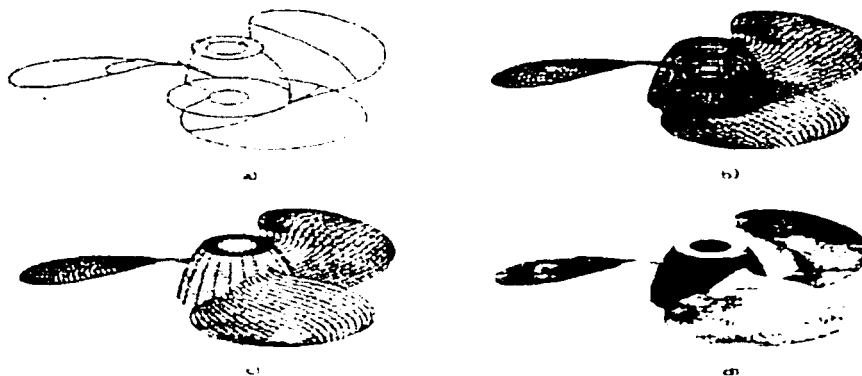


Fig. 3-16 Diversas técnicas de visualización, a) modelo de alambre, b) modelo de superficie, c) eliminación de líneas ocultas y d) asignación de sombras a superficie.

Se pueden dividir en dos grupos:

1. Herramientas que presentan al usuario una visión lo más realista posible del aspecto (transformaciones geométricas, eliminación de las partes ocultas, asignación de color y de textura superficial, etc.), composición (despiece) y comportamiento (simulación de movimientos) del objeto diseñado (ver figura 3-16).



2. Generación de documentos gráficos para su fabricación (planos).

Las técnicas gráficas que aparecen en algún tipo de postproceso facilitan el análisis e interpretación de resultados del diseño, pero una vez pasando la parte de diseño, se debe tener la capacidad para generar la suficiente información gráfica-planos para la fabricación del producto. Sin esta información no se podría llegar a la fase de fabricación y el proceso de diseño quedaría incompleto.

3.4 Técnicas para la elaboración de prototipos

La fase del prototipo

En numerosas compañías, la fase de prototipo es particularmente inefectiva, por cuanto se crean productos muy costosos y se aprende poco. Los prototipos solamente pueden ser una prueba para la primera producción. Esto significa que el funcionamiento, aspecto y rendimiento del producto se pueden verificar. Igualmente, los procesos de manufactura e instalación de herramientas también se pueden ensayar.

La función de prototipos completos como bases de contabilidad, sólo puede ser a largo plazo. A corto plazo, solamente se encontrarán errores serios que se deben haber aislado mediante técnicas de evaluación del diseño.

No obstante, los prototipos tienen un papel esencial en la prueba de confiabilidad a largo plazo. Esto es verdad sólo cuando se planean y manejan adecuadamente.

Los principales criterios para la evaluación de los prototipos son:

- Realismo.
- Pruebas representativas en las modalidades más vulnerables.



MODELADO, ANÁLISIS Y SIMULACIÓN POR COMPUTADORA

- Experiencia con los ejemplos más utilizados de los clientes.
- Diseño experimental apropiado.
- Supervisión adecuada y registro de resultados.
- Retroalimentación para el diseño tanto en el apoyo del producto como en productos nuevos relacionados.
- Comparación con datos de apoyo de producto.

Existen diversas formas de construir prototipos que van desde la manufactura real del objeto diseñado, es decir, empleando exactamente los mismos procesos de manufactura que se utilizarían para la producción en serie, hasta la elaboración de prototipos mediante otros procesos o con materiales diferentes a los especificados y que pueden ser utilizados para ensayar únicamente formas, dimensiones y estética, o por ejemplo para ser utilizados por el departamento de mercadotecnia para promover su venta antes de que el producto terminando esté disponible.

Dentro de las técnicas asistidas por computadora podemos mencionar las de maquinado con control numérico que pueden ser tornos, fresadoras, cortadoras láser, etc., y que pueden fabricar el prototipo empleando las técnicas CAD/CAM, aunque no necesariamente son los procesos de manufactura empleados para su producción en serie, y que son utilizados para la verificación de la forma o de algún detalle que se desee conocer del producto.

Otra técnica es la **ESTEREOLITOGRAFIA**, cuya base es el modelado en un sistema de CAD. El procedimiento de estereolitografía es una innovación tecnológica (se introdujo en 1988) que permite construir prototipos tridimensionales directamente de la información de un sistema de CAD en poco tiempo y de manera automática (ver figura 3-17). A esta técnica se le conoce como prototipos rápidos. La estereolitografía combina la tecnología de computación, de rayo láser, de barrido óptico y fotoquímica al aprovechar los foto polímeros que cambian de estado líquido a sólido al ser expuestos a luz ultravioleta. El rayo láser dibuja un corte transversal delgado del objeto sobre la superficie del contenedor con foto polímero líquido, endureciendo dicha sustancia selectivamente. Luego, un elevador baja la pieza que se está formando, cubriendo



CAPÍTULO

4

Diseño de una estructura tubular mediante CAD y CAE

En este capítulo, se desarrolla la parte fundamental del trabajo de tesis, donde se realiza la aplicación de los métodos y técnicas expuestas en los capítulos anteriores.

Como primer punto, se da una breve introducción de lo que es la SAE, qué es SAE Mini-Baja y la misión de Mini-Baja UNAM. Posteriormente se inicia el desarrollo del trabajo de tesis, aplicando el proceso de diseño, que implica la búsqueda de información, posibles soluciones, análisis de las mismas, evaluación, presentación de un prototipo y resultados.

Proyecto SAE Mini-Baja.

¿Qué es SAE?

La Sociedad de Ingenieros Automotrices, " la SAE," (por sus siglas en inglés Society of Automotive Engineers), es el organismo que se encarga de publicar y difundir los avances tecnológicos, dentro del ramo automotriz, aeroespacial y robótica entre otros. Además es un organismo preocupado por la vinculación entre la empresa y universidad, ya que una de las funciones que viene realizando desde su fundación es: La de promover eventos inter universitarios, con la finalidad de darle la oportunidad a grupos estudiantiles de participar en competencias de innovación, creatividad, de grandes retos, logrando así impulsar el desarrollo



tecnológico entre universitarios, preparar a los mismos en las áreas del diseño automotriz, aviación y robótica. Con lo que, adquirirán una mejor formación universitaria que les brinde la oportunidad de pasar a formar parte de las grandes empresas.

Una de estas competencias inter universitarias es el evento denominado SAE Mini-Baja.

¿ Qué es SAE Mini-Baja.?

SAE Mini-Baja, es un evento que consiste en desarrollar el diseño y construcción de un vehículo tubular, para todo tipo de terreno a nivel intercolegial.

La primera competencia Mini-Baja, fue organizada por la South Carolina University en 1976, bajo la supervisión del Dr. J.F. Stevens. Desde entonces hasta ahora Mini-Baja ha crecido de una manera impresionante; en la actualidad este evento es patrocinado por la SAE International y la iniciativa privada. Dentro de este evento se organiza cada año un serial de tres competencias a lo largo del territorio de Estados Unidos, una en la zona Este, otra en el Medio-Oeste y una última en el Oeste. (ver tabla 4-A).

COMPETENCIA	FECHA	S E D E S
MINI-BAJA WEST	mes de abril	Universidad de Oklahoma, en USA. Universidad del Paso Texas en USA. Universidad Estatal de Arizona en USA. Universidad Estatal de Kansas en USA.
MINI-BAJA MIDWEST	mes de junio	Waukesha ó Milwaukee, en USA.
MINI-BAJA EAST	mes de mayo	Montreal ó Quebec, en Canadá, y Universidad de Floridad en USA.

Tabla 4-A. En esta tabla se muestra el serial del evento SAE Mini-Baja.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

El objetivo del evento es, poner a prueba a los equipos Mini-Baja de las universidades participantes, bajo las condiciones reales que deben enfrentar los proyectos que buscan un probable desarrollo. Los equipos deben encarar situaciones adversas reales, para sacar adelante sus diseños, además de competir con equipos que enfrentan situaciones similares.

Cada equipo compite, para que de manera ficticia un gran corporativo compre un vehículo prototipo, el cuál será producido en 4000 unidades al año, a un costo de 2500 dólares por unidad dentro del mercado de off-road amateur. Los equipos Mini-Baja, no solamente deben trabajar en el diseño, construcción, pruebas, promoción y manejo del vehículo, también se debe obtener el soporte financiero para poder enfrentar los gastos que conlleva el fabricar el prototipo, así como, participar propiamente en la competencia y asistir a ella a través de la consecución de patrocinios.

Los prototipos son vehículos tubulares monoplaza de cuatro llantas, de tipo off-road, éste debe ser un vehículo seguro de manejar, de fácil transportación, con un mantenimiento sencillo de realizar, así como, divertido. En pocas palabras debe ser un vehículo atractivo para su venta; el motor que impulsa estos prototipo estándar para todos los competidores, los motores son otorgados por la empresa Briggs & Stratton que entrega a cada vehículo competidor, un motor B&S 5.97 kw (8HP) para su impulso motriz.

SAE Mini-Baja, es una competencia muy atractiva debido a las circunstancias que la rodean, esta puede ser utilizada como laboratorio de pruebas; como sucede con las competencias profesionales de automovilismo, ya que la competencia consta en evaluar el diseño construido, evaluarlo en las condiciones más adversas, pudiendo ser de gran utilidad para probar resistencia y comportamiento de autopartes en esas condiciones. En estos prototipos se realizan innovaciones, lo cual, permite obtener una ventaja competitiva real entre los diferentes participantes, estas innovaciones y el empleo de los materiales más adecuados permiten la fabricación de un vehículo competitivo.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Dentro de las pruebas, a las que se enfrentan los prototipos tenemos:

- Seguridad y Diseño.
- Reporte de costos unitario y presupuesto de costos por 4000 unidades.
- Presentación de ventas.
- Prueba de maniobrabilidad.
- Prueba de aceleración: 45.72 m (50 yardas) de longitud a máxima velocidad.
- Prueba de potencia: Subir una cuesta de 45° contra reloj.
- Prueba de resistencia: Carrera enduro con una duración de 4 hrs.

SAE Mini-Baja es una competencia seria, cuenta con el patrocinio de SAE Internacional, General y Briggs & Stratton™ entre otros, es una competencia de gran trascendencia para las Universidades de Norteamérica.

Mini-Baja UNAM, es un proyecto que de acuerdo a las finalidades del programa, los estudiantes se han mostrado interesados en el desarrollo del mismo, ya que les brinda la oportunidad de aplicar sus conocimientos, adquirir experiencia y fortalecer su confianza en estos tipos de certámenes internacionales. La participación de la UNAM en el SAE Mini-Baja Internacional, se ha llevado a cabo desde 1990, desde entonces, se ha dado continuidad.

La competencia que se desarrolla dentro del proyecto Mini-Baja UNAM, es un evento atractivo al conjuntar las emociones y el interés de aprender aún más desde el punto de vista académico, ya que el desarrollo del diseño y fabricación del vehículo debe de ser realizado por los mismos alumnos y a su vez, este deberá ser vigilado por un asesor.

La Misión del proyecto Mini-Baja UNAM, es la conformación de equipos de trabajo con rendimiento óptimo productivo creado por y para los estudiantes aplicando conocimientos técnicos prácticos inmersos en un alto nivel de competencia académica, logrando conjuntamente, poner en alto el nombre de México, de la UNAM y de sus patrocinadores.



A continuación se da comienzo al desarrollo de la investigación, siguiendo los conceptos y metodología que se trato en los primeros capítulos.

4.1 Desarrollo de la Investigación

4.1.1 Identificación de la necesidad

Dentro del Proyecto Mini-Baja UNAM, se ha visto la necesidad de obtener un vehículo tubular monoplaza del tipo todo terreno, que sea ligero, veloz, resistente, seguro para el piloto, económico y fácil de construir. Con la finalidad de que sea competitivo dentro de las competencias SAE Mini-Baja, para esto, se busca satisfacer la necesidad a través de estudiar por sistemas el vehículo Mini-Baja, con la finalidad de profundizar más en su diseño.

Dentro de este trabajo de tesis, el sistema a estudiar es la estructura bajo el tema: **Diseño de una estructura tubular mediante CAD y CAE.**

Fundamentalmente el problema que se va a tratar, consiste en la aplicación de las técnicas CAD y CAE para hacer un diseño optimo, es decir, mejorar varios parámetros de diseño al mismo tiempo, tales como: peso, rigidez, dimensiones, geometría, materiales y costos entre otros. Lo deseable sería que cuando el diseño de un producto está terminado, éste sea un diseño optimo, pero muchas veces no es así, ya que el diseño se tiene que corregirse después de que el prototipo se aprobó y se ha visto que presenta algún tipo de falla. Para sistemas mecánicos complejos, es muy útil llevar a cabo el análisis de estos sistemas mediante el análisis de elementos finitos utilizando un software especial, que es una herramienta de la Ingeniería Asistida por Computadora (CAE por sus siglas en inglés).

Se han detectado principalmente dos grandes campos de aplicación del análisis por elementos finitos: como herramienta para el diseño mecánico y como herramienta para el análisis



de sistemas mecánicos existentes que se requieren estudiar o mejorar. En este trabajo de tesis, el enfoque está dirigido a la primera aplicación. Por otro lado, al referirnos que un diseño debe de ser óptimo, se enfatiza que será un diseño mecánicamente aceptable debido a que el término optimización puede ser tan extenso hasta profundizar en los temas de: producción, costos, venta etc. Áreas que incurrirían en una investigación más profunda, a tal extremo, que serían temas de tesis cada uno de ellos.

4.1.2. Definición del problema

Como segundo paso se deberá en listar parámetros, características, normas etc. que contribuyan a la definición del problema. Para esto, se cuenta con los siguientes elementos:

- a) *Un reglamento proporcionado por la SAE (ver apéndice A). El cual contiene algunos de los siguientes lineamientos:*

La estructura queda restringida en gran parte por el reglamento SAE Mini-Baja, que se enfoca a cubrir principalmente aspectos de, material, dimensiones y seguridad, como se mencionan a continuación.

- La estructura, deberá ser construida de tubería de acero con un contenido mínimo de carbono de 0.18%, la cual deberá tener un diámetro exterior mínimo de 2.54 cm (1 pulg.) y un espesor de 2.108 mm (0.083 pulg.). Si se opta por otra geometría y otro material para la estructura, éste deberá cumplir que el producto del módulo de elasticidad del material elegido E , multiplicado por el momento de inercia I de su sección, sea equivalente o mayor al producto $E \cdot I$ del acero recomendado.
- Máximas dimensiones del vehículo: longitud 243.84 cm (96 pulg.), altura 180 cm (70.8) y anchura total 152.4 cm (60 pulg.) incluyendo llantas.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

- El propósito de la cabina, es prevenir al conductor contra un posible aplastamiento en caso de volcadura, por lo que, se debe de tener un mínimo de cuatro puntos sobre la cabeza del piloto; estando estos puntos acoplados a la estructura principal (figura 4-1 a) y estos deben de estar a 104 cm (41 pulg.) verticalmente desde la superficie del asiento hasta la parte baja del tubo superior (vea figura 4-1 c) y debe de mantenerse un mínimo de claro entre el casco del piloto y la parte baja del tubo superior, a una altura de 127 mm (5 pulg.).
- El diseño de la estructura incorpora protecciones laterales en el área de la cabina. La cual, consiste en una estructura continua (barandal) que se extiende de 20 a 38 cm (8 a 15 pulg.) sobre la superficie del asiento y deberá rodear la longitud total de la cabina; por otro lado, todas las esquinas interiores y protuberancias deberán ser eliminadas.
- Es indispensable instalar una pared contra fuego entre la cabina y el compartimiento del motor y del tanque de combustible. Esta pared contra fuego deberá ser de metal cuando menos de 0.508 mm (0.020 pulg.) de espesor.
- A la cabina del conductor, deberá instalársele un piso a todo lo largo para protegerlo contra cualquier contacto de la carretera. El metal expandido (malla) no esta permitido para el piso.
- El tanque de combustible, deberá estar localizado dentro de la estructura de tal manera que sea protegido contra impactos. Los soportes del tanque deberán estar diseñados para resistir fuertes sacudidas (figura 4-1 b, página 79).
- La salida del vehículo, deberá estar diseñada para facilitar al piloto el escape en caso de emergencia, además deberá contar con una buena posición del asiento, así como, la posición ergonómica de los cinturones (ver figura 4-1 d, página 79).

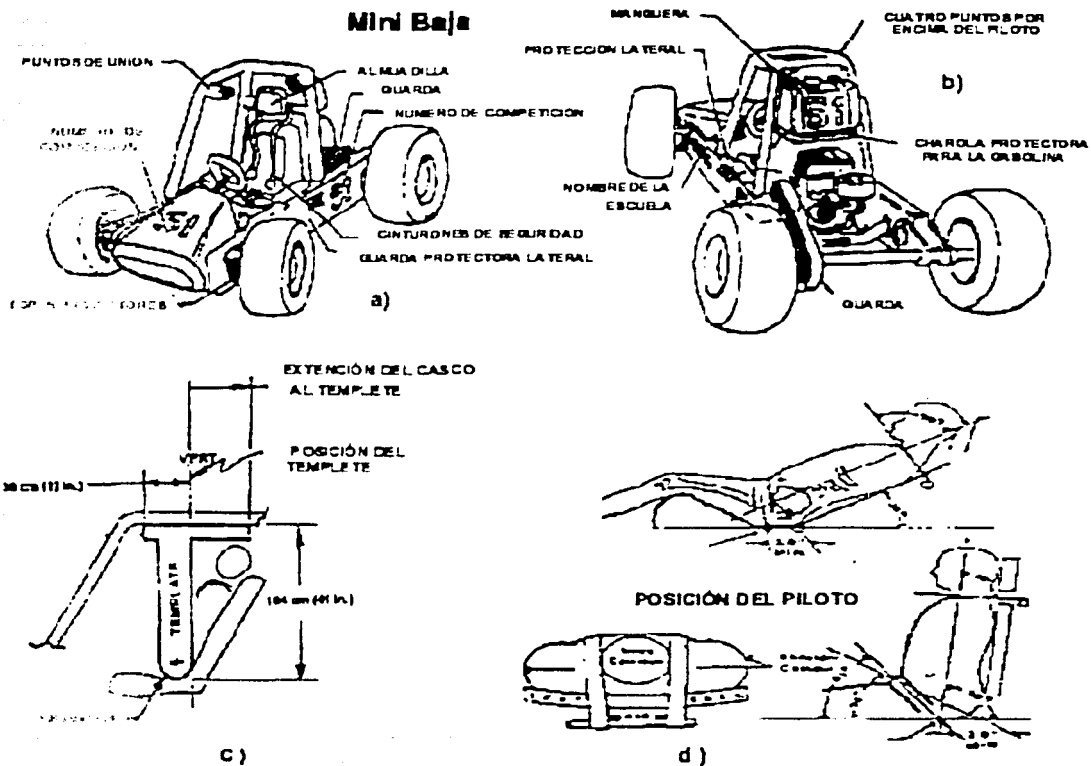


Fig. 4-1. a) seguridad frontal, b) seguridad posterior, c) distancia del asiento a los cuatro puntos superiores de la estructura, d) posición ergonómica de los cinturones.

b) Especificaciones de diseño según reglamento SAE Mini-Baja West

- El vehículo debe de ser del tipo recreativo monoplaza, con cuatro ruedas como requisito mínimo.
- Deben contar con un motor de marca Briggs and Stratton modelo 190400 de 4 tiempos y 8 hp. de potencia a 3600 r.p.m., enfriado por aire y regulado a 4000 r.p.m. como velocidad máxima.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA



- Deberá ser capaz de aprovechar al máximo la potencia del motor, para vencer pendientes pronunciadas de tierra no mayor a 45°.
- El vehículo deberá ser maniobrable sobre terreno irregular incluyendo rocas, arena, lodo, etc.
- Debe ser adecuado para acomodar un adulto con una estatura promedio de 190.5 cm (6 pies 3 pulg.) con un peso de 113.4 kg. (250 lb).
- Que brinde plena seguridad al piloto contra posibles accidentes y que sea resistente al maltrato del camino.
- Facilidad de construcción, utilizando piezas comerciales, así como utilizar el mínimo número de procesos en el caso de fabricar algunas piezas.
- Comodidad en la cabina utilizando medidas ergonómicas.
- Facilidad para desensamblar en mecanismos que puedan requerir mantenimiento o reparación, utilizando métodos de unión no permanentes así como espacio suficiente para maniobrar.

c) *Especificaciones técnicas deseadas por el diseñador del vehículo Mini-Baja UNAM 1999*

Distancia entre ejes	1.50	m	(59 pulg.)
Anchura total	1.40	m	(55 pulg.)
Altura del suelo al piso	0.23	m	(9 pulg.)
Altura total	1.10	m	(43 pulg.)
Longitud total	2.07	m	(81.5 pulg.)
Masa	200	Kg	(440 lbs.)



Estructura	Acero AISI 1018
Llantas traseras	Dumlop Fast tracc 21x7x10
Ruedas traseras	Aluminio 5x10
Llantas delanteras	Dumlop Fast tracc 21x7x10
Ruedas delanteras	Aluminio 10x5
Amortiguadores traseros	Kony ajustables
Amortiguadores delanteros	Kony ajustables
Transmisión híbrida	C.V.T. y reductor
Frenos traseros	Un sólo disco
Dirección	Piñón cremallera
Mecanismo suspensión trasera	Horquilla simple " A "
Mecanismo suspensión delantera	Horquilla doble " A "
Velocidad máxima en plano	60 km/hr
Velocidad en pendiente máxima (45°)	10 km/hr

Estos son algunos de los elementos en los que nos apoyaremos para diseñar la estructura, también nos basaremos en los conceptos, estándares y recomendaciones que se mencionaron en el capítulo 2.

4.1.3 Recopilación de Información

La Información obtenida para desarrollar el trabajo, se ha recopilado de un reglamento base proporcionado por la SAE INTERNACIONAL, se consultaron catálogos de fabricantes nacionales de tubería, revistas de diseño, bibliografía de construcción de vehículos, tesis anteriores del proyecto SAE Mini-Baja, información experimental de vehículos Mini-Baja realizados durante los últimos 5 años, así como, se a hecho uso de la red mundial " WEB " entre otras (ver referencias al final en bibliografía).

4.1.4 Conceptualización y síntesis

Para esta etapa de conceptualización, se muestran los diferentes sistemas, componentes y mecanismos que en síntesis conforman el vehículo Mini-Baja. (ver figura 4-2) y cuyo conjunto satisfacen la necesidad del producto final. Como puede observarse, el motor, transmisión, suspensiones, frenos y dirección, son alojados en una estructura que les permitirá realizar su función y en conjunto darle movimiento al vehículo, mientras que la carrocería le proporcionará, estabilidad, apariencia y protección tanto al vehículo como al conductor, con lo que concluimos que, la estructura es el sistema más importante del vehículo, ya que integra y da seguridad al conductor.

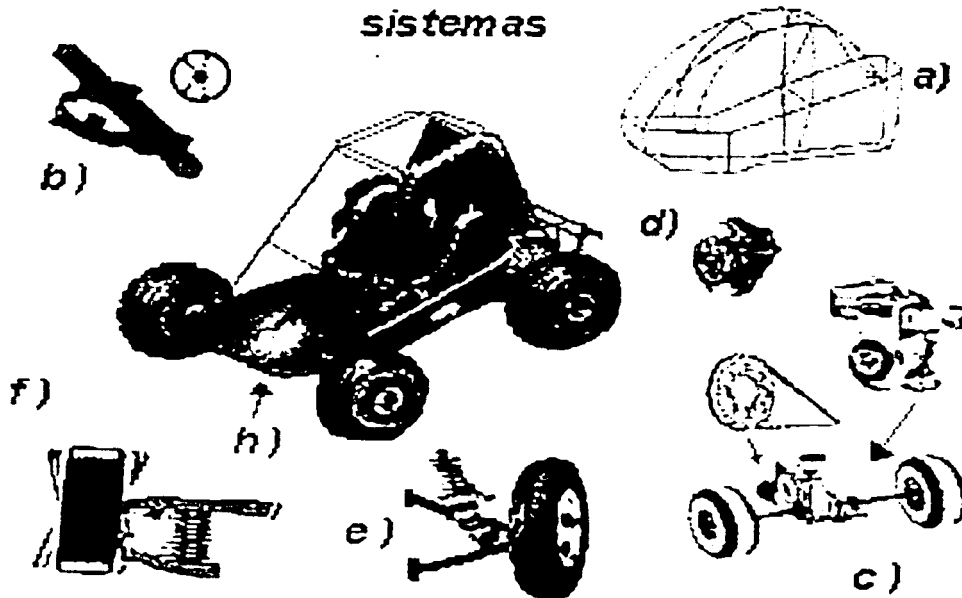


Fig. 4-2 Sistemas que componen el vehículo mini-baja a) Estructura, b) dirección, c) Tren motriz (motor y transmisión), d) frenos, e) suspensión trasera, f) suspensión delantera y h) carrocería.



Como se había mencionado anteriormente, en este trabajo de tesis, sólo se analizará el sistema de estructura, ya que su estudio nos permitirá analizar más a fondo su comportamiento frente a situaciones adversas tanto estáticas como dinámicas. Para esto, a continuación se proponen diferentes conceptos de las posibles geometrías que tendría un vehículo mini-baja como la posible solución al problema planteado.

□ *Propuestas de configuración geométrica de la estructura tubular para un mini-baja*

El sistema de estructura en síntesis, está compuesto de una estructura principal unida por travesaños y soportes para los diferentes sistemas que componen el vehículo, la forma geométrica y la apariencia, son factores fundamentales en la propuesta inicial, para esto, como primer paso se procede a evaluar con una matriz de decisiones (tabla 4-B) las características de los diferentes sistemas de estructura existentes (expuestos en el capítulo 2) con la finalidad de obtener la estructura adecuada, con las mejores ventajas para un uso de vehículo todo terreno; posteriormente se realizará una segunda matriz de decisiones, en la cual se evaluarán más a fondo la geometría, peso, construcción, seguridad, rigidez, estética, etc. que puedan favorecer la optimización del diseño deseado.

MATRIZ DE DECISIONES

CARACTERÍSTICAS A EVALUAR (Factor de peso X % de efectividad)	ESTRUCTURA INTEGRAL	ESTRUCTURAS SEMI-INTEGRAL	ESTRUCTURA DE CAJA
Alta Rigidez (EI)	0.3x90 % = 27	0.3x60 % = 18	0.3x40 % = 12
Ligereza	0.2x70 % = 14	0.2x50 % = 10	0.2x50 % = 10
Factibilidad de fabricación	0.15x70 % = 10	0.15x60 % = 09	0.15x40 % = 06
Facilidad para ensamblar los sistemas	0.15x80 % = 12	0.15x70 % = 10	0.15x70 % = 10
Bajo costo	0.1x90 % = 9	0.1x65 % = 06	0.1x40 % = 04
Configuración para un vehículo todo terreno	0.1x90 % = 9	0.1x85 % = 08	0.1x50 % = 05
% de efectividad total	81 %	61%	47%

Tabla 4.B. Matriz de decisiones de diferentes estructuras de vehículos.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Como se puede observar, de acuerdo a la matriz de decisiones (tabla 4-B) la estructura integral nos proporciona mejores resultados en comparación con la estructura semi-integral y la de caja, este resultado se obtiene de la suma del producto de un factor de peso, por un porcentaje de efectividad del sistema, proceso o característica, los cuales, están sustentados por una serie de datos estadísticos de experimentos hechos durante más de 5 años, artículos del tema, así como un criterio del diseñador de acuerdo a su experiencia en este campo.

Como segundo paso: se deberá trabajar sobre algunos bosquejos de los vehículos que puedan aproximarnos a la posible solución del problema. A continuación, se proponen las posibles propuestas del vehículo mini-baja.

Como primera propuesta, se presenta el vehículo llamado cóndor (figura 4-3) con una carrocería de fibra de vidrio en forma de bólido y hecha de una sola pieza, permitiendo mayor rigidez. Respeto a sus desventajas que se observan, se encuentra: una carrocería compleja de fabricar, ya que se aplica la fibra sobre el mismo vehículo, demasiado tiempo invertido en la carrocería, además el espesor de la fibra es muy grueso, lo que le sumara peso a la estructura. En cuanto a la estructura su forma parece ofrecer una gran protección al conductor, ya que se observa gran robustez y grandes espacios.

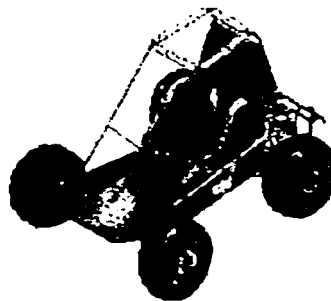


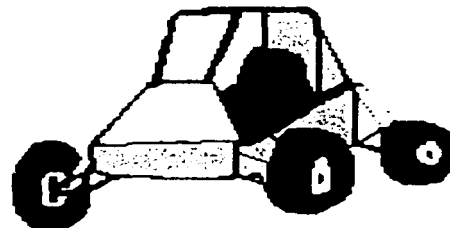
Fig. 4-3. Bosquejo de la primera propuesta realizada en 1995, cabe mencionar que se inicia la etapa de investigación de estructuras y geometrías en este año.

La segunda propuesta (figura 4-4, página 89) se observa más compacta, su apariencia mejora con respecto a la primera propuesta, ya que los espacios innecesarios se reducen, además se observa más estable por la aparente proporción de sus dimensiones.



En cuanto a la carrocería las piezas son desmontables, lo que permitirá cambiar algunas partes de ésta cuando sea necesario.

Fig. 4-4 segunda propuesta, realizada en 1997, se logra consolidar experiencia para aplicarla a las futuras estructuras.



Tercera propuesta, en ésta, se muestran dibujos a mano alzada de la estructura (ver figura 4-5 a) donde se puede observar que se requerirá demasiado tubular para reforzar; por otro lado, se observa que la apariencia es atractiva (como lo muestra las vistas de la figura 4-5 b) ya que se adecua a un carro deportivo de pista, por tanto para obtener esta geometría es necesario sacrificar altura y habrá que alargar el vehículo, pero no cumpliría con la altura requerida por el



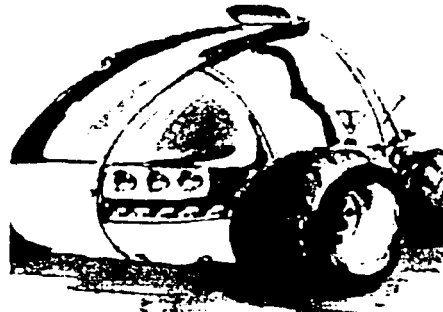
Fig. 4-5. a) Dibujos a mano alzada, b) concepto deportivo

reglamento de SAE Mini-Baja West . Por otro lado, habrá que estudiarla más afondo para ver las ventajas que ofrecería esta posible solución al problema planteado.

Ésta y la siguiente propuesta, fueron realizadas por integrantes del equipo mini-baja UNAM 1998 – 2000. Estos conceptos nos han llevado a integrar la parte mecánica con la estética del vehículo, logrando así, mejores vehículos mini-bajas, ya que las formas presentadas en la propuesta 3 y 4 han dado un concepto más deportivo en este tipo de vehículos.

DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

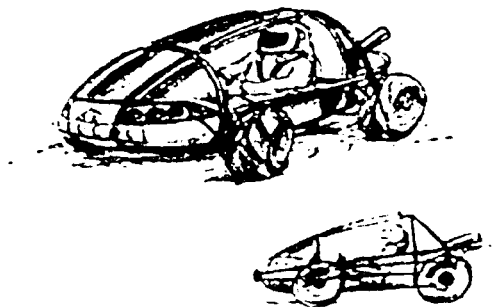
OLLIN 1999. Un concepto innovador a base de curvas (ver figura 4-6) ésta propuesta permitirá dar mayor protección al conductor en caso de una volcadura. Ésta cuarta propuesta, nos proporciona un concepto muy diferente a las propuestas anteriores, ya que su apariencia lo hace resaltar, además, se espera mejorar la estabilidad y con su forma oval, se pretende incrementar la resistencia a la rigidez y mejorar la distribución de esfuerzos.



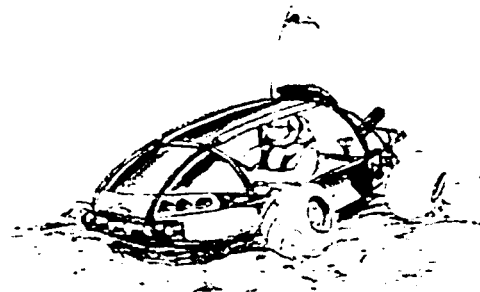
a)

En cuanto a la carrocería, ésta nos permitirá resaltar el vehículo, ya que se le integraran acrílicos tanto al frente como en los laterales.

Fig. 4-6 a) Propuesta original del ollin. En este dibujo se observa como nace la idea del vehículo que nos proporcionará buenos resultados en cuanto a la estructura.



b)



c)

Fig. 4-6 b) Dibujos a mano alzada, los cuales muestran vistas generales del vehículo ollin; para esto, la representación del piloto en el dibujo permite observar su ergonomía.

Fig. 4-6 c) Esta vista lateral, muestra la ergonomía de la cabina para el piloto, con la finalidad de observar la comodidad de los pedales, volante y la visibilidad que tendrá el piloto



Se han generado cuatro posibles alternativas, utilizando el concepto de estructura integral: enseguida se evaluarán a través de un análisis más detallado para determinar su posible optimización y solución al problema planteado.

4.1.5 Análisis y optimización

Se llega a la etapa donde se realiza una serie de cálculos analíticos, análisis mediante matrices de decisión y modelado con elemento finito, todo esto, con la finalidad de optimizar el o los diseños propuestos. Por lo que, será una etapa de proceso de iteración, ya que si no hay resultados satisfactorios, tendremos que regresar a estudiar otras posibles geometrías, elementos estructurales, materiales, dimensiones etc. y realizar nuevamente el análisis hasta lograr los requerimientos fijados. Así es como, el proceso de diseño se va construyendo.

Después de haber obtenido una serie de propuestas en papel, las cuales al parecer cumplen con la mayoría de los requerimientos que se han señalado, el siguiente paso es la selección del material y modelar la estructura con una herramienta CAD; enseguida se procede a realizar un análisis de fuerzas con la ayuda de cálculos básicos, los cuales nos proporcionarán datos valiosos para que posteriormente sean introducidos en el análisis de elemento finito, por último, se evaluarán los resultados y se rendirá un informe final.

4.1.5.1 Selección del material

Al diseñar la estructura, uno de los factores más importantes que se debe tener en cuenta, es la rigidez mínima aceptable (EI). Esta característica está establecida en el reglamento y su finalidad es la de proteger al conductor en caso de una volcadura. La selección del material puede ser variada en cuanto a materiales y geometrías, siempre y cuando se apege a la rigidez indicada por norma.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Con la finalidad de disminuir costos, tener una factibilidad sobre la manufactura de la estructura, así como utilizar una geometría que nos proporcione una mejor distribución de esfuerzos, se propone trabajar con tubería de acero 1018. Por lo que, sólo se realizará una comparación del módulo de rigidez con respecto a dimensiones, esfuerzo de flexión y peso.

Para esto, se obtendrá el módulo de rigidez requerido para una tubería de acero con un contenido mínimo de carbono de 0.18 %, un diámetro exterior de 25.4 mm (1 pulgada) y un espesor de pared de 2.10 mm (0.083 pulgada) material indicado por el reglamento de la SAE Mini-Baja West.

La regla del producto $E \cdot I$ dice:

Producto mínimo aceptable

$$E \cdot I = 200 \text{ [GPa]} \times 10.516 \text{ e}^{-9} \text{ [m}^4\text{]} = 2103.2 \text{ [Nm}^2\text{]}$$

Donde:

Módulo de elasticidad para el acero $E = 200 \text{ [GPa]}$

Momento de inercia mínimo para una tubería de diámetro exterior de 25.4 mm y espesor de 2.10 mm.

$$I = \pi/4 (R^4 - r^4) \text{ [m}^4\text{]}.$$

$$I = \pi/4 (0.0127^4 - 0.0010^4) = 10.516 \text{ e}^{-9} \text{ [m}^4\text{]}.$$

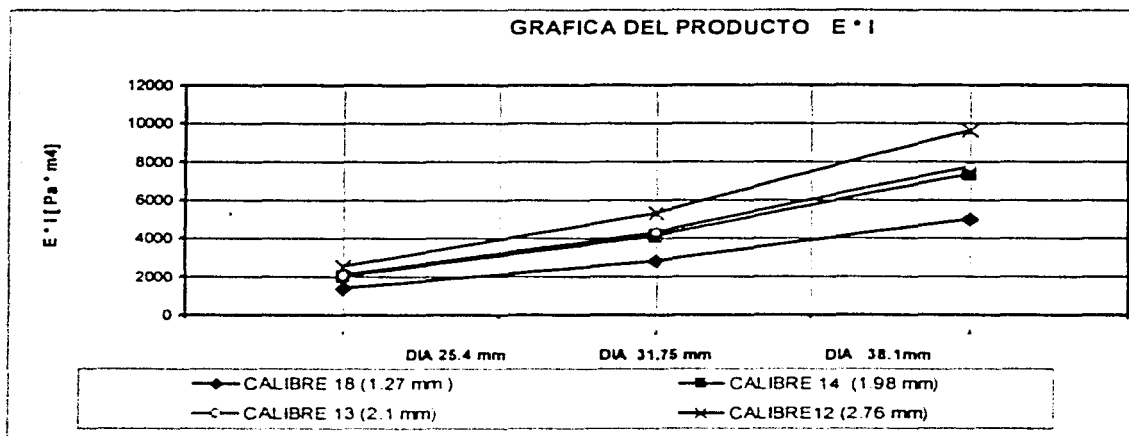
En las siguientes páginas se muestran 3 gráficas, donde se pueden apreciar algunas curvas útiles para el análisis de las dimensiones del material, con la finalidad de hacer una selección adecuada y poder realizar el análisis a detalle.

En la primera gráfica 4.1 página 88, se muestran las curvas de variación del producto (EI) módulo de elasticidad o módulo de Young (E) por el momento de inercia (I) para diferentes tuberías de material acero 1018 con diferentes diámetros y calibres, en donde lo que varía es la I de la tubería manteniendo el módulo de Young constante.



El valor mínimo aceptable es de 2103.2 [Nm²] (732.906.1 lb-pulgadas²) en la gráfica encontramos tres materiales con un diámetro exterior de 25.4 mm que cumplen con esta característica, por lo que se puede seleccionar cualquiera de los tres.

Este producto nos indica que si aumentamos el producto de inercia del material (esto se logra aumentando el diámetro o el espesor de la tubería) entonces dicho material podrá soportar cargas mayores, ya que tendrá mayor rigidez, como lo muestra la gráfica.



Gráfica 4.1 Gráfica del producto E I contra diámetro

En la segunda gráfica 4.2, se puede observar el esfuerzo que se presentaría en las diferentes tuberías al aplicar un momento flector de:

$$M = 258 \text{ [N-m] } (2283 \text{ lb-pulgadas}).$$

En el reglamento se indica que es necesario utilizar acero con un contenido mínimo de carbono de 0.18%. Con esta regla se nos indica el esfuerzo de cedencia o fluencia mínimo que el material deberá tener. Como se indican las dimensiones mínimas del material, entonces podemos calcular el momento flector que dicho material soportaría antes de deformarse plásticamente. Así podemos escoger un material adecuado a través de:



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Esfuerzo de flexión.

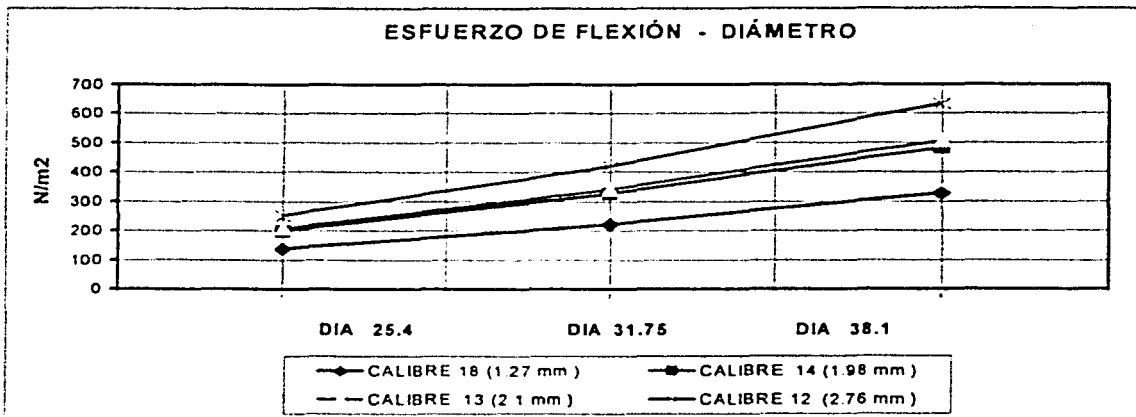
$$\sigma_y = M c / I \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

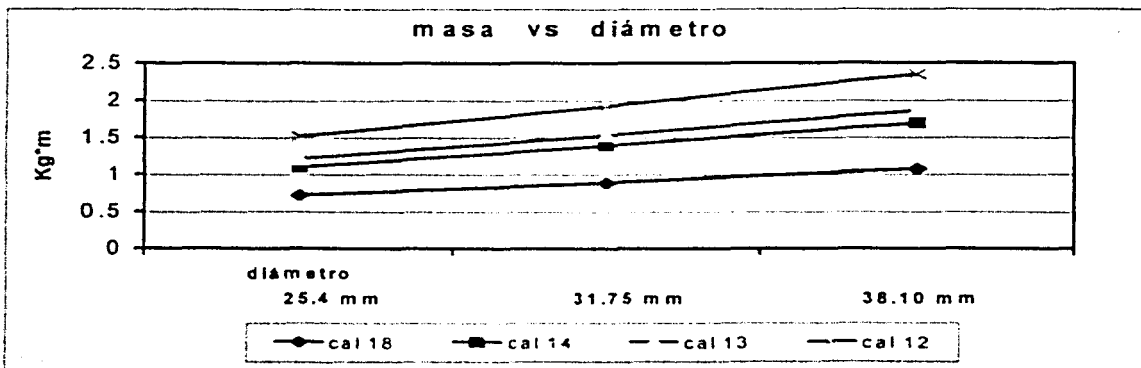
$$\sigma_y = 250 \text{ MPa}$$

$$I = 1.05 \text{ e}^{-8} \text{ m}$$

$$c = 0.0127 \text{ m}$$



Gráfica 4.2 Gráfica del esfuerzo de flexión contra diámetro



Gráfica 4.3 Gráfica de masa por metro contra diámetro.

Por último en la gráfica 4.3, se muestra el comportamiento de la masa por metro lineal para las diferentes tuberías analizadas, este factor es importante, ya que podemos disminuir peso



si se hace una buena elección del producto EI y el momento flector, con lo que también, se podría reducir costo de material.

Con la ayuda de estas gráficas, podremos seleccionar la tubería de acero más adecuada para el diseño propuesto, teniendo en cuenta, que lo que se busca es cumplir con el producto EI establecido, y mantener una mínima masa para mejorar la respuesta a la aceleración.

Analizando tres posibles alternativas, tenemos que: la primera de ellas es una tubería de diámetro de 25.4 mm (1 pulgada) y un espesor de 2.76 mm (0.109 pulgada) calibre 12, se observa que el producto EI de este material esta por encima de lo establecido, mientras que en relación a su masa, esta aumenta considerablemente. Una segunda alternativa, es la tubería de un diámetro exterior de 31.75 mm (1 ¼ pulgada.) y un espesor de 1.27 mm (0.05 pulgada.) calibre 18, este material ofrece mejores ventajas en cuanto a mayor rigidez, ya que al aumentar el diámetro el producto EI aumenta también, pero, por otro lado el área del material crece y esto podría incrementar la masa de la estructura, ya que aumenta el área de los soportes que fijan a los diferentes sistemas del vehículo. Como tercera alternativa, se tiene una buena relación entre el producto EI y la masa para la tubería de diámetro de 25.4 mm (1 pulgada) y un espesor de 2.1 mm (0.089 pulgada) calibre 13, también presenta una buena relación entre el diámetro/espesor, permitiendo trabajar con mayor facilidad los dobleces de la estructura, así mismo se ocuparía menos material de aporte en el proceso de unión por soldadura. Para lograr mantener el mínimo de masa del material, se deberá trabajar sobre el diseño geométrico de la estructura, esto con la finalidad de evitar espacios innecesarios que contribuyan a aumentar la masa.

Aunque siendo también las dos primeras propuestas viables, estas pueden tener desventajas en cuanto a costo por incremento de material utilizado, así mismo, el proceso de doblado de tubo se complicaría para el material de diámetro de 25.4 mm calibre 12, ya que al ser de un espesor muy grande, costaría más trabajo en realizar los dobleces, por el contrario, el material de diámetro de 31.75 mm calibre 18, al ser de un espesor delgado este podría lastimarse cuando se



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

estuviera doblando; otra desventaja que tendría este material, sería el incremento del material de aporte en el proceso de unión por soldadura eléctrica.

Por otro lado, ahora, se trabajará en el modelado de la estructura con la finalidad de optimizar la geometría, de tal forma que se logre obtener una optimización en cuanto, espacio, funcionalidad, factibilidad para su fabricación y mantener un bajo peso.

□ *Modelado geométrico de la estructura*

El modelado geométrico es la base de todo proceso de diseño, ya que a través de él, se inicia el proceso de análisis y optimización. Modelar la estructura con ayuda del diseño asistido por computadora (CAD) utilizando modelos de alambre en 3D (como los mostrados en las figuras 4-7, 4-8, 4-9 y 4-10) nos permite realizar geometrías sencillas y adecuadas para que posteriormente se analice con el método de elemento finito, ya que al ser muy simple su construcción y al no generar tantos elementos como los que se generarían en los modelos de superficie o sólido, se logra ahorrar tiempo de procesamiento dentro del análisis, además otra ventaja es que, nos permite obtener propiedades importantes del modelo como masa, momentos de inercia, centro de gravedad etc., sin realizar modelos muy complejos. Otras ventajas que se tienen con el apoyo del CAD son: disminución de los tiempos de modelado, es más productivo, ya que podemos generar cuantas vistas queramos y modificaciones, por lo que, se considera como una herramienta flexible dentro del proceso de diseño.

Enseguida se presentan las propuestas, de la estructura tubular, utilizando la herramienta CAD.

La figura 4-7 (página 93) presenta un modelo en alambre de la primera propuesta, en la cual, como se puede observar a simple vista, se requiere realizar varios dobleces en un espacio de tres dimensiones, lo que complica un poco su fabricación; pero dentro de sus ventajas tenemos



que, al tener un frente muy amplio esto evitará un posible daño al piloto en caso de impacto frontal, ya que la flexión que se pueda suscitar en las barras delanteras, se prevé amplia. Por otro lado, la altura en comparación con lo ancho del vehículo, no es proporcional lo que genera inestabilidad.

Dentro de sus características se tiene:

Material: acero 1018

Diámetro exterior = 25.4 mm, espesor = 2.1 mm

Centroide: X = 107.57 cm Y = 46.85 cm Z = -27.67 cm

Momentos de inercia: X = 1444.9 cm⁴ Y = 4849.4 cm⁴ Z = 5704.0 cm⁴

Volumen = 3949.2 cm³

Masa = 30.4 Kg

Metros lineales de tubo usado = 25.70 m

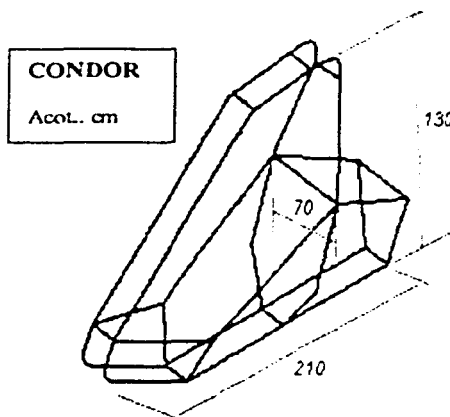


Fig. 4-7 Primera propuesta. vehículo llamado Cóndor.

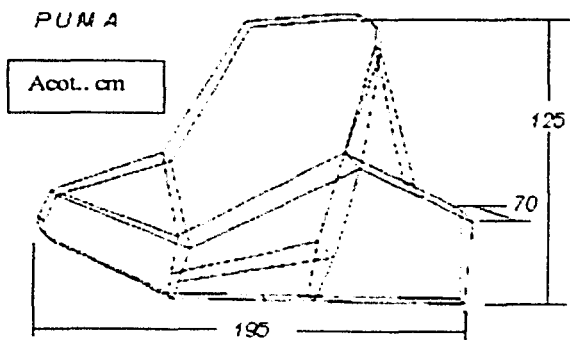


Fig. 4.8 Modelo en alambre de la segunda propuesta.

En la figura 4-8. se muestra la segunda propuesta. dentro de sus ventajas tenemos que al ser reforzada en la parte frontal, esta nos ayuda para que en un caso de impacto la flexión de estas barras repartan mejor los esfuerzos y los daños frontales se reduzcan. por otro lado, es 5 cm más bajo que la primera propuesta. se busca hacerlo más estable, se requiere realizar varios dobleces aún en el espacio de tres dimensiones, lo que complica un poco la fabricación.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Dentro de sus características se tiene:

Material: acero 1018

Diámetro exterior = 25.4 mm , espesor = 2.1 mm

Centroide: X = 106.59 cm Y = 47.667 cm Z = -27.691 cm

Momentos de inercia: X = 1400.7cm⁴ Y = 4.474.0 cm⁴ Z = 5318.4 cm⁴

Volumen = 3762.4 cm³

Masa = 28.96 Kg

Metros lineales de tubo usado = 24.49 m

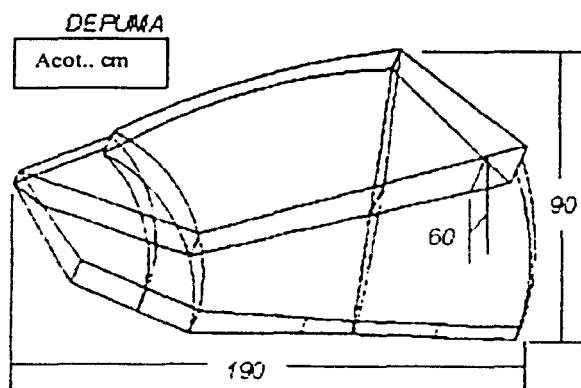


Fig. 4-9. Tercera propuesta, del vehículo llamado DEPUMA

La figura. 4-9 presenta el vehículo llamado DEPUMA, modelo en alambre de la tercera propuesta, la cual, como se puede observar a simple vista la geometría cambia bastante en comparación con la primera y segunda propuesta, esto con la finalidad de hacer un concepto más deportivo; pero se tiene el inconveniente de que se debe de reducir la altura demasiado, por lo que no cumpliría con la norma, otra desventaja es que se requiere realizar varios dobleces en un espacio de tres dimensiones y la parte delantera requiere demasiados refuerzos.



Dentro de sus características se tiene:

Material: acero 1018

Diámetro exterior = 25.4 mm, espesor = 2.1 mm

Centroide: X = -892.23 mm Y = 361.29 mm Z = 74.442 mm

Momentos de inercia: X = 5443.6 mm⁴ Y = 26944 mm⁴ Z = 31357 mm⁴

Volumen = 31569e² mm³

Masa = 24.30 Kg

Metros lineales de tubo usados = 20.54 m

(Fig. 4-10) Cuarta propuesta, vehículo llamado OLLIN, en este modelo se presenta un concepto a base de curvas, lo que cambia radicalmente los conceptos anteriores. Dentro de sus ventajas tenemos que la distribución de esfuerzos se mejora con las curvas, su construcción se simplifica al utilizar escantillones y las curvas lo hacen más atractivo.

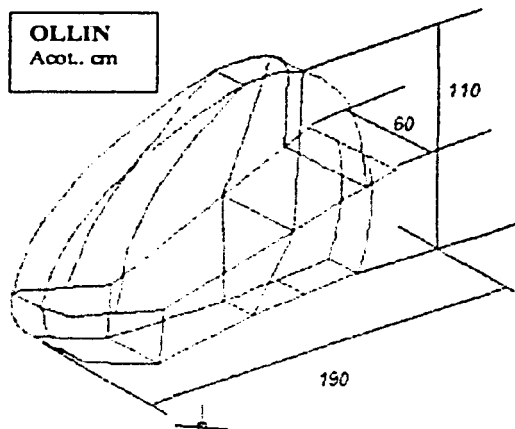


Fig. 4-10 Modelo en alambre del vehículo llamado Ollin.

Dentro de sus características se tiene:

Material: acero 1018

Diámetro exterior = 25.4mm, espesor = 2.1mm

Centroide: X = -920.88mm Y = 480.20 mm Z = 75.0 mm

Momentos de inercia: X = 9652.1 mm⁴ Y = 28831 mm⁴ Z = 37486 mm⁴

Volumen = 32242e² mm³

Masa = 24.82 Kg

Metros lineales de tubo = 20.70 m



Hasta el momento se ha realizado el modelo en alambre de las diferentes propuestas con un CAD. Como se puede observar a través de esta técnica, se han obtenido las propiedades geométricas que se analizaran posteriormente a través de una matriz de decisiones.

Por otro lado, se observa que el vehículo llamado Ollin, arroja mejores características que la propuesta 1 y 2, en cuanto a la tercera propuesta a pesar de ser buena, esta no cumple con la altura requerida por el reglamento pero esto no es motivo para descartarla, ya que puede ser modificada. Enseguida, se procederá a realizar otros tipos de análisis como: resistencia mecánica, facilidad de doblar el tubo, ensamblado, unión y costo entre otros, para proseguir con la optimización de las propuestas planteadas y seleccionar la más viable.

□ *Resistencia mecánica de la estructura*

Para llevar acabo un análisis del comportamiento de la estructura, es necesario saber bajo que condiciones de carga, fuerzas externas, velocidades, etc., opera el vehículo de tal modo que se pueda determinar con el análisis de elemento finito, que elementos de la estructura son las más críticas, y a los cuales se le deberá poner más atención. Estas condiciones se dividen en dos, unas que son generales (como se muestran en la tabla 4.C) y otras particulares.

Condición generales de operación	
Potencia del motor	5.75 W (8 Hp)
RPM del motor	3600
Peso vehicular	200 kg.
Peso del piloto	70 kg.
Velocidad máxima	60 km/hr.
Velocidad en pendiente a 45°	10 km/hr.
Material de la estructura tubular	acero 1018
Características de tubería	diámetro exterior 25.4 mm espesor de 2.1 mm.

Tabla 4.C. Condiciones generales de operación



Condiciones particulares de trabajo

En cuanto a las condiciones particulares, éstas se refieren a condiciones en diferentes situaciones como puede ser, un caso de análisis estático o dinámico. Enseguida, se presentan los dos casos de estudio que se consideran analizar.

Caso 1. Análisis estático. Situación en la cual, la estructura soporta un peso total de 630 Kg incluyendo peso vehicular y del piloto, repartido de la siguiente forma (ver figura 4-11) 70% del peso en la parte trasera y 30% en la parte delantera.

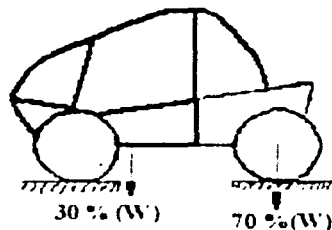


Fig. 4-11 Representación esquemática de distribución de peso.

Caso 2. Análisis dinámico en diferentes situaciones

a) **Impacto frontal contra otro vehículo en reposo (figura 4-12)**

Condiciones:

Masa de cada vehículo con piloto 270 Kg.

Velocidad de impacto para el vehículo con masa M_1 . $V_1 = 10$ m/s.

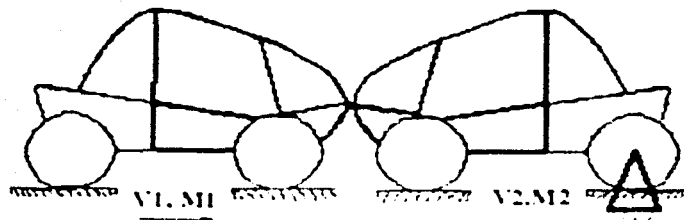


Fig. 4-12 Representación esquemática del impacto frontal de 2 vehículos.

DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

b) impacto lateral, provocado por una volcadura en una curva (figura 4-13)

Condiciones:

Masa de vehículo y piloto 270 Kg.

Velocidad de impacto 11.11 m/s.

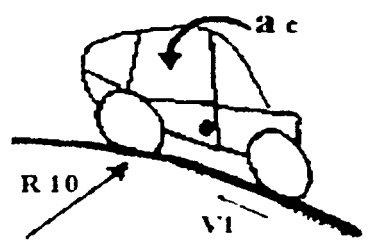


Fig. 4-13 Representación esquemática de la volcadura del vehículo.

c) Esfuerzo transmitido por la suspensión delantera, a la estructura

Condiciones:

Masa de vehículo y piloto 270 Kg.

Fuerza transmitida por la suspensión a la estructura, (figura 4-14).

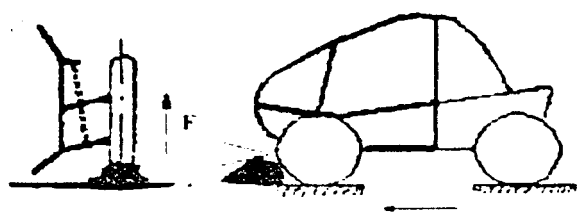


Fig. 4-14 Representación esquemática de la fuerza ejercida por la suspensión delantera.



Enseguida de fijar las condiciones de trabajo y la situación a que se enfrenta el vehículo, se procede a realizar el análisis de cada caso, para esto, con cálculos básicos se determinaran las fuerzas, reacciones, flexiones e impacto, con la finalidad de realizar una comparación del análisis analítico con el análisis de elemento finito y así, poder observar las ventajas que ofrece la técnica del análisis por elemento finito.

Sólo se realizará el análisis estático a la propuesta 1, se supondrá que la estructura toma una configuración triangular en el plano (como se observa en la figura 4-15 a, página 100) enseguida se aplica el método de estructuras simples, el cual consiste en dividir la estructura en elementos unidos por nodos, los cuales, forman triángulos para que posteriormente aplicando el triángulo de fuerzas se obtengan las fuerzas en los elementos, mientras que las magnitudes se obtienen de la proporción del triángulo, como se muestra a continuación.

Primero se obtiene el equilibrio de la estructura a través de la suma de momentos en el punto A (como se muestra en la figura 4-15 b, página 100) que muestra el diagrama de cuerpo libre.

Aplicando $\sum M_A = 0$ se tiene que:

$$1260(60) + 4410(110) - R_c(110) = 0$$

$$75600 + 485100 - R_c(110) = 0$$

$$R_c = -560700 / -110 = 5097 \text{ N}$$

aplicando: $\sum M_c = 0$ tenemos que:

$$1260(50) + 630(110) - R_A(110) = 0$$

$$63000 + 69300 - R_A(110) = 0$$

$$R_A = -132300 / -110 = 1200 \text{ N}$$

Donde:

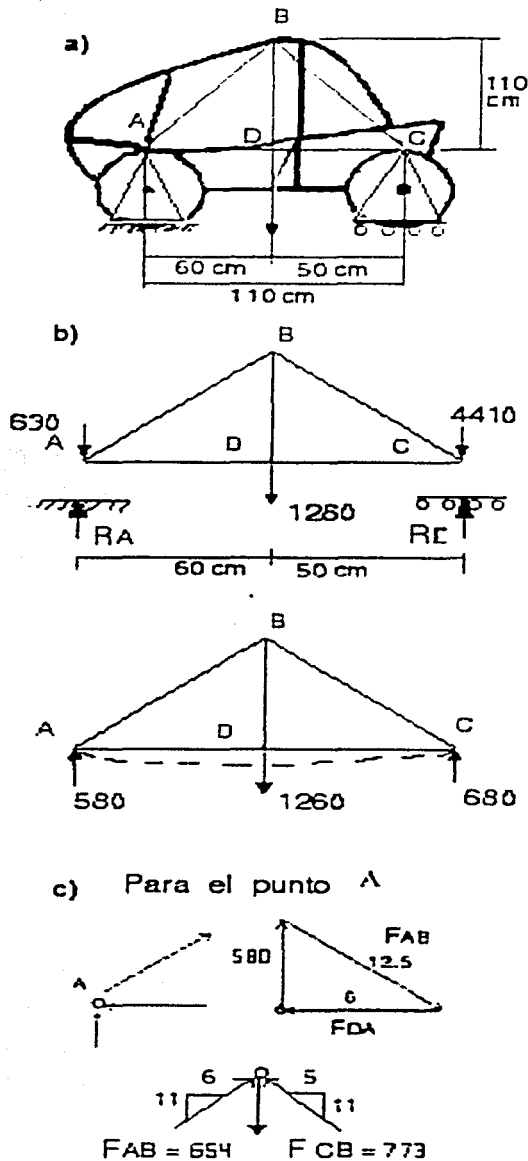
Masa total. 630 Kg. Distribuida como lo muestra el diagrama de cuerpo libre (figura 4-15 b).

Punto A = 6300 N.

Punto C = 4410 N.

Punto D = 1260 N.

Estas son las reacciones obtenidas con la sumatoria de momentos, por otro lado para la unión "A" (como se muestra en la figura 4-15 c, página 100) está sujeta sólo a dos fuerzas desconocidas que son las que ejercen los miembros F_{AB} y F_{DA} . Se usa un triángulo de fuerzas para determinar F_{AB} y F_{DA} , mientras que las magnitudes se obtienen de la proporción siguiente:



$$F_{AB} / 6 = F_{DA} / 12.5 = 580 / 11$$

Donde: $F_{AD} = 316 \text{ N}$ y $F_{AB} = 659 \text{ N}$

Aplicando el mismo procedimiento para el punto c tenemos que:

$$680 / 11 = F_{DC} / 5 = F_{CB} / 12.5$$

Donde $F_{DC} = 309 \text{ N}$, $F_{CB} = 773 \text{ N}$

Por otro lado, aplicando la $\sum F_y = 0$, en el nodo "B", se obtiene las diferentes fuerzas en cada uno de los elementos que componen la estructura

$$F_{BD} + (11/12.5) (659) + (11/12.5) (773) = 0$$

$$-F_{BD} + 579.9 + 680 = 0 \text{ N}$$

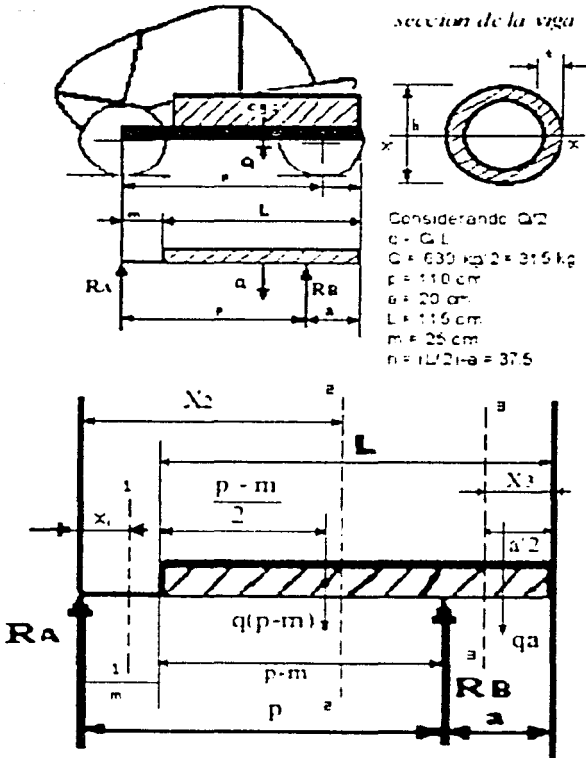
Donde: $F_{BD} = 1260 \text{ N}$

Se ha obtenido el equilibrio de la estructura con un simple método, simplificando los cálculos, se ha obtenido las fuerzas de los diferentes elementos, ahora al conocer el área del elemento se podrá calcular el esfuerzo axial producido en el elemento. Esto es un modelo idealizado en el plano, lo que hace más simple el cálculo, ya que es una forma aproximada de obtener el comportamiento de la estructura al aplicársele una carga estática.

Fig. 4-15. a) Diagrama de cuerpo libre sobre el vehículo, b) diagrama con sus apoyos, fuerzas que intervienen en el vehículo y distancias, c) triángulo de fuerzas, para obtener las fuerzas desconocidas en el nodo A y B.



DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



Por otro lado, se analiza la estructura con el método del cálculo del chasis, para esto se analiza suponiendo que el vehículo está compuesto por dos largueros principales que soportan una carga uniformemente repartida a lo largo de toda la longitud del vehículo (como se observa en la figura 4-16). Primero se calcula la fatiga a la flexión de los largueros, por lo que, hay que darle un margen de seguridad con objeto de que pueda resistir las cargas dinámicas que se originan por irregularidad del camino: como norma general se adopta un coeficiente de seguridad de 3, aunque en circunstancias especiales puede adoptarse otro mayor que éste. Se sabe que, por resistencia de materiales la fatiga viene dada por :

Fig. 4-16. Diagrama de aplicación de fuerzas

Ec. 4.

$$K_f = (M * z) / I = M / (I / z) = M / W$$

Donde:

K_f = resistencia a la fatiga

M = momento flector máximo.

I = momento de inercia de la sección más peligrosa, o sea la correspondiente al momento flector máximo.

Z = distancia del eje de simetría \rightarrow x de la sección más peligrosa.

z = h / 2

W = I / z momento resistente.

Para esto, hay que calcular el momento flector máximo, una vez conocido este, habrá que escoger el perfil adecuado de modo que el coeficiente de trabajo o fatiga resultante sea admisible.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Utilizando el diagrama de fuerzas cortantes y momento flector se obtiene que:

$$M''_2 = - 5400 \text{ Ncm} = 54 \text{ Nm}$$

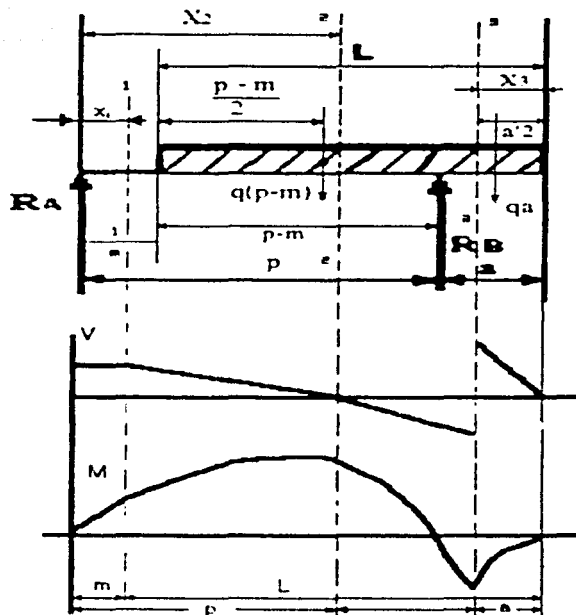


Fig. 4-17. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector que se produce por la carga aplicada.

Ahora podemos calcular la resistencia a la fatiga como sigue:

$$K_f = M / W$$

Donde: $W = I / z = 1.05e^{-8} \text{ m}^4 / 0.0127 \text{ m} = 8.26e^{-7}$

$I = 1.05e^{-8} \text{ m}^4$ para un tubo de diámetro de 25.4 mm y espesor de 2.1 mm

$z = r = 25.4 / 2 = 12.7 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$

Pero como son dos vigas y utilizando un factor de seguridad de 3 tenemos que:



$$K_r = 3 M / 2 W = 3 (54 \text{ Nm}) / 2 (8.26e^{-7} \text{ m}^3) = 98062953 \text{ N} / \text{m}^2$$

$$K_r = 98 \text{ MPa}$$

Este será el coeficiente de carga dinámica con el que trabajarán los largueros. Por otro lado, este coeficiente es admisible ya que es menor al obtenido de tablas como se muestra enseguida.

El material recomendado es un acero 1018, teniendo un coeficiente de ruptura mínimo de 350 N/mm^2 y tomando como norma general un coeficiente de seguridad de 3, se puede admitir un coeficiente de trabajo de :

$$K_r = 350 / 3 = 116 \text{ N} / \text{mm}^2 = 116 \text{ MPa}$$

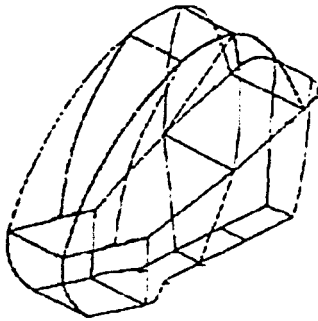
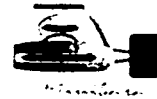
* El desarrollo del cálculo se encuentra en apéndice B.

Ahora preguntémonos ¿cómo podríamos analizar una estructura compleja modelada en el espacio, sin idealizarla a una estructura triangular, o a simples largueros con carga uniforme? Bueno, para esto, hoy en día existen computadoras que simplifican los cálculos y programas que realizan la simulación del modelo, es por ello, que se plantea el problema de una forma que nos proporcione datos que nos servirán en el análisis por elemento finito.

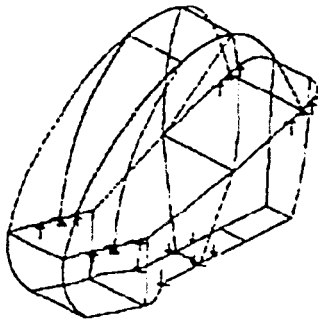
De los beneficios que ofrece la implementación de tecnologías de este tipo, el más obvio es la ganancia de productividad (mejora de tiempo y entrega, reflejándose en dinero) obteniéndose un producto totalmente de gran satisfacción.

Para ello, determinaremos el comportamiento de la estructura siguiendo las siguientes etapas:

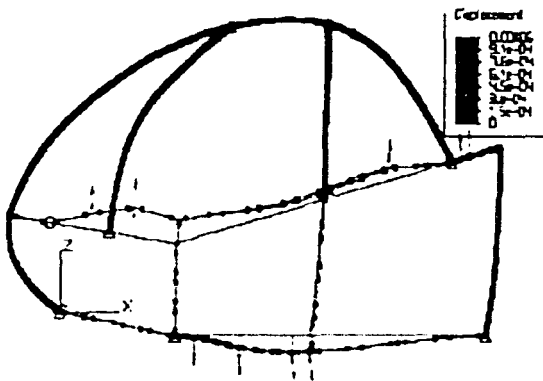
La primera, llamada etapa de proceso, consiste en la creación de un modelo de la estructura en alambre, ya sea en 2D o 3D (como se muestra en la figura 4-18) construida con una



MODELO EN ALAMBRE



APLICACIÓN DE RESTRICCIONES Y FUERZAS



ANÁLISIS Y RESULTADOS

herramienta CAD externa o propia del software de elemento finito. En esta etapa, se deberá de detallarse la geometría, las identidades que la conforman (como lo son: las líneas, círculos y curvas nurbs si es que lo hay). Esto con la finalidad de evitar rupturas en las identidades, las cuales provocarían errores durante el análisis.

La segunda etapa es esencial, ya que en ella, se le dota al modelo de propiedades geométricas, físicas y se le aplican las condiciones de trabajo. Primero se deberá de dividir las identidades geométricas en pequeños elementos de acuerdo al tipo de análisis, situación y complejidad del modelo geométrico.

Para la estructura a analizar en este trabajo de tesis, se procedió a dividirla en más elementos en las curvas y uniones, con la finalidad de obtener mayor información en estas zonas. Enseguida, se procede a identificar el tipo de elemento en que se dividió la geometría. Para este análisis se tomo el elemento de viga, ya que la estructura trabajara más a flexión que a esfuerzos. Además, al ser representada en alambre le permitirá acelerar el proceso de análisis.

Fig. 4-18. Modelado geométrico y restricciones.

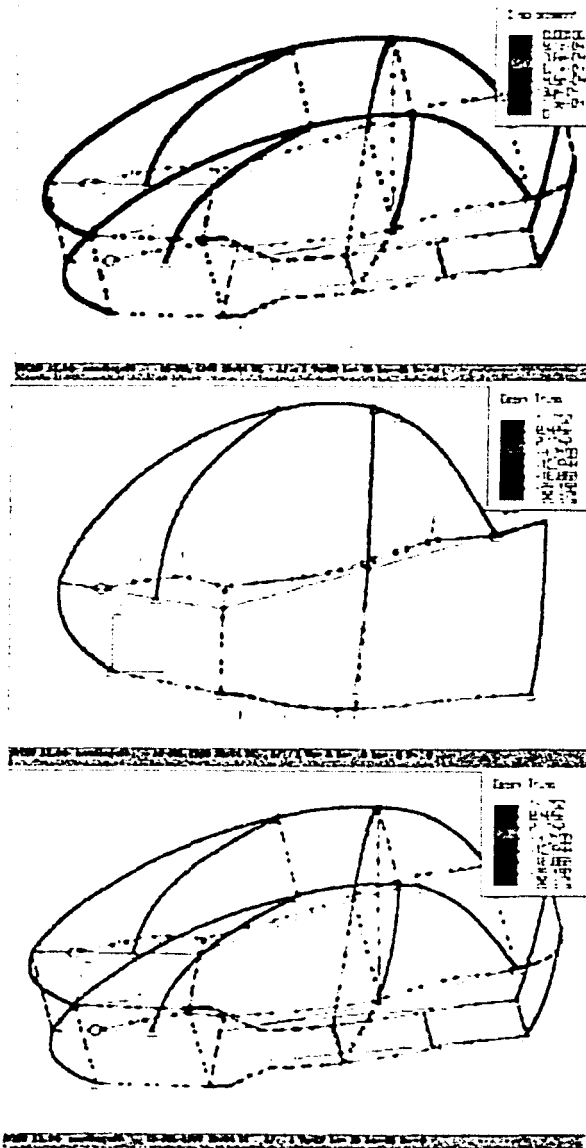


Fig. 4-19. Etapa de postproceso o análisis de resultados.

Después de haber dividido el modelo y escogido el tipo de elemento, se procede a colocar restricciones de acuerdo a la situación en que trabajará la estructura, así mismo deberá aplicarse las fuerzas y propiedades físicas como son: el tipo de material, dimensiones geométricas de los elementos así como escoger el tipo de análisis a realizar, que puede ser un análisis estático o dinámico, y así realizar la corrida del análisis.

Para este análisis, se utilizó el material tubular de acero 1018 de un diámetro de 25.4mm y espesor de 2.1 mm, así mismo se aplican diferentes casos de cargas y se le dan restricciones de acuerdo a la condición de trabajo a analizar.

En la última etapa (ver figura 4-19) se encuentra el postproceso o análisis de resultados como: desplazamientos, momentos, y esfuerzos, entre otros, con los cuales podemos verificar que no se excedan los valores de desplazamiento y esfuerzos permitidos. Estos se visualizan gráficamente a través de diferentes bandas de colores que acompañan al modelo analizado para poder observar los elementos de la estructura que son los más críticos y a los cuales, se le deberá



poner más atención. Si se presentará el caso de que algún elemento llegará a excederse de lo establecido, se tendría que reforzar la estructura, cambiar el material o la geometría para garantizar la resistencia de la estructura. Por el contrario, si los resultados estuvieran por debajo de lo establecido, se procedería a optimizar material y espacios innecesarios.

Enseguida se desarrollan los cuatro casos de estudio, aplicando la herramienta FEA:

El primer caso, es un análisis estático donde el peso del vehicular, peso del piloto y una carga extra, actúan en el vehículo. El segundo caso es un análisis de impacto de dos vehículos, donde uno de ellos se encuentra en reposo. En el tercer análisis, se realiza un estudio de impacto durante una volcadura que sufrió el vehículo en una curva. Para el cuarto y último, se estudia el esfuerzo que transmite la suspensión delantera a la estructura; en cada caso las fuerzas y restricciones son indicadas.

Primer caso: Análisis estático

Condiciones de trabajo (observar figura 4-20, página 107).

- Peso del piloto 700 N.
- Peso vehicular 2000 N.
- Peso extra para análisis 3600 N.
- Se considera la distribución del peso como sigue: 70% del peso en la parte trasera y 30% en la parte delante.
- Las restricciones son consideradas en los 4 soportes superiores para los amortiguadores, restringiendo el desplazamiento en T_{xz} y rotación en R_{xyz} .

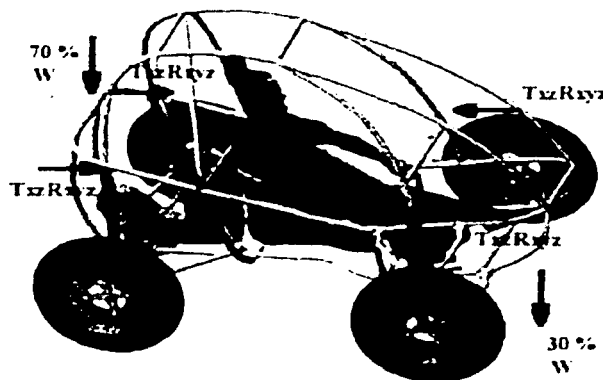


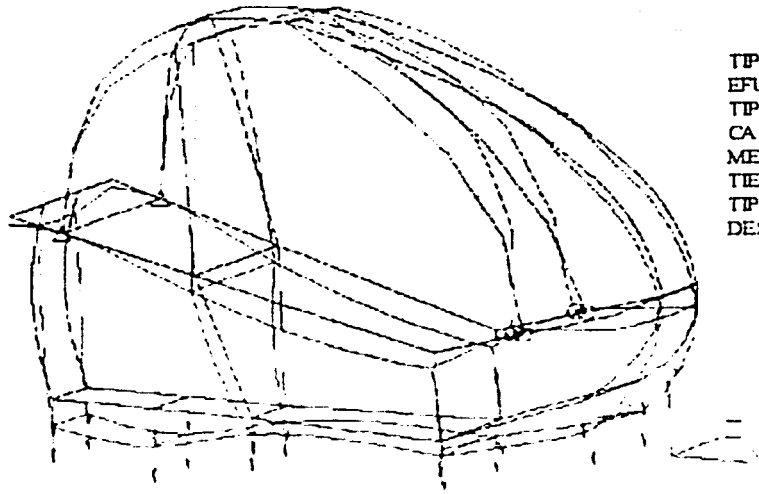
Fig. 4-20. Distribución de fuerzas y restricciones para el análisis estático.

Los resultados arrojados por el análisis, son los siguientes:

- Máximo desplazamiento de elemento de viga $y = 1.285$ mm (ver figura 4-21, página 108) este valor se da en la parte trasera donde se encuentra el sistema tren motriz, considerando que el valor es muy pequeño, la afectación a la estructura es mínima. Por lo que, en condiciones normales de carga estática, la estructura es segura.
- Máximo esfuerzo de la estructura 94.797 MPa. (ver figura 4-22, página 109) y se da en los soportes donde se colocan los amortiguadores. Este valor se encuentra por abajo del valor real de cedencia del material y tiene un porcentaje de error de 3.2 con respecto al valor teórico obtenido por el coeficiente de carga dinámica que es de 98 MPa.

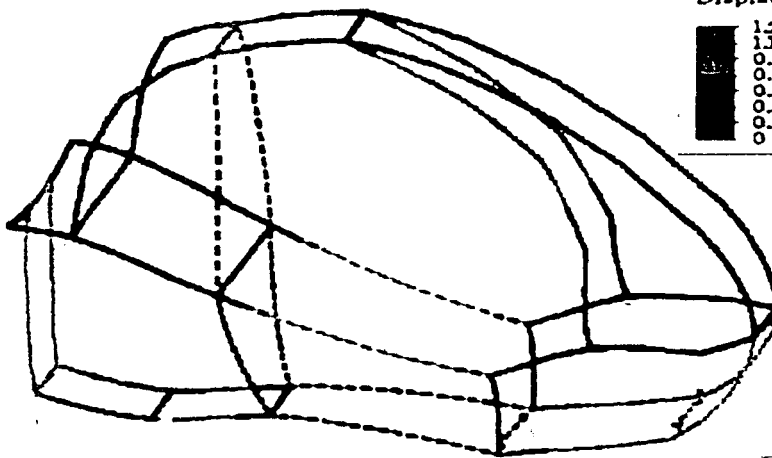
Observando los resultados mostrados en las figuras 4-21 y 4-22, se concluye que la estructura esta dentro del rango de condiciones de trabajo y será muy difícil que falle por carga estática.

**TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN**



TIPO DE ANALISIS:
EFUERZO LINEAL
TIPO DE ELEMENTO: BEAM
CANTIDAD DE NODOS: 1426
MEDIDA DE ARCHIVO: 1.1 MB
TIEMPO DE PROCESO: 0.298 MIN
TIPO DE RESULTADO:
DESPLAZAMIENTO

REPRESENTACIÓN EN ALAMBRE DEL DESPLAZAMIENTO



Displacement



REPRESENTACIÓN EN BARRA DE COLORES DEL DESPLAZAMIENTO

Fig. 4-21. La figura superior muestra la representación en alambre del desplazamiento (en mm) mientras que la figura inferior muestra el mismo resultado en un código de barras de colores

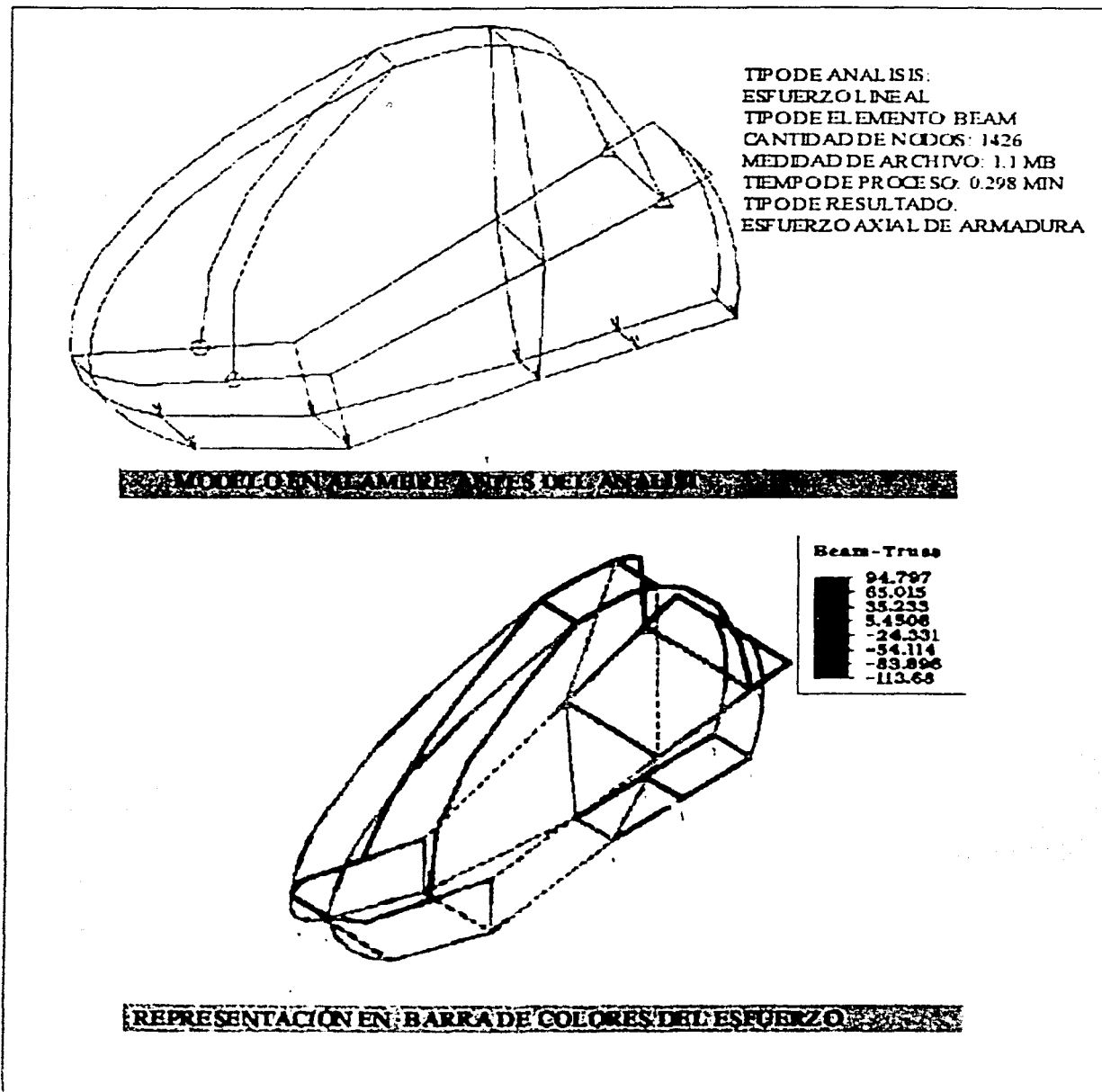


Fig. 4-22. En la figura superior se muestra la representación en alambre, antes de aplicar la carga. La figura inferior muestra los valores de esfuerzo en un código de barra de colores con unidades de MPa.



Segundo caso: Análisis dinámico, impacto frontal entre dos vehículos Mini-Baja (figura 4-23).

Condiciones de trabajo:

- Masa de cada vehículo con piloto 270 Kg.
- Velocidad de vehículo "A" 10 m/s, velocidad de vehículo "B" 0 m/s
- Restricciones, se ancla el vehículo "B" en la parte trasera.

vehículo A

vehículo B

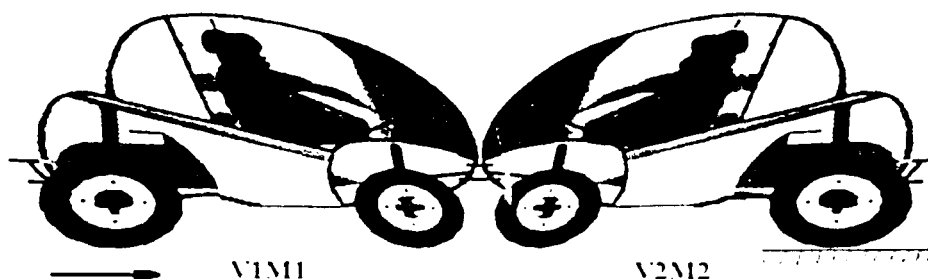


Fig. 4-23. Representación del impacto de dos vehículos Mini-Baja.

Considerando que después del impacto el vehículo "A" alcanza una velocidad final de 1.02 m/s, el coeficiente de restitución que se alcanza es de $e = 0.102$. Por lo que, como e es diferente a 1, la energía total de los vehículos no se conserva, ya que parte de la energía cinética se transforma en calor y deformación. Como se muestra en la ecuación de la conservación de la energía Ec. 4.3

$$\frac{1}{2} M_1 V_1^2 + \frac{1}{2} M_2 V_2^2 = \frac{1}{2} M_1 V_1'^2 + \frac{1}{2} M_2 V_2'^2 \quad \text{Ec. 4.3}$$

Donde:

M_1 y M_2 = son las masas respectivas al vehículo 1 y vehículo 2, antes del choque

V_1 y V_2 = son las velocidades respectivas del vehículo 1 y vehículo 2, antes del choque.



$$\frac{1}{2} (270)_1 (10)^2_1 + \frac{1}{2} (270)_2 (0)^2_2 = \frac{1}{2} (270)_1 (1.02)^2_1 + \frac{1}{2} (270)_2 (0)^2_2$$
$$13500 [J] \neq 140.45 [J]$$

Quedando comprobado que la energía total de los vehículos no se conserva.

Por otro lado, los resultados de desplazamiento y esfuerzo arrojados por el análisis son los siguientes (ver figuras 4-24 y 4-25, páginas 112 y 113).

- Máximo desplazamiento del vehículo "A" 102.54 mm.
- Máximo esfuerzo axial de viga para el vehículo "A" -200 MPa.
- Máximo esfuerzo aplicando el criterio de Von Mises para el vehículo "A" 1.8 MPa.

- Para el vehículo "B" el desplazamiento es de 0 mm.
- Máximo esfuerzo axial de viga para el vehículo "B" 200 MPa.
- Máximo esfuerzo aplicando el criterio de Von Mises para el vehículo "B" 1.8 MPa.

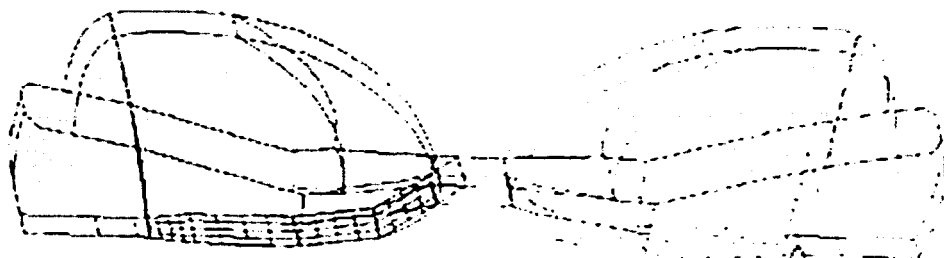
Tratando de obtener la energía absorbida por el vehículo "A", se procede de la siguiente manera:

Para el vehículo "A" con un esfuerzo axial de viga de 200 MPa y un área de contacto de $3.06 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ obtenemos una fuerza de 61200 N, por lo que, para un desplazamiento de 102 mm que sufre el vehículo "A" la energía que se produce es de 6.2 kJ, y el resto se transforma en calor y deformación de acuerdo al criterio de Von Mises para darnos un total de 13500 J, que es el valor obtenido antes del choque de acuerdo a la conservación de la energía.

Como muestran los resultados, la estructura absorbe el impacto en un instante, transmitiéndole una fuerte sacudida al piloto, lo que puede ocasionarle una lesión seria. Por lo tanto, para evitar estos incidentes se recomienda utilizar defensas que puedan reducir el impacto antes de transmitirse por toda la estructura y llegar al piloto.



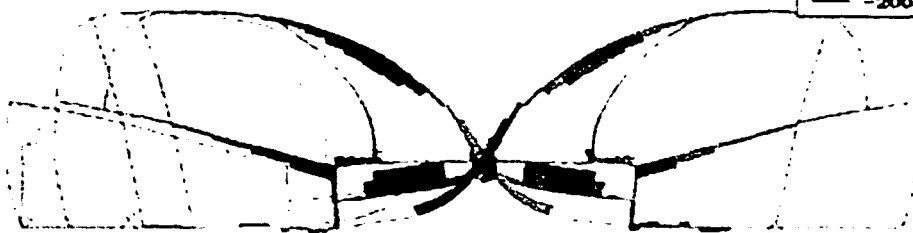
IMPACTO DE DOS VEHICULOS



VEHICULOS ANTES DEL IMPACTO

Time: 0.0102533 secs.

Beam-Tress	
	200.44
	143.17
	85.897
	28.625
	-28.647
	-85.892
	-143.19
	-200.46



TIPO DE ANALISIS EVENTO DE SIMULACION MECANICA
 DE UN MODEL DE MATERIAL NO LINEAL
 TIPO DE ELEMENTO VIGA Y PLACA
 CANTIDAD DE NODOS : 994
 DIMENSION DE ARCHIVO : 16.9 MB
 TIEMPO DE PROCESO : 40.5 MIN
 TIPO DE RESULTADO ESFUERZO P/A

VEHICULOS DESPUES DEL IMPACTO

Fig. 4-24. Vista superior, muestra las condiciones iniciales antes del impacto, mientras que en la vista inferior se muestran los resultados de esfuerzo en cada elemento de viga en MPa.

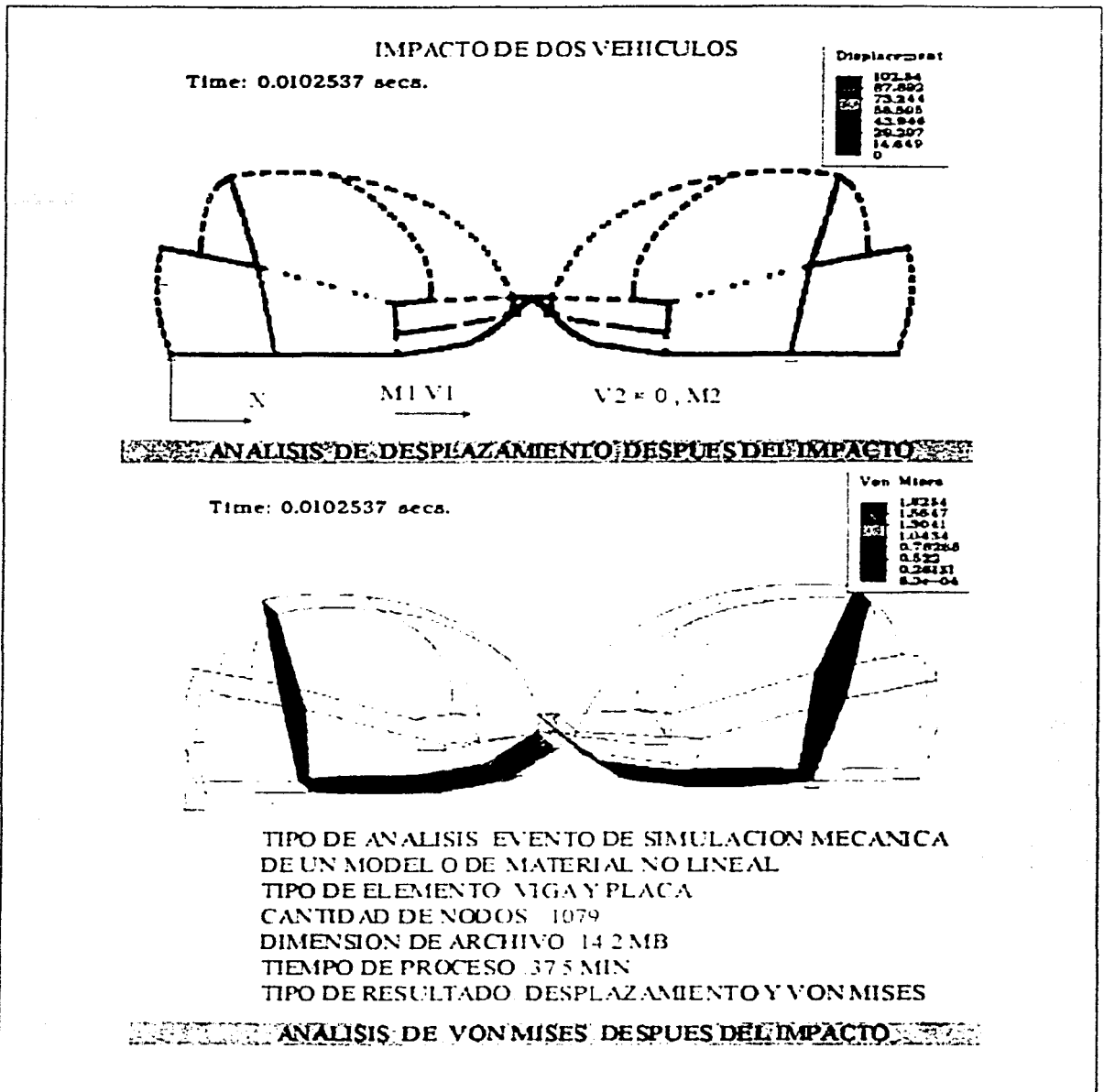


Fig. 4-25. Vista superior, muestra el desplazamiento producido por el impacto en mm. mientras que en la vista inferior se muestran los resultados de esfuerzo de acuerdo al criterio de Von Mises en MPa.



En cuanto a los esfuerzos, estos se observan como son transmitidos a través del piso, los cuales (como se aprecia en la figura 4-25.) son pequeños, perjudicando mínimamente a la estructura.

Tercer caso: Análisis dinámico: impacto lateral provocado por una volcadura en una curva (ver figura 4-26)

Condiciones:

- Masa del vehículo y piloto 270 Kg.
- Velocidad alcanzada antes de la volcadura 14 m/s.
- Restricciones, las hay en el costado superior del vehículo al voltearse.

El vehículo se desplaza a una velocidad de 14 m/s por una recta, al final de ésta se encuentra una curva de radio aproximado de 10m, donde sufre una volcadura por exceso de velocidad dañándose seriamente el vehículo, afortunadamente el piloto sale ileso de este percance. El daño que se reporta es en la parte izquierda superior frontal de la estructura, sufriendo una flexión de 90 mm aproximadamente.

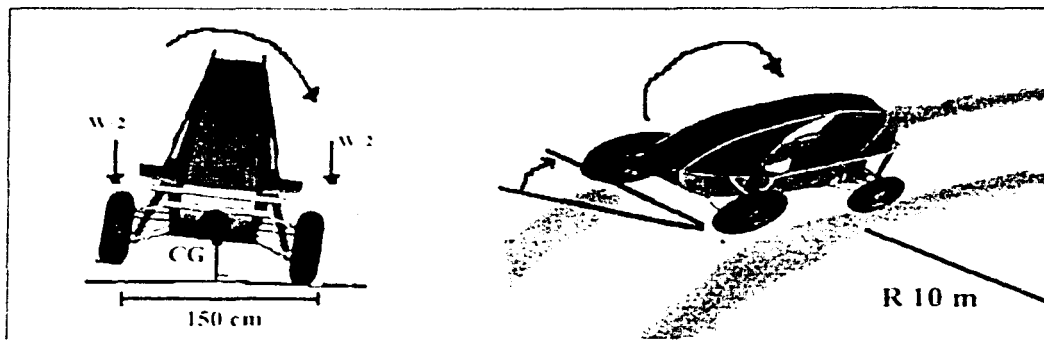


Fig. 4-26. Volcadura provocada por exceso de velocidad en una curva. La figura a la izquierda muestra la distribución del peso, Centro de gravedad, distancia entre ruedas, así como el sentido de inclinación. Mientras la figura de la derecha nos muestra el radio de curvatura y el efecto de volcadura que se produce.



La volcadura es provocada cuando la transferencia de masa total, se carga hacia un lado, esto se da cuando se logra vencer la gravedad propia del vehículo. Sabiendo que el vehículo se desplaza a una velocidad de 14 m/s y el radio de la curva es de 10 m, se tiene una aceleración centrífuga de $a_c = 19.6 \text{ m/s}^2$ que corresponden a $2g$'s, aplicando este resultado a la ecuación de transferencia de peso longitudinal Ec. 4.4, tenemos que efectivamente se transfiere la otra mitad del peso total hacia el lado que se inclina el vehículo provocando la volcadura.

$$WT = (g' \times W \times CGH) / WB \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$WT = (2 \times 2700 \times 0.381) / 1.524 = 1350 \text{ Kg.}$$

Donde: g' = régimen de aceleración
 WT = transferencia de peso longitudinal
 WB = distancia entre ejes.
 W = peso del automóvil
 CGH = altura del centro de gravedad

Por lo que, la fuerza ejercida sobre el vehículo al voltearse es, $2g$'s por la masa del vehículo, aplicando esta fuerza al análisis de elemento finito los resultados obtenidos son los siguientes (ver figuras 4-27 y 4-28, páginas 116 y 117).

- Máximo desplazamiento, 66.6 mm.
- Máximo esfuerzo axial de viga 18.4 MPa.
- Máximo esfuerzo con el criterio de Von Mises , 48.8 MPa.

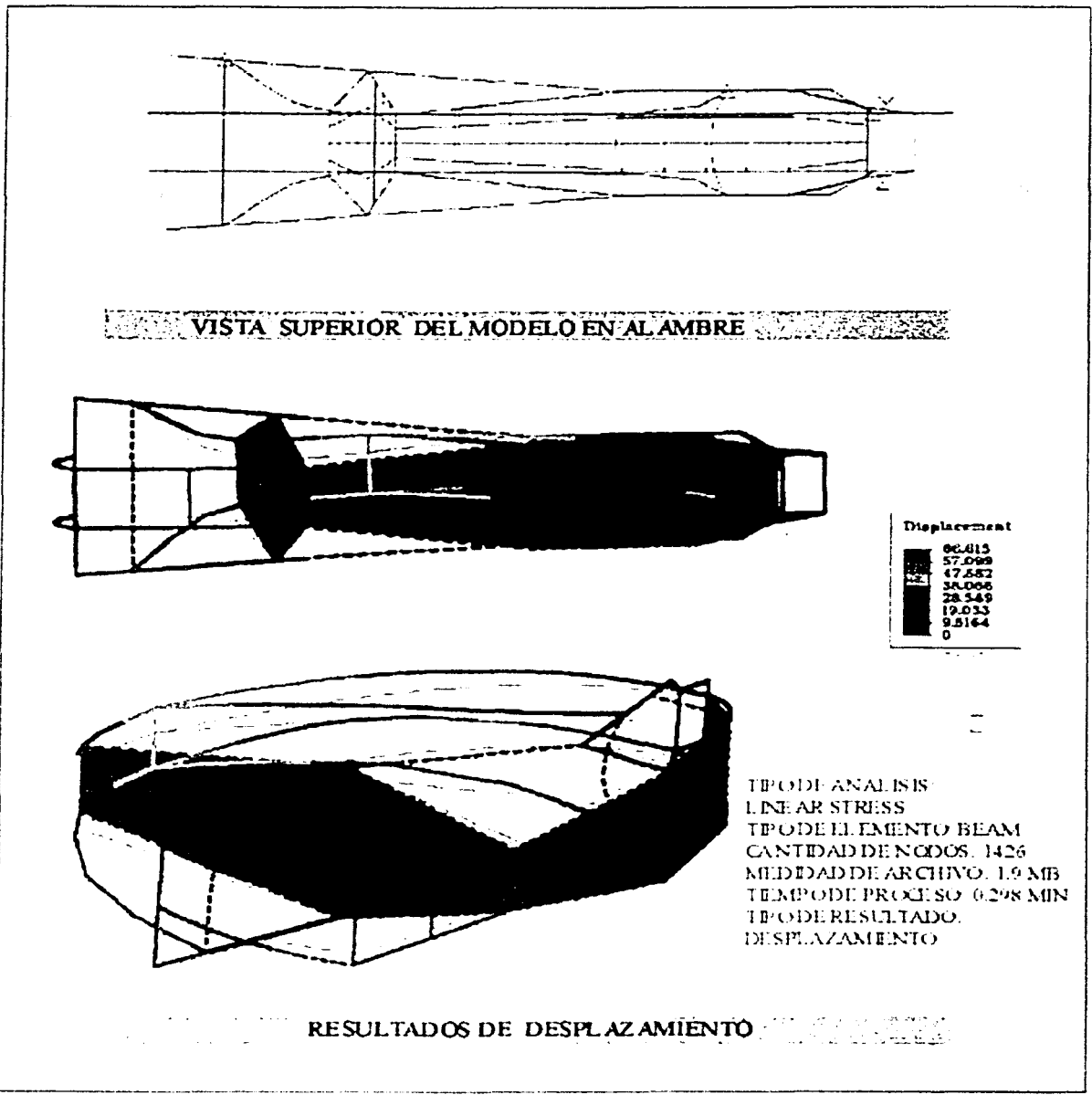


Fig. 4-27. Volcadura provocada por exceso de velocidad en una curva. En la parte superior se muestra la vista superior antes de la volcadura. Mientras en las figuras inferiores se muestran los resultados del desplazamiento en una vista superior y en vista auxiliar volcándose.

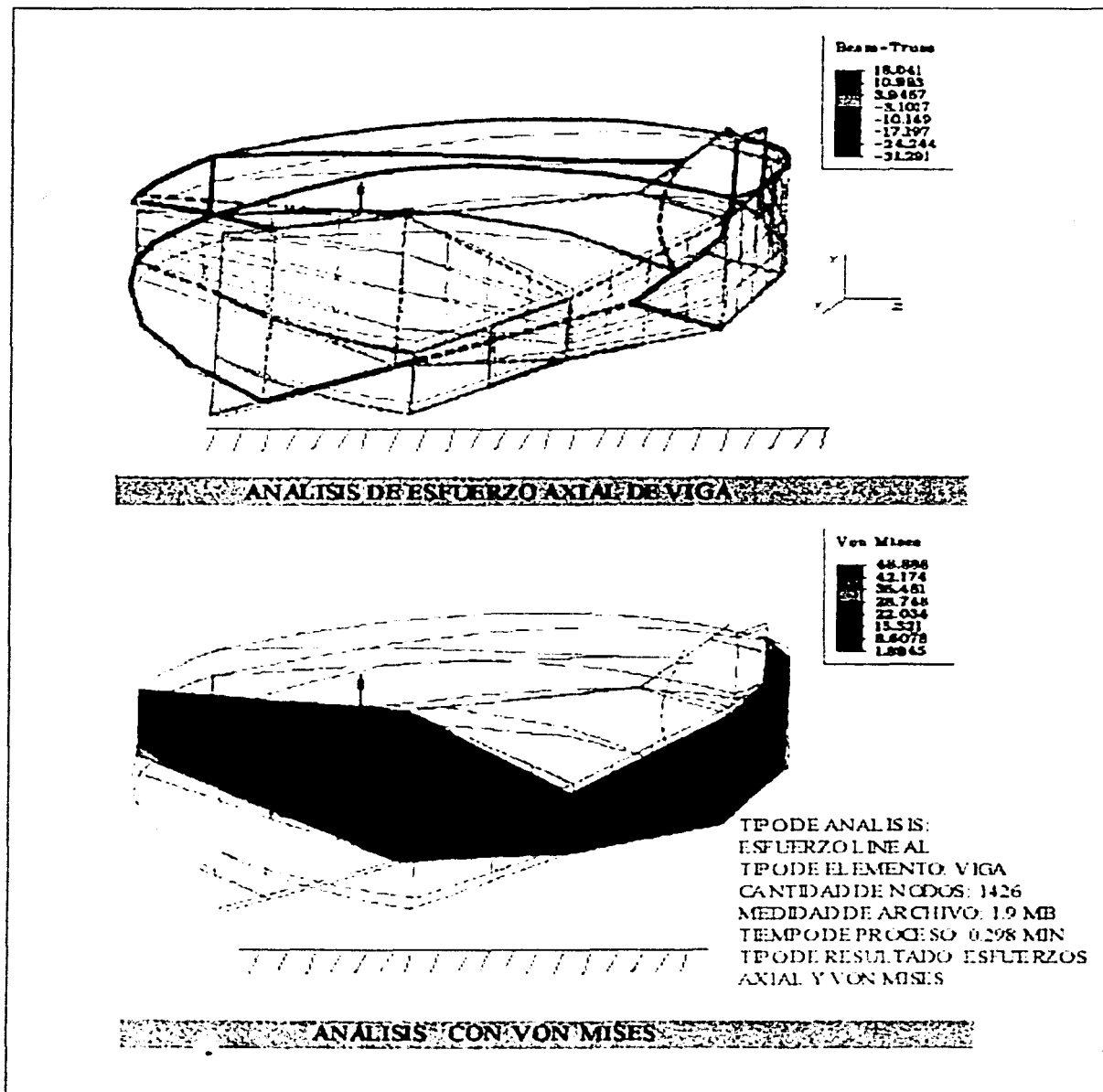


Fig. 4-28. Se muestra en la parte superior el esfuerzo axial en los elementos de viga. Mientras en la figura inferior se observa el esfuerzo de acuerdo al criterio de Von Mises.



Cuarto caso: como último análisis, se estudian los esfuerzos provocados por la suspensión delantera sobre la estructura (ver figura 4-29)

Condiciones:

- Masa de vehículo y piloto 270 Kg.
- Fuerza transmitida a los soportes de la estructura por la suspensión delantera en condición normal: $F = 467$ N.
- Fuerza transmitida a los soportes de la estructura por la suspensión delantera en caso crítico $F = 3117$ N.
- Se restringen los 6 grados de libertad en todos los apoyos de los amortiguadores superiores, con excepción de R_y en el soporte donde se aplica la carga.

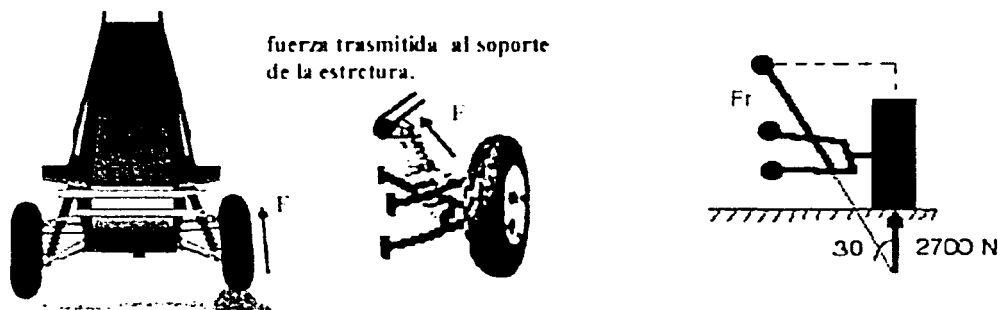


Fig. 4-29. La figura de la izquierda, muestra la fuerza aplicada sobre la suspensión delantera del vehículo al pasar un obstáculo, mientras que la figura de la derecha representa un diagrama donde actúa una fuerza crítica de 2700N.

El estudio que se realizó a la suspensión, consta de 2 casos de carga. El primero se da cuando pasa un obstáculo (un montículo de piedra) que transmite una fuerza de 467 N hacia los soportes del amortiguador. Esta fuerza se determinó a partir de que el 30% del peso total del vehículo actúa en la parte delantera y a su vez esta se divide en 2. Sabiendo que la fuerza actúa a



lo largo de la línea de acción del amortiguador el cual tiene una inclinación de 30° con respecto a la vertical, encontramos que la fuerza es de 467 N.

Por otro lado, para el segundo caso se aplica una fuerza de 3117 N, la cual se obtiene de un caso crítico cuando el vehículo da un salto y al caer apoya todo su peso en una sola rueda transmitiéndose por la línea de acción del amortiguador hacia la estructura.

Para los dos casos se supone una constante de amortiguamiento y resorte de cero, como si el amortiguador fuera un eje telescópico.

Los resultados arrojados por el análisis de elemento finito son los siguientes: (ver figuras 4-30 y 4-3, páginas 120 y 121).

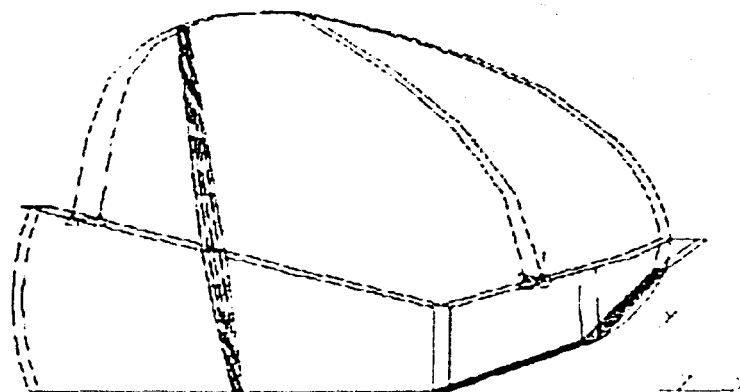
Para fuerza crítica.

- Máximo desplazamiento, 2.6 mm.
- Máximo esfuerzo axial de viga, 271 MPa.
- Máximo esfuerzo con el criterio de Von Mises, 7.6 MPa.

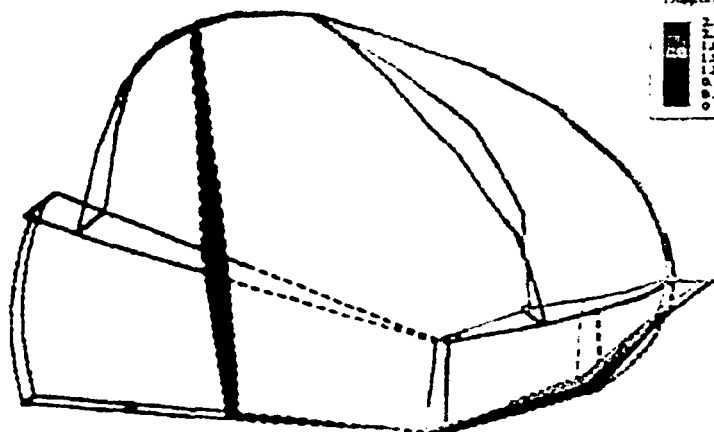
Para fuerza moderada.

- Máximo desplazamiento, 0.34 mm.
- Máximo esfuerzo axial de viga, 32.5 MPa.
- Máximo esfuerzo con el criterio de Von Mises, 1.5 MPa.

Los resultados de esfuerzo transmitidos por la fuerza de 467 N, son muy pequeños pero estos son constantes, con lo que después de varios ciclos de trabajo los soportes fallarían por fatiga. Por otro lado, la suspensión delantera funciona apropiadamente, absorbiendo la carga producida por el rudo camino el amortiguador, con lo que se logrará mantener una vida útil aceptable. Mientras que el esfuerzo producido por la carga de 3117 N, producirá severos daños si no se utiliza un amortiguador que disminuya el impacto.



REPRESENTACIÓN EN ALAMBRE ANTES DE APLICARSE LA CARGA



TIPO DE ANALISIS: FUERZO LINEAL
TIPO DE ELEMENTO: VIGA Y PLACA
CANTIDAD DE NODOS: 1426
MEDIDA DE ARCHIVO: 1.1 MB
TIEMPO DE PROCESO: 0.298 MIN
TIPO DE RESULTADO: DESPLAZAMIENTO

REPRESENTACIÓN EN BARRA DE COLORES DEL DESPLAZAMIENTO

Fig. 4-30. La figura superior muestra la representación en alambre antes de aplicarse la carga en el caso crítico, mientras que la figura inferior muestra el resultado de desplazamiento en mm después de sufrir la carga producida por la suspensión delantera.

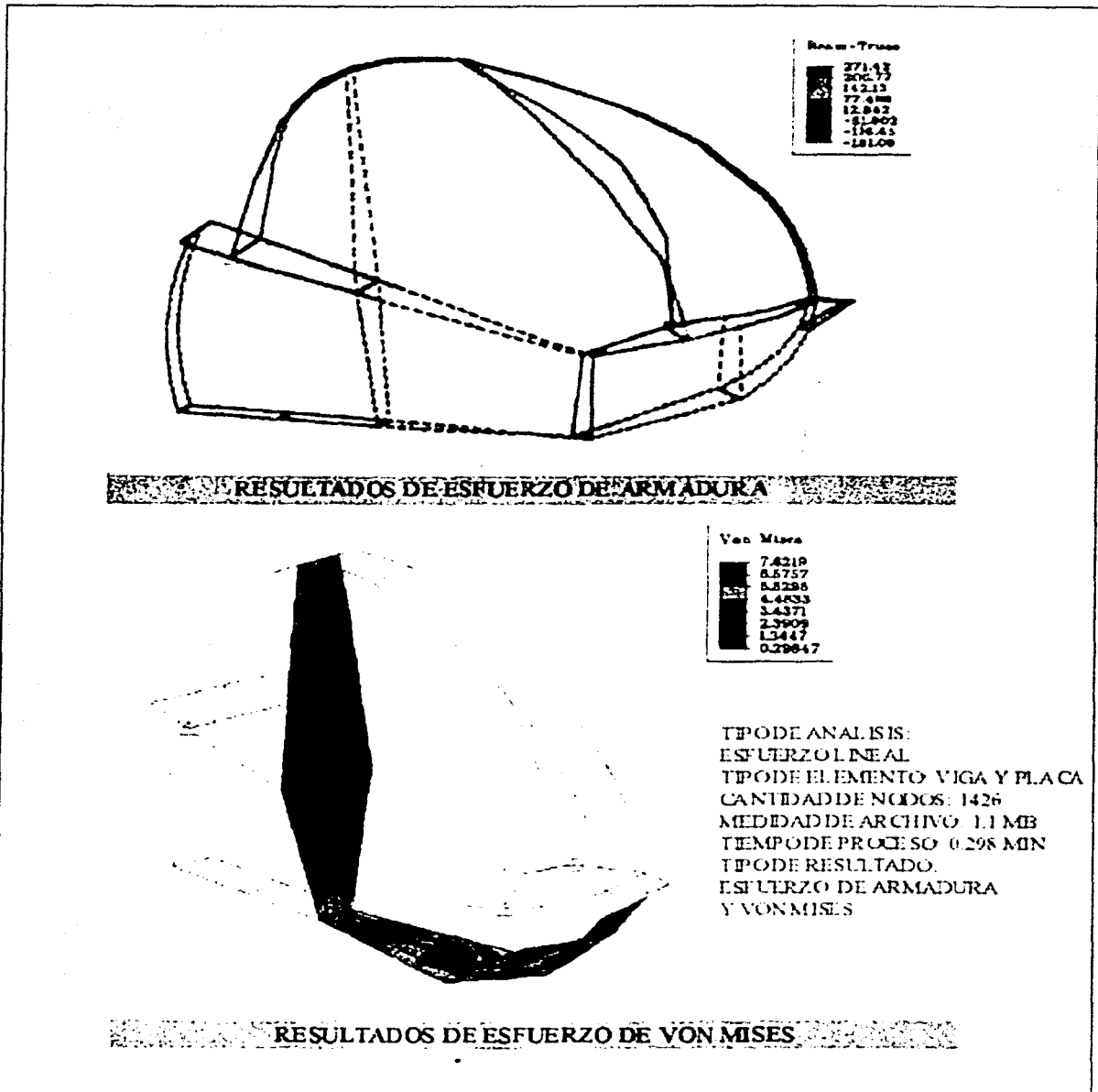


Fig. 4-31. La figura superior muestra el esfuerzo axial en la estructura, mientras la figura inferior muestra el esfuerzo según el criterio de Von Mises, estos valores son en el caso crítico.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Los resultados presentados en los diferentes casos son aproximados, ya que en un análisis de impacto, influyen muchos factores que requieren de su instrumentación para obtener resultados más exactos, aunque con estos resultados se da una idea de cómo se comporta el modelo ante una situación adversa, pero la finalidad de llevarlos a cabo es la de reducir los daños, optimizar material y producir diseños de vehículos más seguros.

Con los resultados de esfuerzos y desplazamientos obtenidos por el análisis de elemento finito, se ha logrado formular una serie de parámetros que nos proporcionan fiabilidad en el diseño de la estructura. Aunque esta característica es bastante fácil de definir hay que ser cuidadoso en hacerlo, ya que en un producto, lo que cuenta no es el 99% que se ha hecho bien, si no el 1% de errores que causan un problema. En cuanto a la confiabilidad también hay un control adecuado sobre la proporción del deterioro durante su vida útil. Las tres causas más comunes del deterioro son la corrosión, la fatiga y el uso del producto, factores que habrá de tomarse muy en cuenta para el éxito del producto.

Por otro lado, los resultados obtenidos a través de haber aplicado la técnica del CAD y CAE, son presentados en la tabla 4.D, en ella, podemos observar sus características y propiedades que se han obtenido a través de un análisis de optimización físico. Las características marcadas con (*) se han obtenido del proceso de construcción de los vehículos mini-baja cuyo proceso de construcción se expone en el punto 4.2.

Como se puede observar en la tabla 4.D página 123, casi todas las características son semejantes, pero esa pequeña diferencia de masa, esfuerzo, dobleces en el tubo o los metros lineales utilizados pueden ser la diferencia para reducir el costo del material, fabricación en una producción o mejorar la resistencia mecánica.

Así mismo, en el mercado mundial hay una variedad de materiales con mejores características que pueden dar mayores prestaciones, el bajo costo, facilidad de adquisición y de trabajo, son factores importantes que se deben tomar en cuenta para las producciones.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS	PROPUESTA 1	PROPUESTA 2	PROPUESTA 3	PROPUESTA 4
Material	Acero 1018	Acero 1018	Acero 1018	Acero 1018
Diámetro y espesor del tubular (t = espesor)	Ø 25.4 mm t 2.1 mm	Ø 25.4 mm t 2.1 mm	Ø 25.4 mm t 2.1 mm	Ø 25.4 mm t 2.1 mm
Rigidez del material E*I	2552.9 Nm ²	2552.9 Nm ²	2552.9 Nm ²	2552.9 Nm ²
Momento de flexión teórico	206 N- m	206 N- m	206 N- m	206 N- m
Metros lineales de tubería utilizados	25.70 m	24.49 m	20.49 m	20.70 m
Masa de la estructura	30.40 kg	28.96 kg	24.30 kg	24.82 kg
Masa de soportes	4 kg	4 kg	3 kg	3 kg
Masa aproximada por la aportación de soldadura *	1.650 kg	1.500 kg	1.500 kg	1.500 kg
Masa total	36.05 kg	34.46 kg	28.80 kg	29.32 kg
Volumen	3949.2 cm ³	3762.4 cm ³	3156.9 cm ³	3224.2 cm ³
Centro de gravedad	X 107.57 cm Y 46.85 cm Z -27.67 cm	X 106.59 cm Y 47.66 cm Z -27.69cm	X -89.22 cm Y 36.12 cm Z 74.44 cm	X -92.08 cm Y 48.02 cm Z 75.00 cm
Cortes de tubos	34	32	42	36
Dobleces en máquina dobladora *	30	32	26	14
Dobleces manuales con escantillón*	0	0	0	6
Cantidad de uniones	46	44	54	48
Facilidad de escuadrar y unir*	complicada	complicada	regular	regular
Facilidad para ensamblar los* sistemas	sencilla	sencilla	regular	sencilla
Resistencia mecánica	Regular	Regular	buena	buena

Tabla 4.D. Características y propiedades de las propuestas de las estructuras para el mini-baja.

Enseguida se mencionan dos posibles alternativas para sustituir el acero 1018 que se esta analizando como material principal de la estructura.

Sería posible seleccionar tubería de acero aleado como SAE 4140 (Cromo-Molibdeno-Vanadio) de diámetro exterior de 25.4 mm (1 pulgada) y un espesor aproximado de 1.27 mm (0.050 pulgada) con un alto valor en el esfuerzo de cedencia, o en su caso, se puede utilizar un aluminio de la serie 1100 H-14 (99% Al) con un diámetro exterior de 38.1 mm (1 1/2 pulgada) y espesor de 6.35 mm (1/4 pulgada). Para ambos casos, se tendrían ciertos problemas al unirlos con soldadura, ya que para la aleación 4140 con un espesor de pared muy delgado, podría ocasionarse un agujero rápidamente si no se tiene un buen control de la corriente al aplicar la soldadura, mientras que para la aleación de aluminio la complejidad se incrementa, ya que para



realizar una buena unión se requiere de una antorcha especial para unir con gran seguridad este material a través del proceso MIG. Además, en ambos casos el costo se elevaría y la disponibilidad de dichos materiales en pequeñas cantidades, se complica un poco.

Aunque la complejidad que presentan estos materiales para trabajarse o disponer de ellos se ve como un obstáculo, no por ello se dejará a un lado el interés de aplicar estos materiales en futuras estructuras de vehículos mini-baja o un vehículo de otro uso diferente, ya que uno de los objetivos prioritarios dentro de la ingeniería, es la innovación del uso de materiales ligeros para mejorar el comportamiento estático y dinámico de los vehículos.

En cuanto a la carrocería, ésta como se ha observado en los diferentes bosquejos de las propuestas iniciales, deberá contribuir en la resistencia de la estructura y se debe tomar en cuenta la forma para reducir significativamente el arrastre aerodinámico, aunque éste solo se alcanza a velocidades superiores a los 60 Km/hr. por otro lado, la carrocería debe proporcionar una buena apariencia al vehículo.

Otro factor que se debe de tomar en cuenta dentro de la carrocería es, la facilidad en su construcción y ensamblaje, este factor podrá dar prestaciones de intercambio de piezas y facilidad de mantenimiento cuando lo requiera.

El diseño propuesto en éste tema de tesis, busca obtener ligereza a través de la disminución de peso en los materiales, por lo que, en donde sea posible se recomienda utilizar lámina de aluminio calibre 22 para mantener ligero el vehículo. Además, la lámina de aluminio es fácil de trabajar y le proporciona más vista al vehículo, aunque el único inconveniente es la facilidad con que se puede doblar con un impacto, a tal grado que se pueda romper. Por lo anterior, en el diseño del Ollin (propuesta 4) se ha utilizado la lámina niquelada calibre 24, que es más resistente que el aluminio y proporciona una buena apariencia con su acabado en plata, evitando así, darle acabado con pintura esmalte. Otra ventaja que nos proporciona este tipo de lámina es, el bajo costo en comparación con la lámina de aluminio.



Para culminar el proceso del diseño, se tiene la oportunidad de realizar la construcción del prototipo y realizar su evaluación física como debe de hacerse en todo diseño.

4.2 Construcción y evaluación

Enseguida se explica el proceso de fabricación, así como las pruebas físicas que se le realizaron al prototipo Ollin.

□ Construcción del prototipo Mini-Baja 99 " OLLIN "

Una vez realizada la evaluación de la propuesta, donde la selección de material, cálculos y una serie de análisis de elemento finito fueron aplicados, y donde los resultados obtenidos han sido satisfactorios, se procederá a construir el prototipo para realizar una serie de evaluaciones físicas, con las cuales se pretende obtener resultados que contribuyan a mejorar el estudio realizado. Esta etapa de construcción del prototipo suele ser costosa pero necesaria y más cuando se trata de un vehículo que será usado por personas, por lo que habrá que realizar las pruebas necesarias para asegurar la integridad del usuario, así como de los diferentes sistemas.

Dentro de las pruebas que se realizaron, se tienen:

Pruebas de durabilidad, que consisten en detectar fatiga en los soportes de los diferentes sistemas, así como en las uniones por soldadura. Para esto se hacen pruebas de resistencia en una pista todo terreno durante 4 hrs de duración (para observar buenos resultados se sugiere ponerlo a prueba en varias pistas y que las pruebas se realicen mensualmente durante medio año). Comportamiento de la estructura en volcaduras y choques que resulten de las pruebas de resistencia.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Dentro de las competencias Internacionales SAE Mini-Baja West, se ha tenido la oportunidad de realizar dichas pruebas, proporcionándonos datos importantes para mejorar la estructura y los diferentes componentes del vehículo. En el tema de evaluación se describe a detalle los resultados concretos de estas competencias.

Por otro lado, la construcción de la estructura se realizó en 5 etapas, como se describe a continuación:

Etapa 1. Para iniciar la construcción del vehículo, se procede a obtener un plano general (figura 4-32) que muestre la vista superior, frontal y lateral, así mismo se requieren planos de construcción.

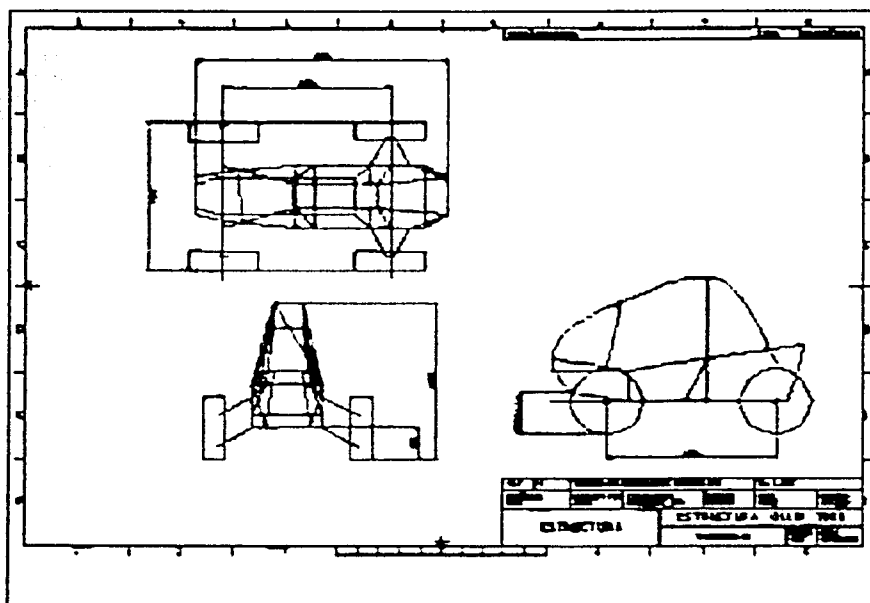


Fig. 4-32. Plano general mostrando las 3 vistas principales.

Etapa 2. Con la ayuda de un esquema gráfico de la vista lateral del prototipo a una escala de 1:1 (figura 4-33) se obtienen los escantillones que darán forma a las curvas más grandes (figura 4-34).

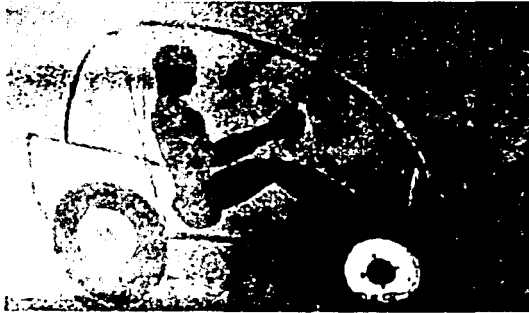


Fig. 4-33. Esquema de la vista lateral a escala 1:1.



Fig. 4-34. Escantillón a escala 1:1.

Etapa 3. Enseguida se procede a darle forma al tubular con la ayuda de una dobladora manual y los escantillones (figura 4-35) por otro lado, los travesaños se cortan con ayuda de una sierra y se esmerilaran sus extremos para ser acoplados a la estructura principal.



Fig. 4-35. Doblado de tubo principal, con la ayuda de escantillon hechizo.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Etapa 4. Después de haber hecho los dobleces y a haber preparado los travesaños, el siguiente paso es, escuadrar la estructura con la ayuda de prensas "C", escuadras a 90°, sargentos y flexometro. Esto se hace, sujetando a una mesa los tubos principales con la ayuda de las prensas "C" (figura 4-36.) enseguida se colocan los travesaños para acoplar ambos lados y mientras se escuadra, se van colocando puntos de soldadura para unir la estructura principal a los travesaños.

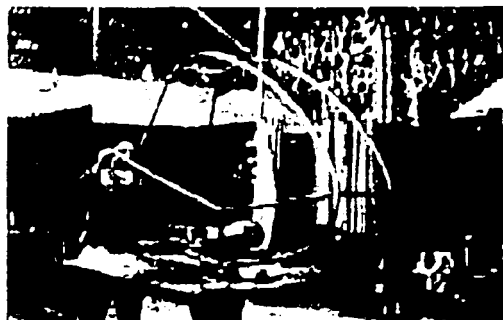


Fig. 4-36. Escuadrado de estructura y unión de travesaños.

Etapa 5. Por último, se procede a unir totalmente la estructura y los soportes de los diferentes sistemas. El proceso que se utilizó para soldar la estructura es: el proceso MIG (micro-alambre desnudo en una atmósfera de gas inerte ver figura 4-37, página 129) dentro de sus ventajas se encuentran: es un proceso limpio, al utilizar un gas inerte se evita atrapar menos impurezas del medio ambiente viéndose reflejado en una unión más limpia, es fácil de aplicar y su rapidez con que se aplica lo hace un excelente proceso de unión para estructuras tubulares. Para la unión con este proceso, se recomienda lo siguiente:

- a) Limpiar las superficies con un cepillo de alambre, para quitar óxido, pintura u otros recubrimientos que eviten el flujo del arco eléctrico.



- b) Las superficies de contacto deberán ser acopladas de tal forma que se eviten las bolas de cordones o que se produzcan agujeros que posteriormente se tengan que rellenar. Al soldar un material de mayor espesor con otro de menor, la soldadura deberá iniciarse por el de mayor y dirjela al de menor, esto con la finalidad de que funda primero el material de mayor espesor, ya que al material de menor espesor se fundiría antes de que se realizará la unión, lo que produciría un agujero.



Fig.4-37. Proceso MIG aplicándose a la estructura.

- c) Por último se acoplan los soportes para alojar los diferentes sistemas, para esto, se recomienda montar algunos sistemas auxiliares que eviten un mal ajuste de los soportes debido a la contracción provocada por la soldadura, así mismo se recomienda colocar algunos de los sistemas para puntear los soportes y posteriormente unirlos.

Enseguida se muestra (figura 4-38, página 130) una comparación de la estructura ya finalizada y el esquema gráfico de la vista lateral del prototipo a una escala de 1:1, con lo que, se observa una buena relación entre el diseño conceptual y la fabricación del prototipo.

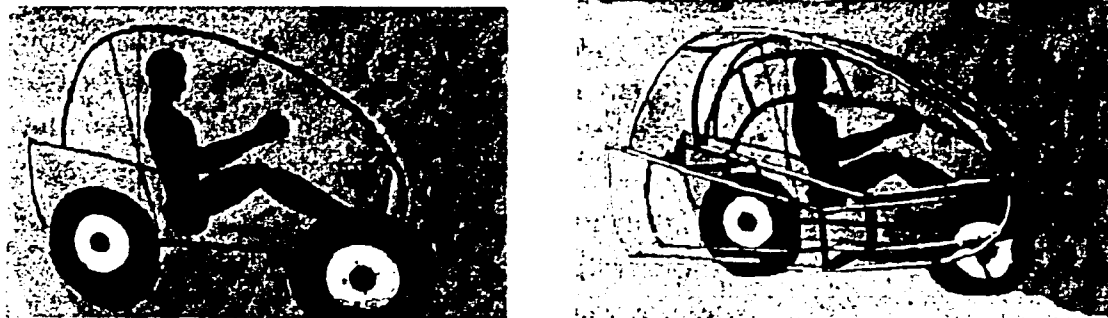


Fig. 4-38. Comparación del esquema de la vista lateral a escala 1:1 y de la estructura finalizada sobrepuesta en el esquema.

Ya para finalizar la construcción, la estructura deberá ser montada en cuatro ruedas (ver figura 4-39) con la finalidad de presentar el prototipo y los diferentes sistemas que componen al vehículo.

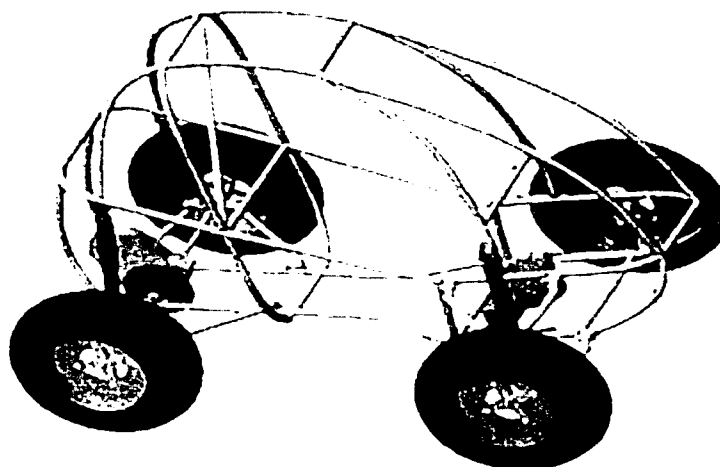


Fig.4-39. Propuesta final del vehículo mini-baja modelo 1999.



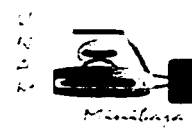
DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Para complementar el diseño del producto, se deberá analizar los costos implicados en el proceso de construcción, material, mano de obra y costos indirectos, considerando que es un prototipo.

Para esto, se reporta el costo por proceso y mano de obra (ver la tabla 4.E) tomando en cuenta las tabulaciones de los salarios según la especialidad (datos obtenidos de CNIC Cámara Nacional de la Industria y Comercio 1998, que se encuentran en el apéndice A) así mismo, se ha obtenido el costo por proceso de acuerdo a las tabulaciones de la guía de costos de la competencia SAE mini-baja Internacional (ver apéndice A). También se muestra el costo de materia prima y gastos indirectos, obteniendo así, el costo total del prototipo de la estructura como lo muestra la tabla 4.E.

CONCEPTO	CATEGORIA	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL PESOS
MATERIAL 1018 ESPESOR DE 2.1 MM. DIÁMETRO EXTERIOR 25.4 MM	X	21 m	\$ 13.00 pesos/ m	273.00
MATERIAL 1018 PERFIL "L" DE 38.1X38.1X3.2 MM	X	2 m	\$ 15.00 pesos/ m	30.00
CORTES REALIZADOS	X	56 cortes	\$ 0.60 por corte	33.60
DOBLECES REALIZADOS	X	20 dobleces	\$ 3.00 por doblez	60.00
ESMERILADO DE RADIOS EN TUBO Y SOPORTES	X	68 radios	\$ 0.80 por radio	54.40
UNIÓN CON SOLDADURA MIG	X	65 uniones 460 cm	\$ 5.00 por cada 2.54 cm de largo	905.51
COSTO POR ENSAMBLE	X	1 unidad	\$ 250.0	250.00
MANO DE OBRA	SOLDADOR TECNICO	24 Hrs. Total	\$185 / 8hrs	555.00
MANO DE OBRA	AYUDANTE	24 Hrs. Total	\$ 40 / 8hrs	120.00
GASTOS INDIRECTOS Luz, transporte, renta de local	X	3 dias	\$ 85.0 por día	255.00
			TOTAL	\$ 2,536.51

Tabla 4.E. Costo del prototipo de la estructura.



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Nota: la tabulación de salarios es de acuerdo a los diferentes oficios según CNIC y el precio por proceso se toma de la guía de costos del reglamento SAE Mini-Baja Internacional para obtener costo de producción como se muestran en el apéndice A.

Cabe mencionar que el costo de la estructura es muy económico para nuestro país, ya que la mano de obra es relativamente barata, así como los materiales utilizados. Por otro lado, para obtener el costo que se indica en el proyecto para la producción de 4000 vehículos por año, a un costo de 2500 dólares precio al público, se debe de considerar los siguientes costos: Costo de los diferentes sistemas, costo de ensamblado y costos indirectos.

Una vez visto el proceso de fabricación y teniendo la oportunidad de construir totalmente el prototipo, se procede a realizarle una serie de pruebas que se evaluarán enseguida.

□ Evaluación

Dentro de la evaluación, hay que hacer observaciones sobre el diseño, si este satisface realmente la necesidad o necesidades, si es confiable, si competirá con éxito contra productos semejantes, si es fácil de mantener, etc.

Para esto, se ha tenido la oportunidad de fabricar el prototipo Mini-Baja 99, llamado Ollin carro # 66, al cual se le ha realizado dos evaluaciones en 1999. Una a nivel Internacional en la que se destacó entre 65 Universidades de Estados Unidos, Canadá y México, obteniendo con éste vehículo un segundo lugar general en la prueba de aceleración al recorrer 50 yardas en un tiempo de 6.759 seg. a 0.332 seg. del primer lugar.

Mecánicamente la estructura resistió como se esperaba al probarla en una pista muy accidentada como lo es, el Lago Milford en Kansas EUA, al igual que el resto del vehículo. Por su ligereza y forma se obtuvieron excelentes resultados, llamando la atención de los contrincantes y jueces, a tal grado que se hizo referencia a su posible comercialización.



Aunque cabe mencionar que por cuestiones de percances que son inevitables (como un choque) factores como estos, son los que no permitieron observar el rendimiento al 100%, y por lo tanto no concluir las pruebas en esta competencia. En cuanto a la segunda competencia llevada a cabo, esta se realizó en el Valle del Ajusco en la Cd. de México, esta vez se tuvo la oportunidad de observar más a detalle el funcionamiento de la estructura, ya que en esta competencia estuvo sometida a dos percances que permitieron observar la resistencia de la estructura.

La primera fue una volcadura a 14 m/s, impactándose de lado dentro de una cañada, en la cual, parte de la estructura principal frontal absorbió el impacto a través de una flexión de 200 mm (ver apéndice B), comparando esta flexión con los resultados obtenidos en el análisis de elemento finito, el porcentaje de error obtenido fue de 16 %, la diferencia es alta, esto se debió a que no se lograron obtener mediciones precisas de los factores dinámicos que se involucraron en las fuerzas con que se impactó el vehículo, ya que la fuerza utilizada en el análisis de elemento finito es estática y arroja un valor de 11 g's de impacto para producir la flexión de 239 mm. El resultado obtenido en el análisis se hizo para un caso extremo como el que sucedió en la realidad, por lo que se concluye que la ayuda del elemento finito para el análisis de la estructura ha sido muy acertada logrando así, que el diseño de la estructura aplicando la técnica FEA nos haya permitido sacar ileso de esta volcadura al piloto.

En la segunda volcadura que sufriría el vehículo al final de una recta, donde alcanzaría una velocidad de 11 m/s y se impactaría lateralmente contra una pendiente de tierra (la figura 4-27, página 115) y donde la estructura de la suspensión trasera es la que absorbería el impacto, mientras que la parte frontal lateral de la estructura sufriría una deformación de 40 mm a pesar de haber sufrido un choque con anterioridad. Comparando el resultado con el obtenido por medio de elemento finito, que es de 66 mm, este nos arroja un valor de 39 % de error, es un valor alto de error pero nos da una idea de que tan alto podría ser la flexión en una situación como la que se vivió. Por lo que, se ha logrado realizar un buen diseño, ya que la estructura respondería nuevamente para proteger al piloto, pero esta segunda volcadura dañaría parte de un sistema vital, como lo es, un eje de tracción que nos dejaría por más de 40 minutos fuera de la carrera,



DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

posteriormente se logro reparar el daño y poner en marcha el vehículo, culminando una carrera de 3 horas de resistencia.

A pesar de no obtener resultados competitivos como se esperaba, se logro obtener resultados experimentales de la estructura de un vehículo Mini-Baja, logrando así realizar parte de la evaluación. ya que para realizar totalmente una evaluación se tendría que someter a más pruebas de durabilidad a largo plazo para observar la fatiga en los soportes de las suspensiones, motor-transmisión y uniones de soldadura, con la finalidad de estimar su vida útil.

Por otra parte, se logro realizar dos pruebas más con esta estructura. Una fue, la competencia de maniobrabilidad hecha durante el mes de octubre en el evento Sefi Olimpiada 2000. En donde el vehículo recorrió un circuito de 300 m por más de 4 horas, soportando la pericia de 70 pilotos, sin experiencia en la conducción de este tipo de vehículos, trato rudo, impactos contra árboles, entre otras, fueron pruebas que soporto el vehículo; los daños ocasionados a la estructura recayeron en la defensa frontal ya que esta fue destruida totalmente. Con esto se obtuvo más elementos para determinar la durabilidad de la estructura y de los diferentes sistemas que componen el vehículo, ya que no se detecto alguna ruptura en las uniones de la estructura o fatiga en algún soporte de los diferentes sistemas.

Este evento ha sido una gran oportunidad para poder observar el buen funcionamiento de los diferentes sistemas que componen el vehículo, además ha servido para realizar un estudio de mercado donde se evaluó la aceptación del vehículo Mini-Baja como un vehículo recreativo, lográndose una grande aceptación dentro de una comunidad de universitarios (95 % hombres y 5% mujeres) ya que las personas que tuvieron la oportunidad de conducir el vehículo mostraron su interés porque se les permitiera conducirlo nuevamente en eventos futuros. Se puede decir que la comunidad quedo satisfecha, ya que catalogaron al vehículo como: seguro, fácil de conducir, divertido y sencillo, con lo que se ha cumplido otro de los objetivos propuestos en el diseño deseado.

DISEÑO DE UNA ESTRUCTURA TUBULAR MEDIANTE CAD Y CAE

Para la última prueba realizada a éste vehículo durante la competencia de SAE México celebrada el 12 de Noviembre del 2000, se cambiaron los tubos principales frontales que tenían protuberancias, esto con la finalidad de evitar un daño mayor a la estructura y que pudiera perjudicarlo al piloto. La prueba se supero satisfactoriamente a pesar de sufrir una volcadura a 30 km/hr. esta vez, los tubos principales sufrirían una flexión menor de 80 mm. A pesar de esto, se logro culminar la carrera satisfactoriamente pero en cuanto a la estructura se concluye que su vida útil para competencias queda culminada, ya que la estructura es más sensible a la respuesta de algún impacto, a menos que se refuerce al máximo. Por otro lado, se puede concluir que la vida útil de una estructura esta entre el rango de 2 a 3 años dependiendo el uso que le pueda dar uno. Para determinar una vida útil bajo fatiga se propone que se debe realizar un estudio más a fondo, el cual, considere tanto vibraciones como fatiga, temas que son muy extensos para este trabajo de tesis. Cabe mencionar que las pruebas realizadas en estas competencias son con el propósito de evaluar los diseños, por lo que para su uso comercial se recomienda un tratamiento forjado para mantener su vida útil.

Por último, en la siguiente tabla se resumen las características más importantes de las diferentes propuestas que fueron analizadas en este capítulo, con estos datos se podrá tener un mejor criterio para decidir cual de ellas presenta el mejor estudio de optimización. Usando una calificación del 1 al 10, evaluamos los parámetros siguientes. (tabla 4.F)

PARAMETROS	PROPUEST	PROPUESTA	PROPUESTA	PROPUEST
	A	2	3	A
Mejor distribución de esfuerzos	8	8	8	10
Alta resistencia a la flexión	8	8	8	9
Menor peso	5	5	9	8
Mejor distribución de espacios	5	8	6	10
Factibilidad en su fabricación	8	8	7	10
Facilidad para ensamblar los sistemas	9	9	7	9
Seguridad estructural para el piloto	9	9	9	9
Bajo costo de fabricación	8	8	8	10
Total	60	63	62	75

En la tabla 4.F se resumen resultados con los cuales podremos evaluar con más criterio las cuatro propuestas presentadas en este trabajo de tesis.



Como puede observarse (ver la tabla 4.F) la propuesta cuatro arroja un valor alto, indicándonos que dicha propuesta cumple con la mayor parte de los requerimientos establecidos por el reglamento y el diseño que se propuso alcanzar, obteniéndose una optimización física en geometría, resistencia mecánica e incluso en el proceso de fabricación.

Demostrando con esto que la utilización del CAD y CAE es una excelente herramienta de optimización (como lo muestra la figura 4-40 que muestra al vehículo Mini-Baja con todos sus sistemas montados en la estructura). Así es como, del diseño en papel donde nace la idea y a través de una serie de pasos de diseño, cálculos y construcción llegamos al producto final.

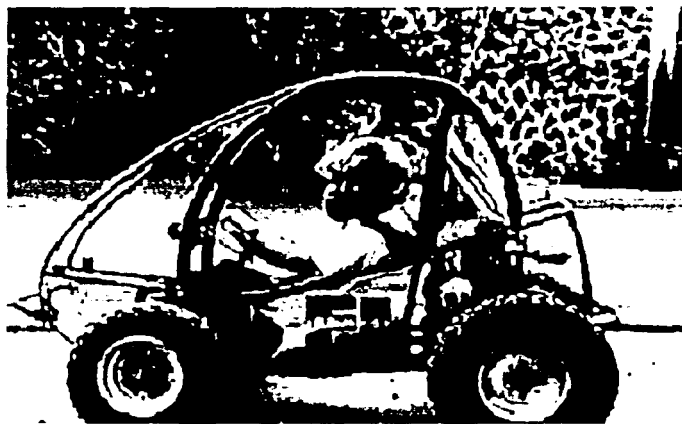


Fig. 4-40. Vehículo Mini-Baja modelo 99 llamado OLLIN.



CAPÍTULO

5

VEHÍCULOS MINI-BAJA UNAM 1990 –2001

A continuación, se presentan las estructuras fabricadas para los vehículos Mini-Baja UNAM, modelos desde 1990 hasta 2001, así como se hace mención de los integrantes de los diferentes equipos Mini-Baja UNAM que contribuyeron en su realización, logrando que la Facultad de Ingeniería consolide una gran experiencia en el diseño y construcción de vehículos Mini-Baja, ya que los vehículos que se presentan en este capítulo, muestran la evolución del proyecto. A tal grado, que hoy en día la Facultad de Ingeniería se encuentra dentro de los primeros lugares generales de diseño, dentro de la competencia Mini-Baja West.

Mini-Baja: Midwest Oklahoma

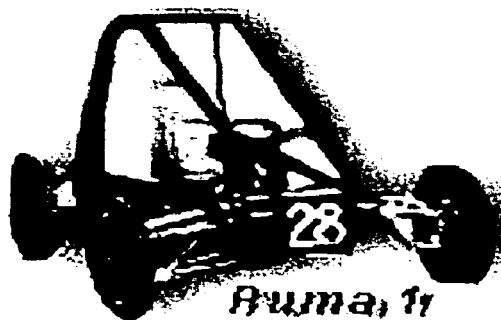
Modelo 1990 llamado PUMA I

Participantes del equipo:

M. en I. Armando Ortiz Prado

Ing. Ubaldo Eduardo Márquez Amador

Ing. José Saldivar Olague





Mini-Baja: Midwest Ohio

Modelo 1991 llamado PUMA MB II

Participantes del equipo:

José Saldivar Olague

Jesús Rodríguez C.

Miguel Ángel Cruz

Alberto Domínguez

Ulises Rodríguez

Edmundo Guzmán

Miguel Marmolejo



Mini-Baja: Midwest Ohio

Modelo 1992 llamado HICHIPOCA

Participantes del equipo:

David Guzmán

Edmundo Lozano

Marcos Pinzón



Mini-Baja: West Paso Texas

Modelo 1993 llamado PUMACEJ

Participantes del equipo:

Alberto Domínguez

Arturo Domínguez

Edmundo Guzmán

Miguel Marmolejo

Ulises Rodríguez





Mini-Baja West Paso Texas

Modelo 1994 llamado TECNOPUMA

Participantes del equipo:

Armando Sánchez Guzmán

Armando Rojas Morin

Carlos A. Martínez C.

Guillermo Rosado Bosques

José Luis Vargas Ortega

Mario Alberto Estrada Navarro

Marco Antonio Sánchez Rodríguez

Miguel Ángel Torres Morales

Oscar E. Chavira López

Oscar Rojas Trangay

Orlando Ruiz Vázquez

Ricardo Bautista Juárez

Ulises Meza Vázquez



Mini-Baja: Midwest Milwaukee

Modelo 1994 llamado TECNOPUMA II

Participantes del equipo:

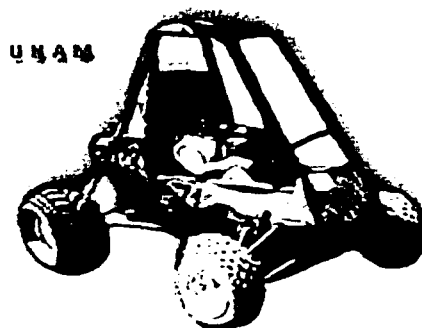
Prof. Armando Sánchez Guzmán

Marco Antonio Sánchez Rodríguez

Miguel Angel Torres

Oscar Rojas Trangay

Ulises Meza Vázquez





Mini-Baja: West Paso Texas

Modelos 1995 llamado UNAM

Participantes del equipo:

Prof. Armando Sánchez Guzmán

Alfredo Dominguez Torres

Enrique Laborde Dovali

Erick Castañeda S.

Francisco Antonio Godinez Rojano

Hugo Cabadas Estrella

José Saavedra Badillo

Guillermo Dominguez

Gerardo Lozano Rodríguez

Saúl Alejandro Galvan Torres

Ulises Meza Vázquez





Mini-Baja: West Arizona

Modelos 1996 llamado Cónдор y Águila

Participantes del equipo:

Prof. Armando Sánchez Guzmán

Alejandro González C.

Alfredo Cruz S.

Enrique Laborde Dovali

Erick Castañeda S.

Hugo Cabadas Estrella

José Saavedra Badillo

Guillermo Dominguez

Gerardo Lozano Rodríguez

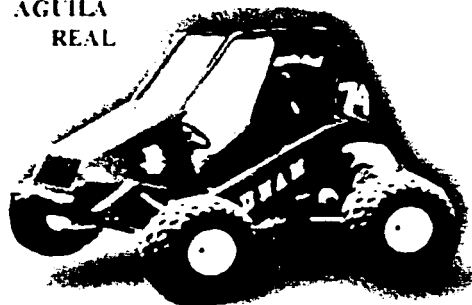
Sergio Beltran Bianci



Cónдор



**AGUILA
REAL**



Mini-Baja: West Arizona
Modelo 1997 llamado Coalt y Jade

Participantes del equipo:

Prof. Armando Sánchez Guzmán

Alejandro González C.

Alfredo Cruz S.

Evaristo Taboada Figueroa

Enrique Laborde Dovali

Erick Castañeda S.

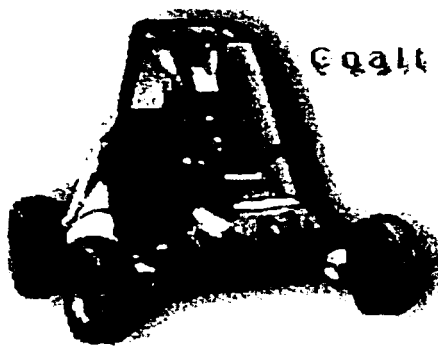
Hugo Cabadas Estrella

José Saavedra Badillo

Guillermo Dominguez

Victor Vázquez Huarota

Vivaldo Muñoz



Coalt



Jade



Mini-Baja: México

Modelo 1998 llamado PUMA

Participantes del equipo:

Prof. Armando Sánchez Guzmán

Bernardo Ortega Torres

Carlos Alberto Juárez Olvera

Evaristo Faboada Figueroa

Enrique Laborde Dovali

Guillermo Domínguez

Jorge Enrique González Almanza

José Antonio González Espinosa

Mauricio Villanueva Vera

Victor Vázquez Huarota

Vivaldo Muñoz

Ricardo Jiménez Martínez

Roger Aleph Méndez P.



Puma

Mini-Baja: West Manhattan Kansas

Modelo 1999 llamado Ollin

Participantes del equipo:

Prof. Armando Sánchez Guzmán

Arturo Saez Monroy

Bernardo Ortega Torres

Carlos Alberto Juaréz Olvera

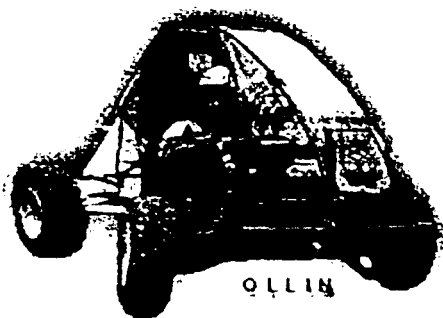
Carlos E. Espinosa Escalona

Evaristo Taboada Figueroa

Mario Galeano M.

Miguel Angel Sánchez R.

Ricardo Jiménez Martínez



Destacado papel, al obtener el segundo lugar general en la prueba de aceleración de una participación de 70 universidades de Canadá, E.E.U.U. y México



Mini-Baja: West Manhattan Kansas

Modelo 2001 llamado Toshka

Participantes del equipo:

Prof. Armando Sánchez Guzmán

Alejandro Navarrete Hernández

Arturo Saez Monroy

Bernardo Ortega Torres

Beatriz Tinajero Cruz

Carlos E. Espinosa Escalona

Eduardo Sicardo Ricaño

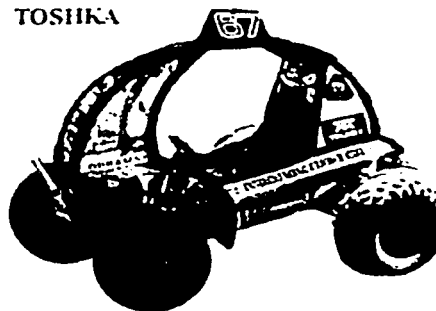
Fabian Iglesias Ochoa

German López Batíz

Marco Antonio Ramírez R.

Ricardo Jiménez Martínez

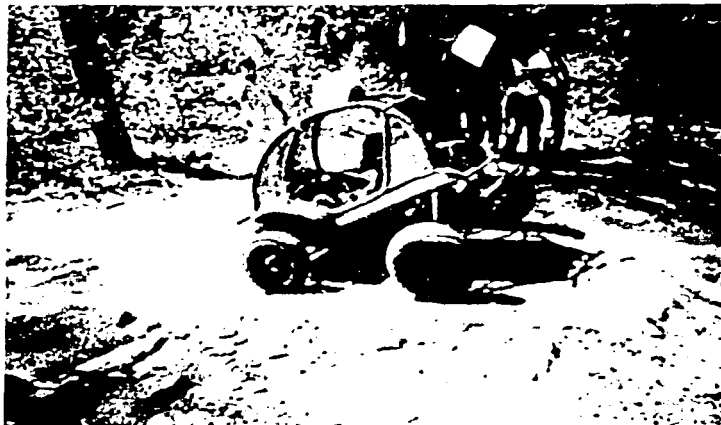
TOSHKA



INTEGRANTES DEL EQUIPO MINI-BAJA UNAM 2001

Destacado papel, al obtener quinto lugar general en la prueba de costos y diseño de una participación de 106 universidades de Canadá, E.E.U.U. y México

COMPETENCIA MINI-BAJA WEST 2001, MANHATTAN KANSAS





CONCLUSIONES

Conclusiones

Dentro de las conclusiones, es satisfactorio mencionar que el estudio de optimización físico (tanto geométrico como de resistencia mecánica y construcción) de la estructura tubular del prototipo Mini-Baja, utilizando las herramientas CAD/CAE, ha sido de un gran apoyo para la obtención de resultados funcionales y concretos, ya que a permitido:

- Ahorrar tiempo de diseño.
- Economizar material y espacios, reduciendo costos tanto de fabricación como de material.
- Flexibilidad para obtener resultados en tiempo real, permitiendo interactuar con el modelo como si fuera un castillo de arena, donde uno lo modela y lo destruye en un instante.
- Durante el análisis de elemento finito, se logro trabajar con diversas variantes de fuerzas y restricciones, obteniéndose una gran cantidad de situaciones a que está expuesta la estructura, con esto se fortaleció el conocimiento teórico con el empirico. Aunque falta bastante camino por recorrer para dictaminar un buen análisis dinámico, creo que se ha dado un gran paso al interactuar con el análisis de impacto dentro de este trabajo de tesis, ya que como se menciona en el capítulo 4, la instrumentación adecuada para obtener mediciones y variables reales como sea posible harán más preciso los resultados.



CONCLUSIONES

- En cuanto a la metodología que se siguió para desarrollar este trabajo de tesis fue muy simple y concreta logrando los objetivos planteados.

Por otro lado, para enriquecer el estudio de este trabajo de tesis se recomienda seguir las siguientes sugerencias y mejorar los resultados obtenidos en el análisis de la estructura:

1. Usar un tubular de acero 1018 con un diámetro exterior de 25.4 mm y un espesor de 2.1 mm
2. Seguir conservando la geometría de ovalo para una distribución de esfuerzos.
3. El uso de una silueta humana de cartón, es útil para obtener el diseño preliminar de la cabina del vehículo, ya que se detalla la ergonomía de espacios para el asiento, pedales y volante dándole el confort adecuado al piloto.
4. Tener cuidado de no incrementar espacios innecesarios.
5. La unión de la estructura se recomienda que sea con el proceso MIG.
6. La estructura completa deberá pesar máximo 38 Kg.
7. Usar defensas que absorban el impacto para evitar lesionar al piloto y al vehículo.
8. Evítese impactos por arriba de los 20 km/hr.
9. Si la estructura es expuesta a una volcadura provocando una flexión mayor de 50 mm, replacé el tubo dañado y refuerce la estructura, no exponga al piloto, intentando desdoblado el tubo dañado.
10. La estructura que se analizó, se le observo una vida útil de 3 años, si se evitan las volcaduras severas podrá extenderse su vida útil.

Otro punto que hay que tomar en cuenta, es que a pesar de lograr un excelente diseño, este puede ser destruido muy rápidamente si no consideramos el factor humano, ya que de la pericia del conductor también dependerá la vida útil de la estructura y de los diferentes sistemas que componen el vehículo.

Estas son algunas conclusiones, recomendaciones y sugerencias a seguir pero lo mejor que se puede concluir es que, a través del proyecto SAE Mini-Baja UNAM, se han realizado una



CONCLUSIONES

serie de pruebas que se han transmitido en experiencia a cada uno de los miembros que han formado parte del proyecto. Así mismo, la formación profesional que se ha dado a los estudiantes dentro del proyecto, ha sido satisfactoria, ya que se han cumplido los siguientes objetivos:

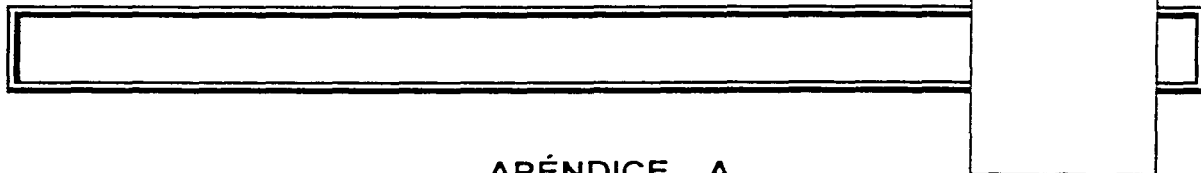
- a) Integración de equipos multidisciplinarios de trabajo, con la finalidad de enriquecer sus conocimientos.
- b) Llevar a la práctica, los conocimientos adquiridos durante la formación universitaria.
- c) Fomentar las relaciones públicas a través de la obtención de patrocinios.
- d) Inculcar la formación de líderes, a través de la responsabilidad de gestionar un sistema del vehículo.

Por otro lado, se confirma que la competencia SAE Mini-Baja es un excelente proyecto, ya que, le da la oportunidad a estudiantes universitarios de enfrentarse académicamente a través del diseño y construcción de un vehículo prototipo para competir a un nivel casi tan real como se hace en las grandes industrias automotrices. El experimentar en un laboratorio real, como lo es el desierto, donde se ponen a prueba los diferentes sistemas que componen al vehículo, hace que se adquiera un nivel de confianza en el área de la ingeniería automotriz, ya que la experimentación que se vive a pasar de la simple representación en papel a la fabricación de los diferentes sistemas que componen el vehículo y observar su comportamiento en el desierto al soportar la rudeza del camino, nos crea el criterio de tomar decisiones, de saber cuando se ha diseñado adecuadamente y como mejorar los diseños posteriores.

Personalmente he logrado cubrir algunas de mis expectativas como estudiante de ingeniería mecánica dentro de este proyecto, así mismo, al tener la oportunidad de coordinar el proyecto SAE Mini-Baja UNAM, me ha dado una formación más profesional y académica.



APÉNDICES



APÉNDICE A

1. REGLAMENTO PARA LA COMPETENCIA MINI-BAJA WEST

□ Características del vehículo

El vehículo deberá ser capaz de maniobrar sobre terreno irregular incluyendo rocas, arena, lodo, etc. Deberá ser capaz de ascender por una pendiente pronunciada de tierra no mayor a 45°. Así como ser adecuado para acomodar un adulto con una estatura de 62" (183 cm) con un peso de 200 lb (90.8kg).

El vehículo debe ser de tipo recreativo monoplaza con cuatro ruedas como mínimo, la longitud máxima será de 96 pulgadas (243.8 cm) y una anchura total de 60 pulgadas (152.4 cm) como máximo.

□ Motor

Contará con un motor de marca Briggs and Stratton modelo 190400 de 4 tiempos y 8 h.p. de potencia a 3600 r.p.m. enfriado por aire y regulado a 4000 r.p.m. como velocidad máxima en vacío. Estos motores se deben de mantener originales sin permitir ninguna modificación de ninguna clase a excepción de las siguientes:

1. El mosle y el tanque de combustible originales podrán ser cambiados de posición.
2. Una bomba de combustible podrá ser instalada sólo en caso de reubicar el tanque de combustible en una posición más segura.
3. El filtro de aire original podrá ser cambiado de posición.
4. Solo serán permitidas refacciones Briggs and Stratton.
5. Solo se podrá usar la junta original de la cabeza del motor.
6. No podrá ser maquinada o pulida la cabeza del motor para modificar la relación de compresión.
7. No se permitirá cortar el cilindro para aumentar la relación de compresión.
8. No se permite aumentar el diámetro del cilindro en su diámetro estándar (2.999" - 3")



APÉNDICES

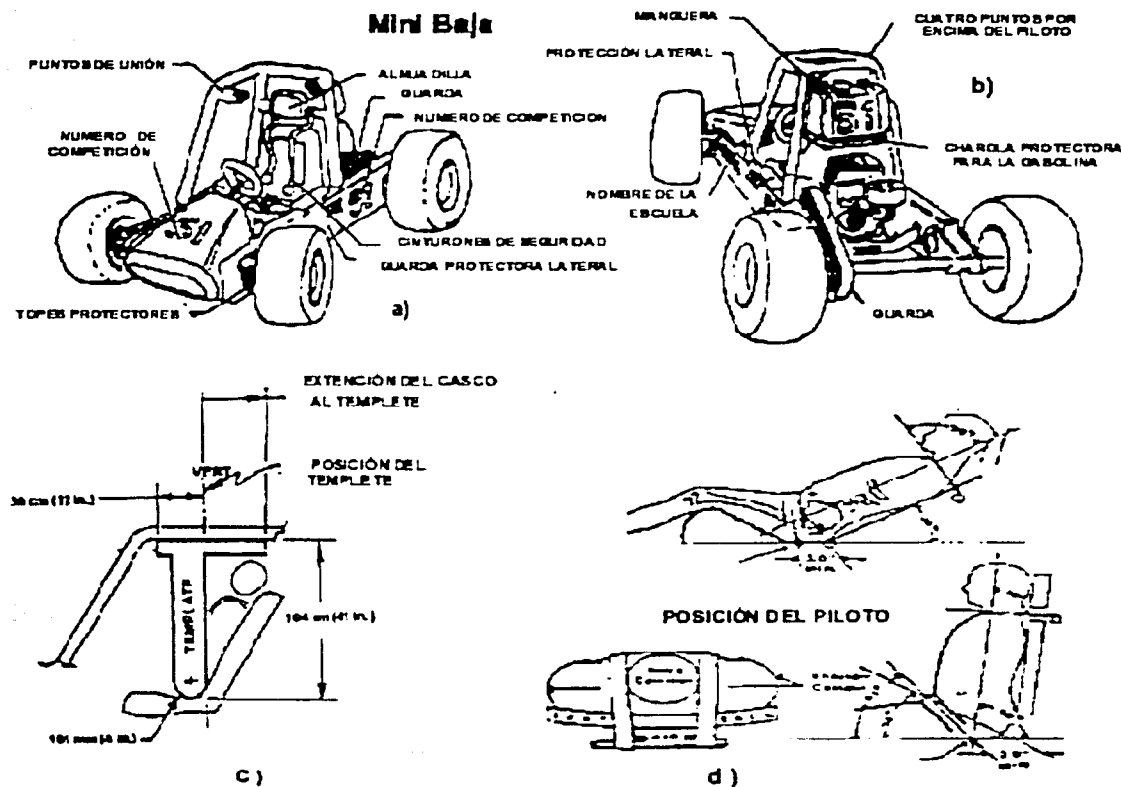
9. Se podrá aumentar la abertura de los anillos libremente.
10. Solo podrán usarse anillos originales Briggs and Stratton.
11. No se permite pulir, limpiar y remover aluminio de los múltiples de admisión y escape de gases.
12. Se permite ajustar libremente el espacio entre vástagos de válvulas y los seguidores.
13. Las válvulas podrán ser asentadas para asegurar el sellado apropiado. El ángulo de asiento de las válvulas de admisión deberá de ser de 300 y en las de escape a 450.
14. El árbol de levas, cigüeñal, biela y volante, no deberán de ser cambiados o modificados.
15. Solo bujías recomendadas.
16. El ajuste del espacio de la armadura será libre.
17. No podrá cambiarse el tiempo de encendido.
18. Los ajustes de las válvulas de marcha en vacío y alta velocidad en el carburador, serán libres.
19. El ajuste del nivel del flotador será libre.
20. No se permite modificar el Venturi del carburador.
21. No se podrán usar aditivos en el combustible.
22. Solo podrán usarse aceites minerales o sintéticos con especificaciones SAE la viscosidad será libre.
23. El tubo del mofle podrá ser extendido.
24. La bobina del arrancador podrá ser extendida para que el piloto pueda accionarla desde la cabina en posición de sentado.

□ Requisitos de la estructura del vehículo:

- La jaula deberá ser construida de tubería de acero con un contenido mínimo de carbono de 0.18%. Así mismo, deberá ser de un diámetro exterior mínimo de 2.54 cm (1 pulgada) y un espesor de 0.21 cm (0.083 pulgadas). Si se opta por otra geometría y otro material para la tubería, deberá cumplir que el producto del módulo de elasticidad del material elegido E , multiplicado por el momento de inercia I de su sección, sea equivalente o mayor al producto $E \times I$ del acero recomendado.
- El diseño de la estructura incorpora protecciones laterales en el área de la cabina. La cual, consiste en una estructura continua (barandal) que se extiende de 20 a 38 cm (8 a 15 pulgadas) sobre la superficie del asiento y deberá rodear la longitud total de la cabina; todas las esquinas interiores y protuberancias deberán ser eliminadas.
- El propósito de la cabina es prevenir al conductor contra un posible aplastamiento en caso de volcadura. Se debe de tener un mínimo de cuatro puntos distintos sobre la cabeza del piloto (como se muestra en las figuras a) estando estos puntos acoplados a la estructura principal a una altura de 104 cm (41 pulgadas) verticalmente desde la superficie del asiento hasta la parte baja del tubo superior y debe de mantenerse esta altura 31.5 cm (12 pulgadas) hacia delante c).
- Es indispensable instalar una pared contra fuego entre la cabina y el compartimiento del motor y del tanque de combustible. Esta pared contra fuego deberá ser de metal cuando menos de 0.020 pulgadas de espesor. Si la bobina del arrancador pasa por dicha pared, no



- deberá permitir que pase combustible hacia la cabina (ver figura b).
- A la cabina del conductor deberá instalarse un piso a todo lo largo para proteger al conductor contra cualquier contacto con la carretera en la posición sentado. El metal expandido (malla) no está permitido para el piso.



REQUERIMIENTOS Y REGLAS DE SEGURIDAD.

Las reglas para las tres competencias Mini-Baja, han sido estandarizadas. Este trabajo fue conducido por un comité especial forzado por SAE, Estados Unidos. El comité fue compuesto por consejeros facultados, competidores en formación e ingenieros de la industria que han sido jueces en competencias Baja. Esto se hizo para asegurar la uniformidad de las normas de seguridad en cada sede y ayudar a los equipos a participar en mas de una competencia si así lo desean.



Es responsabilidad de cada equipo conocer todos los requisitos de seguridad. La falla en alguno de ellos, causara descalificación en la competencia. Si se tiene alguna duda sobre las normas de seguridad presentar por escrito las preguntas lo mas pronto posible con los organizadores al evento.

□ **Estructura:**

El propósito de la estructura tubular es brindar al piloto una protección segura en caso de volcadura, así pues, la estructura tubular debe tener al menos 4 puntos de unión por sobre la cabeza del piloto, y también unir a la estructura principal al menos en otros 4 puntos.

Los brazos del conductor deberán estar dentro de los límites de la jaula. Esto puede ser logrado mediante bandas que están sujetas a los brazos o mediante redes. Si se usan redes de seguridad deberán estar fijas cada 6 pulgadas por arriba y abajo. Los métodos aceptables para fijar las redes al chasis son: bandas, cintas de nylon y varillas de acero.

Se tendrá que instalar un interruptor de encendido que pueda desviar la corriente de encendido a tierra. Este interruptor deberá desconectar una bomba auxiliar de combustible si ha sido instalada y no deberá requerir de una acción complicada del conductor. El interruptor deberá ser fácilmente accesible para el conductor cuando esté sentado y asegurado dentro del coche. Deberá estar marcado con las posiciones "Kill (apagado) y Run (en marcha)".

Un extinguidor de fuego con una norma mínima UL 5 B, deberá montarse en la cabina y debiendo ser accesible para el conductor, los soportes deberán ser diseñados para resistir fuertes sacudidas y deberán permitir que el conductor lo desmonte con facilidad en caso de fuego.

□ **Sistema de combustible:**

El sistema de combustible completo deberá estar localizado dentro de la estructura de tal manera que sea protegido contra impactos(ver figura b). Los soportes del tanque deberán estar diseñados para resistir fuertes sacudidas.

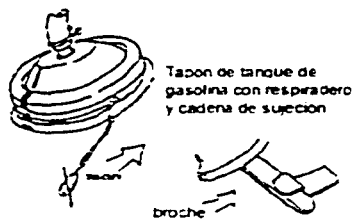
El tanque de combustible deberá estar instalado de tal manera que el combustible no moje al conductor, al motor, al sistema de encendido ni al escape. No están permitidos los tanques dentro de la cabina.

Todos los tapones del tanque deberán ser prisioneros de tal manera que no se puedan liberar del tanque. Todos los tapones deberán evitar que el combustible del tanque se fugue cuando el automóvil esté con las ruedas hacia arriba. El tapón original Briggs and Stratton no cumple este requisito.



Sólo un tanque esta permitido. Los tanques de combustible que se pueden usar, vienen proporcionados junto con el motor Briggs and Stratton.

El tanque de combustible deberá tener incorporado un sistema de ventilación que deberá prevenir la fuga de combustible cuando el vehículo este en posición invertida (ver figura e).



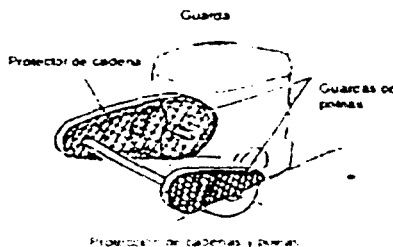
e) Sistema de seguridad de tanque de gasolina.

Las líneas de combustible deberán estar protegidas contra filos cortantes no deberá estar sujetas a los miembros estructurales al pasar junto a ellos. Las líneas de combustible no deberán pasar por la cabina. Estas líneas deberán estar firmemente aseguradas.

□ Sistema de tren motriz:

Todos los componentes móviles del tren motriz, como bandas, poleas, cadenas, etc. deberán tener cubiertas adecuadas para prevenir daños al conductor o espectadores (ver figura f) en caso de romperse un elemento, cuando el automóvil este en operación.

Cualquier vehículo que use juntas esféricas como rotulas y terminales de dirección sujetas por un lado, deberán incorporar una rondana de seguridad para prevenir la separación total, en caso de ruptura.



f) Guardas de CVT y cadenas.



APÉNDICES

□ **Sistemas de dirección y suspensión:**

Todos los vehículos deberán estar equipados con topes limitadores de carrera de la dirección, para prevenir su bloqueo durante giros al máximo.

Las terminales de todos los vehículos deberán estar protegidas contra impactos frontales. Una defensa podrá ser requerida según el criterio de los jueces, dependiendo del diseño y la instalación del sistema.

Todas las barras de suspensión y de dirección que pasen por la cabina deberán estar cubiertas de tal modo, que las piernas del conductor no hagan contacto con dichas barras.

□ **Sistema de frenos:**

Todos los vehículos deberán incorporar un sistema de frenos que sea capaz de detener por lo menos, las ruedas delanteras o las ruedas traseras y que pueda bloquear las ruedas sobre pavimento seco.

Los frenos deberán operar sobre los ejes de mando final. Los sistemas de frenado interior a través de juntas universales, están permitidos.

Sólo son permitidos los controles de pie para acelerador. Dichos pedales deberán instalarse de tal modo que no atrapen los pies del conductor en ninguna posición.

□ **Requisitos para los conductores:**

Todos los conductores deberán usar un casco aprobado por cualquiera de las normas Snell o Dot que deberá mostrarse como evidencia en la etiqueta del fabricante, también deberán usar una cubierta protectora para la cara o anteojos de un material transparente y resistente al impacto. Los lentes de vidrio no cumplen este requisito.

Los conductores deberán vestir ropa apropiada incluyendo pantalones largos, calcetines, zapatos, guantes y una chamarra o sudadera de manga larga.

Los cinturones de seguridad, cascos, protecciones para ojos y la ropa apropiada, deberá ser siempre usados todo el tiempo que el vehículo esté en operación.

El consumo de bebidas alcohólicas o sustancias controladas, en cualquier tiempo, durante los eventos diarios, esta estrictamente prohibido y la evidencia de consumo, resultara en la descalificación inmediata del equipo.



▣ **Misceláneos**

Todos los vehículos deberán mostrar su número asignado en el frente en ambos lados y atrás (ver figura a). Esos números deberán ser por lo menos de 8 pulgadas (20.3 cm) de altura y de 1 pulgada de anchura de línea. También deberán contrastar con el color del vehículo.

El nombre de la escuela deberá mostrarse en los lados del vehículo y calcomanías de SAE y Briggs and Stratton deberán mostrarse cerca del nombre de la escuela.

Es responsabilidad de cada equipo proveerse de los números de identificación. Las escuelas podrán mostrar publicidad de sus patrocinadores con tal que sea de buen gusto y no estorbe a los números de identificación. Los organizadores podrán requerir a todos los equipos mostrar publicidad de los patrocinadores de los eventos.

A la conclusión del evento de resistencia, los primeros vehículos ganadores serán aislados y reinspeccionados. Esta revisión incluirá la comprobación del ajuste del gobernador, el motor y la verificación de alguna modificación prohibida. Además el motor del automóvil ganador o cualquiera que señalen los jueces, serán desarmados para inspección.

Los conductores deberán vestir ropa apropiada incluyendo pantalones largos, calcetines, zapatos, guantes y una chamarra o sudadera de manga larga.

Los cinturones de seguridad, cascos, protecciones para ojos y la ropa apropiada, deberán ser siempre usados todo el tiempo que el vehículo esté en operación.

El consumo de bebidas alcohólicas o sustancias controladas, en cualquier tiempo durante los eventos diarios, esta estrictamente prohibido y la evidencia de consumo, resultara en la descalificación inmediata del equipo.

NOTA: Para mejor referencia del reglamento SAE Mini-Baja para cualquier competencia, consulta r la pagina siguiente:

www.sae.org.com



APÉNDICES

2. CARACTERÍSTICAS GENERALES DESEADAS EN EL DISEÑO DEL VEHÍCULO

- El vehículo debe ser de tipo recreativo monoplaza con cuatro ruedas como mínimo, la longitud máxima será de 96 pulgadas (243.8 cm) y una anchura total de 60 pulgadas (152.4 cm) como máximo.
- Desarrollar la potencia del motor, para vencer pendientes pronunciadas de tierra no mayor a 45°.
- El vehículo deberá ser capaz de maniobrase sobre terreno irregular incluyendo rocas, arena, lodo, etc.
- Debe ser adecuado para acomodar un adulto con una estatura de 60" (183 cm) con un peso de 200 lb (90.8kg).
- Contará con un motor de marca Briggs and Stratton modelo 190400 de 4 tiempos y 8 h.p. de potencia a 3600 r.p.m., enfriado por aire y regulado a 4000 r.p.m. como velocidad máxima.
- Que brinde plena seguridad al piloto contra posibles accidentes.
- Facilidad de construcción, utilizando piezas comerciales, así como utilizar el mínimo número de procesos en el caso de fabricar alguna pieza.
- Sencillez en el diseño, es decir no buscar soluciones rebuscadas que puedan afectar la factibilidad.
- Resistencia al maltrato del camino.
- No exceder un peso de 280 Kg. con piloto.
- Versatilidad del vehículo, es decir la capacidad de recorrer en diferentes tipos de camino.
- Rápida respuesta a las condiciones del terreno.
- Comodidad en la cabina utilizando medidas ergonómicas.
- Buena Maniobrabilidad utilizando radios de giro mínimos, de aproximadamente 1.8m.
- Facilidad de desensamble en mecanismos que puedan requerir mantenimiento o reparación utilizando métodos de unión no permanentes así como espacio suficiente para maniobrar.



3. ESPECIFICACIONES FINALES DEL VEHÍCULO MINI-BAJA UNAM 1999

Distancia entre ejes	1.50 m	(59 pulg.)
Anchura total	1.40 m	(55 pulg.)
Altura del suelo al piso	0.23 m	(9 pulg.)
Altura total	1.10 m	(43 pulg.)
Longitud total	2.07 m	(81.5 pulg.)
Masa	200 Kg	(440 lbs.)
Estructura	Acero AISI 1018	
Llantas traseras	Dumlop Fast tracc 21x7x10	
Ruedas traseras	Aluminio 5x10	
Llantas delanteras	Dumlop Fast tracc 21x7x10	
Ruedas delanteras	Aluminio 10x5	
Amortiguadores traseros	Kony ajustables	
Amortiguadores delanteros	Kony ajustables	
Transmisión híbrida	C.V.T. y reductor relación baja 36:1, relación alta 6.7:1	
Frenos traseros	Un sólo disco	
Dirección	Piñón cremallera	
Mecanismo suspensión trasera	Horquilla simple " A "	
Mecanismo suspensión delantera	Horquilla doble " A "	
Velocidad máxima en plano	60 km/hr	
Velocidad en pendiente máxima a (45°)	10 km/hr	



APÉNDICES

Tabulación de salarios mínimos (febrero 1999) para diferentes profesiones

Salarios Mínimos

(vigentes a partir del 1ero. de enero de 1999)

(Paseo diarios)

Salarios Mínimos	Area A	Area B	Area C	Of. Num.
Generales:	34.45	31.90	29.70	-
Profesionales	-	-	-	-
1.-Albañilería, oficial de	50.15	46.65	43.30	1
2.-Archivista clasificador en oficinas	47.90	44.50	41.25	2
3.-Boticas, farmacias y droguerías, dependiente de mostrador en	43.70	40.55	37.70	3
4.-Buldozer, operador de	52.80	48.95	45.50	4
5.-Cajero(a) de máquinas registradora	44.50	41.40	38.50	5
6.-Cajista de imprenta, oficial	47.35	44.05	40.80	6
7.-Cantinerero preparador de bebidas	45.55	42.25	39.25	7
8.-Carpintero de obra negra	46.75	43.40	40.25	8
9.-Carpintero en fabricación y reparación de muebles, oficial	49.25	45.70	42.40	9
10.-Cepilladora, operador de	47.65	44.25	41.10	10
11.-Cocinero(a), mayor(a) en restaurantes, fondas y demás establecimientos de preparación y venta de alimentos	50.90	47.25	43.85	11
12.-Colchones, oficial en fabricación y reparación de	46.05	42.75	39.75	12
13.-Colocador de mosaicos y azulejos, oficial	49.00	45.60	42.30	13
14.-Contador, ayudante de	48.35	44.85	41.65	14
15.-Construcción de edificios y casas habitación, yesero en	46.45	43.20	40.05	15
16.-Construcción, herrero en	48.35	44.85	41.65	16
17.-Cortador en talleres y fábricas de manufactura de calzado, oficial	45.10	41.85	38.95	17
18.-Costurero(a) en confección de ropa en talleres o fábricas	44.40	41.20	38.35	18
19.-Costurero(a) en confección de ropa en trabajo a domicilio	45.75	42.50	39.40	19
20.-Chofer acomodador de automoviles en estacionamiento	46.75	43.40	40.25	20
21.-Chofer de camión de carga en general	51.35	47.70	44.30	21
22.-Chofer de camioneta de carga en general	49.75	46.15	42.80	22
23.-Chofer operador de vehículos con grúa	47.65	44.25	41.70	23
24.-Draga, operador de	53.40	49.70	46.00	24

APÉNDICES



Continuación de la tabulación de salarios mínimos (febrero de 1999) para diferentes profesiones.

58.-Motorista en barcos de carga y pasajeros, ayudante de	49.25	45.70	42.40	58
59.-Niquelado y cromado de artículos y piezas de metal, oficial de	47.35	44.05	40.80	59
60.-Peinador(a) y manicurista	46.75	43.40	40.25	60
61.-Perforista con pistola de aire	49.60	46.05	42.70	61
62.-Pintor de automóviles y camiones, oficial	48.35	44.85	41.65	62
63.-Pintor de casas, edificios y construcciones en general, oficial de	47.90	44.50	41.25	63
64.-Planchador a máquina en tintorerías, lavanderías y establecimientos similares	44.50	41.40	38.50	64
65.-Plomero en instalaciones sanitarias, oficial	48.05	44.70	41.45	65
66.-Prensa offset multicolor, operador de	50.15	46.65	43.30	66
67.-Prensista, oficial	46.75	43.40	40.25	67
68.-Radiotécnico reparador de aparatos eléctricos y electrónicos, oficial	50.00	46.45	43.10	68
69.-Recamarero(a) en hoteles, moteles y otros establecimientos de hospedaje	43.50	40.40	37.35	69
70.-Recepcionista en general	44.85	41.65	38.60	70
71.-Refaccionarias de automóviles y camiones, dependiente de mostrador en	45.25	42.05	39.05	71
72.-Reparador de aparatos eléctricos para el hogar, oficial	47.35	44.05	40.80	72
73.-Reportero(a) en prensa diaria impresa	103.15	95.80	88.80	73
74.-Reportero(a) gráfico(a) en prensa diaria impresa	103.15	95.80	88.80	74
75.-Repostero o pastelero	50.15	46.65	43.30	75
76.-Suscriptor en trabajo a domicilio, oficial de	50.50	46.90	43.55	76
77.-Soldador con soplete o con arco eléctrico	49.60	46.05	42.70	77
78.-Tabalbartero en la manufactura y reparación de artículos de piel, oficial	46.75	43.40	40.25	78
79.-Tablajero o carnicero en mostrador	46.75	43.40	40.25	79
80.-Tapicero de vestiduras de automoviles, oficial	47.65	44.25	41.10	80
81.-Tapicero en reparación de muebles, oficial	47.65	44.25	41.10	81
82.-Taquimecanógraf(a) en español	46.95	43.60	40.55	82
83.-Trabajadora social	56.75	52.60	48.90	83
84.-Traxcavo neumático y/o oruga, operador de	51.15	47.50	44.05	84
85.-Vaquero ordenador a máquina	43.50	40.40	37.35	85
86.-Velador	44.40	41.20	38.35	86
87.-Vendedor de piso de aparatos de uso domestico	45.75	42.50	39.40	87
88.-Zapatero en talleres de reparación de calzado, oficial	45.10	41.85	38.95	88

Tabulación de costo de procesos para el área metal mecánica (abril de 1999). Tomados de la guía de costos del reglamento SAE Mini-Baja West.

Soldadura de arco por cm	5 pesos por 2.54 cm
Doblez de tubo	3 pesos por doblez
Corte con segueta	0.60 pesos por corte
Esmerilado de radios en tubo	0.80 pesos por radio



APÉNDICE B

FUNDAMENTOS DEL FEA

La mayoría de los métodos con tensiones del FEA se basan en el uso de valores de rigidez para establecer los desplazamientos de los nodos de la retícula cargada y obtener así la tensión de cada elemento.

La rigidez de un material elástico se puede dar como:

$$F = kx$$

Donde: k = rigidez

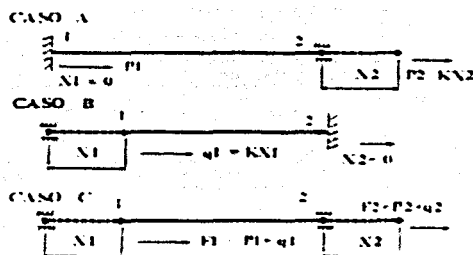
F = fuerza aplicada

x = desplazamiento

Mientras el desplazamiento varía con la fuerza aplicada, la rigidez permanece constante para un componente concreto.

MATRIZ DE RIGIDECES

Consideremos un elemento simple consistente en una varilla fina, ligera y elástica de valor de rigidez k



Casos A. B. C

En el caso de A. se supone que el nodo 1 está fijo y que el nodo 2 está libre para moverse en un desplazamiento x_2 bajo la acción de una fuerza p_2 . Entonces



$$p_2 = k x_2$$

y para el equilibrio

$$p_1 + p_2 = 0$$

es decir,

$$p_1 = - p_2$$

En el caso B, se supone que el nodo 2 está fijo y que el nodo 1 está libre para moverse en un desplazamiento x_1 bajo la acción de una fuerza q_1 entonces

$$q_1 = k x_1$$

y para el equilibrio

$$q_1 + q_2 = 0$$

es decir,

$$q_2 = - q_1$$

En el caso C, se supone que los nodos 1 y 2 están libres. Así pues se pueden combinar los casos A y B con fuerzas resultantes F_1 y F_2 en los nodos 1 y 2 respectivamente.

Combinando los casos A y B en el nodo 1:

$$F_1 = p_1 + q_1 = - p_2 + q_1 = - k x_2 + k x_1 = k x_1 - k x_2$$

Combinando los casos A y B en el nodo 2:

$$F_2 = p_2 + q_2 = p_2 - q_1 = k x_2 - k x_1 = - k x_1 + k x_2$$

Así en resumen:

$$F_1 = k x_1 - k x_2$$

$$F_2 = - k x_1 + k x_2$$

Esto puede expresarse en forma de matriz

$$\text{Fuerzas nodales} \quad \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k & -k \\ -k & k \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} \quad \text{Desplazamientos nodales}$$

Matriz de rigidez

La matriz de rigidez se puede considerar como el bloque principal de construcción de todas las tensiones de trabajo en los cálculos de la retícula de elementos finitos.



Raramente los componentes de ingeniería están formados, como es natural, de elementos simples tales como las varillas delgadas anteriormente estudiadas, en áreas y volúmenes, las relaciones entre fuerza y desplazamiento vienen afectadas considerablemente por la geometría del elemento, y no consiste en una simple cantidad tal como el valor de rigidez k . Por consiguiente la matriz de rigideces se debe de derivar de un procedimiento algebraico complejo que involucra un cierto número de matrices constituyentes, cada una de las cuales es de una forma altamente avanzada.

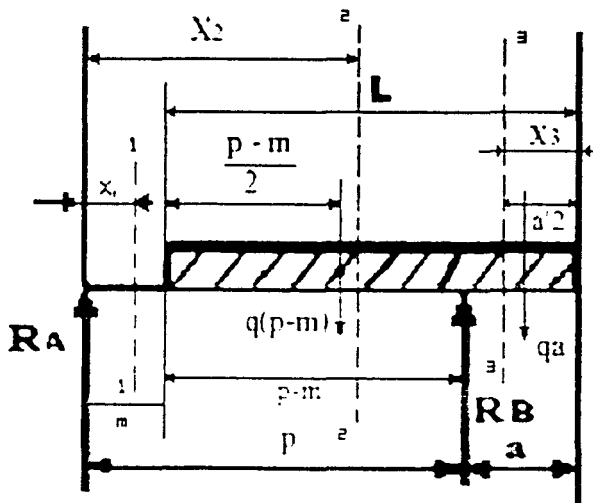
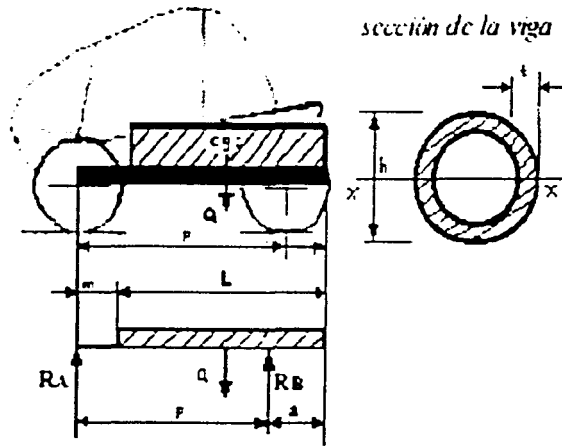
$$\text{Matriz de rigideces: } = V \int (B)^t (D) (B)$$

En donde:

- (B) = es una matriz que describe la geometría del elemento
- (D) = es una matriz relativa tensiones y deformaciones, que incluye modulo de Young y valores del radio de Poisson.
- (B)^t = es la matriz transpuesta de (B)
- V = es el volumen del elemento



DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



En la figura superior se muestra el esquema de carga de los largueros. En la parte inferior se observa el diagrama de cuerpo libre de los largueros.

Calculo por medio de largueros.

Análisis de la estructura con el método del cálculo del chasis. Se sabe que, por resistencia de materiales la fatiga viene dada por :

$$K_f = (M * z) / I = M / (I / z) = M / W$$

Donde:

M = momento flector máximo.

I = momento de inercia de la sección más peligrosa, o sea la correspondiente al momento flector máximo.

Z = distancia del eje de simetría x-x de la sección más peligrosa

$$z = h / 2$$

W = I / z momento resistente.

Para esto hay que calcular el momento flector máximo, una vez conocido este, habrá que escoger el perfil adecuado de modo que el coeficiente de trabajo o fatiga resultante sea admisible.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

APÉNDICES



Utilizando el diagrama de fuerzas cortantes y momento flector se obtiene que:

Para esto se determinan las reacciones como sigue:

Considerando $Q/2$

$q = Q/L$ carga por unidad de longitud

$Q = 630/2 = 315 \text{ kg}$ $m = 25 \text{ cm}$

$p = 110 \text{ cm}$ $L = 115 \text{ cm}$

$a = 20 \text{ cm}$ $n = (L/2) - a = 37.5$

a) Determinación de reacciones, tomando momentos con respecto al eje trasero tenemos:

$$R_A = (Q/2p)(L - 2a)$$

$$R_A = (315/2(110))(115 - 2(20))$$

$$= 1050 \text{ N}$$

$$R_B = (Q/2p)(L + 2m)$$

$$R_B = (315/2(110))(115 + 2(25))$$

$$= 2310 \text{ N}$$

b) Determinación de fuerzas cortantes:

Para la sección 1-1 ($0 \leq X_1 \leq m$)

$$F_1 = R_A = 1050 \text{ N}$$

Para la sección 2-2 ($m \leq X_2 \leq p$)

$$F_2 = R_A - q(X_2 - m)$$

F_2 será nulo cuando se verifique:

$$R_A = q(X_2 - m) \quad \text{de donde}$$

$$X_2 = (R_A/q) + m$$

Como $R_A = (qL/2p)(L - 2a)$

resulta que



APÉNDICES

$$X_2 = (L/2p)(L - 2a) + m$$

para $(X_2 = p)$ tenemos que:

$$F_2 = R_A - q(p - m),$$

pero como:

$$R_A = (q/2p)((p - m)^2 - a^2), \quad \text{se tiene:}$$

$$F_2 = (q/2p)((p - m)^2 - a^2 - 2p(p - m)) = -(q/2p)(a^2 + p^2 - m^2)$$

Pero como $(a^2 + p^2 - m^2)$ es mayor que cero, por lo tanto la fuerza cortante es negativa sobre el eje trasero.

$$F_2 = -(q/2p)(a^2 + p^2 - m^2) = -(27/2(110))(20^2 + 110^2 + 25^2) = -1610 \text{ N}$$

Para la sección 3-3 se tiene que $(0 \leq X_3 \leq a)$

$$F_3 = q * X_3$$

si $X_3 = a$ se tiene que $F_3 = q * a = 2.7 * 20 = 540 \text{ N}$

En la sección correspondiente al eje trasero hay una discontinuidad pues pasa del valor negativo

$$-(q/2p)(a^2 + p^2 - m^2)$$

al valor positivo $(q * a)$

c) Obtención del momento flector máximo:

Para sección 1-1

$$M_1 = R_A * X_1$$

(ecuación de una recta en la que X_1 puede variar de 0 a m)

Para sección 2-2

$$M_2 = R_A * X_2 - (q/2)(X_2 - m)^2$$

(curva de 2° en la que X_2 puede variar desde p hasta m)

Para sección 3-3

$$M_3 = -q(X_3^2/2)$$



(ecuación de una parábola en la que X_3 puede variar desde a hasta 0).

Por resistencia de materiales se sabe que en las secciones en que la fuerza cortante se anula o cambia de signo se producen máximos del momento flector.

En este caso se presentan dos momentos flectores máximos relativos; para determinar cual de ellos es el mayor hay que compararlos entre sí teniendo en cuenta que se comparan sus valores absolutos.

Designando por M'_2 y M''_2 los momentos flectores máximos relativos correspondientes a las secciones en que la fuerza cortante se anula o cambia de signo, se verifica:

$$\text{Para } X'_2 = (R_A / q) + m$$

$$M'_2 = R_A * X'_2 - (q/2) (X'_2 - m)^2$$

$$\text{Como: } X'_2 = (L/2p) (L - 2a) + m, \quad R_A = (Q / 2p) (L - 2a)$$

$$M'_2 = (Q / 2p) (L - 2a) [(L/2p) (L - 2a) + m] - (q/2) [(L/2p) (L - 2a) + m - m]^2$$

$$\text{Haciendo } n = (L/2) - a = (L - 2a) / 2 = (115 - (2 * 20)) / 2 = 37.5$$

$$\text{Y teniendo en cuenta que } Q = q * L$$

$$M'_2 = (q L / p) n [n (L / p) + m] - (q / 2) ((L / p) n)^2 = (q / 2) (L * n / p^2) (L n + 2pm)$$

$$M'_2 = (2.7 / 2) ((115 * 37.5) / 110^2) ((115 * 37.5) + (2 * 110 * 25)) = 4.8 * 9812.5$$

$$M'_2 = 47100 \text{ Ncm} = 470 \text{ Nm}$$

$$M_2 = R_A * X_2 - (q / 2) (X_2 - m)^2$$

$$\text{Para } X_2 = p$$

$$M''_2 = (Q / 2) (L - 2a) - (q / 2) (L - a)^2$$

$$\text{Como } Q = q * L$$

$$M''_2 = -q * (a^2 / 2) = -27 (20^2 / 2) = -5400 \text{ Ncm} = 54 \text{ Nm}$$



M''_2 será mayor que M'_2 en valor absoluto si se verifica que:

$$a^2 > (L \cdot n / p^2) (L n + 2pm)$$

o sea

$$a^2 \cdot p^2 > (L n + 2pm)$$

Por el contrario, M'_2 será mayor que M''_2 si se verifica que:

$$a^2 \cdot p^2 < (L n + 2pm)$$

a) Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector .

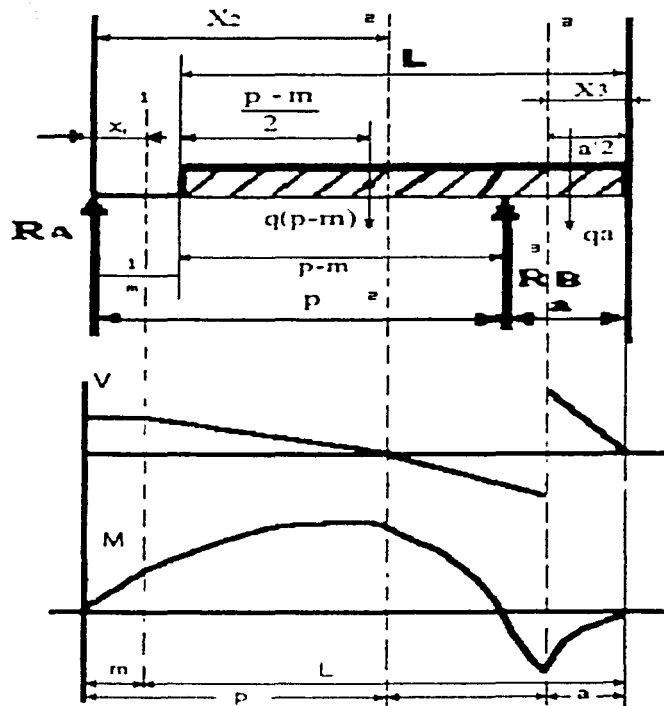


Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.

Ahora podemos calcular la resistencia a la fatiga como sigue:



APÉNDICES

$$K_r = M / W \quad \text{y donde} \quad W = I / z = 1.05e^{-8} \text{ m}^4 / 0.0127 \text{ m} = 8.26e^{-7}$$

$$I = 1.05e^{-8} \text{ m}^4 \quad \text{para un tubo de diámetro de 25.4 mm y espesor de 2.1 mm}$$

$$z = r = 25.4 / 2 = 12.7 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

Pero como son dos vigas y utilizando un factor de seguridad de 3 tenemos que:

$$K_r = 3 M / 2 W = 3 (54 \text{ Nm}) / 2 (8.26e^{-7} \text{ m}^3) = 98062953 \text{ N / m}^2$$

$$K_r = 98 \text{ MPa}$$

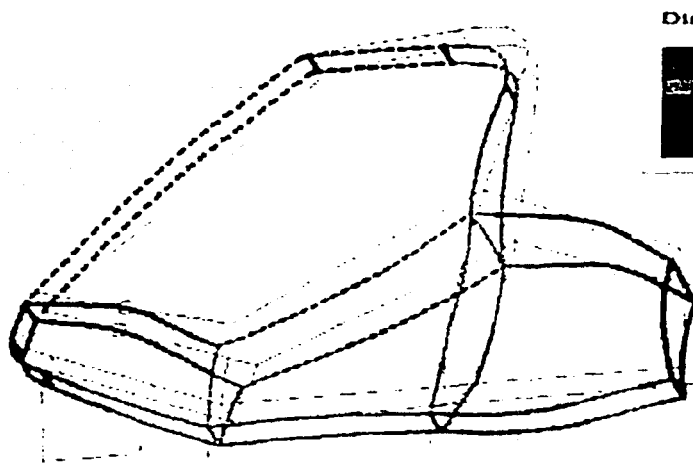
Este será el coeficiente de carga dinámica con el que trabajarán los largueros. Por otro lado, este coeficiente es admisible ya que es menor al obtenido de tablas como se muestra enseguida.

El material recomendado es un acero 1018, teniendo un coeficiente de ruptura mínimo de 350 N/mm^2 y tomando como norma general un coeficiente de seguridad de 3, se puede admitir un coeficiente de trabajo de :

$$K_r = 350 / 3 = 116 \text{ N / mm}^2 = 116 \text{ MPa}$$



Análisis estático de la primera propuesta, del carro llamado Cóndor (unidades en cm para desplazamiento y N/cm² para el esfuerzo).

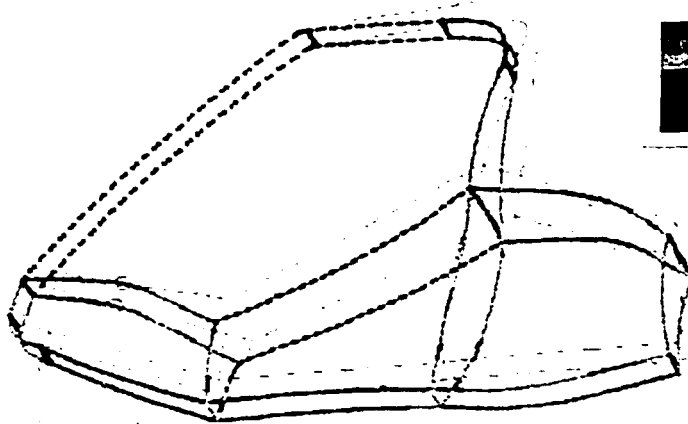


Displacement

█	0.26002
█	0.22287
█	0.18573
█	0.14858
█	0.11144
█	0.07429
█	0.03715
█	0

TIPO DE ANALISIS
EFUERZO LINEAL
TIPO DE ELEMENTO: BEAM
CANTIDAD DE NODOS : 1426
MEDIDAD DE ARCHIVO: 1.1 MB
TIEMPO DE PROCESO: 0.298 MIN
TIPO DE RESULTADO
DESPLAZAMIENTO cm

RESULTADO DE DESPLAZAMIENTO EN CM DE LA PROPUESTA 1



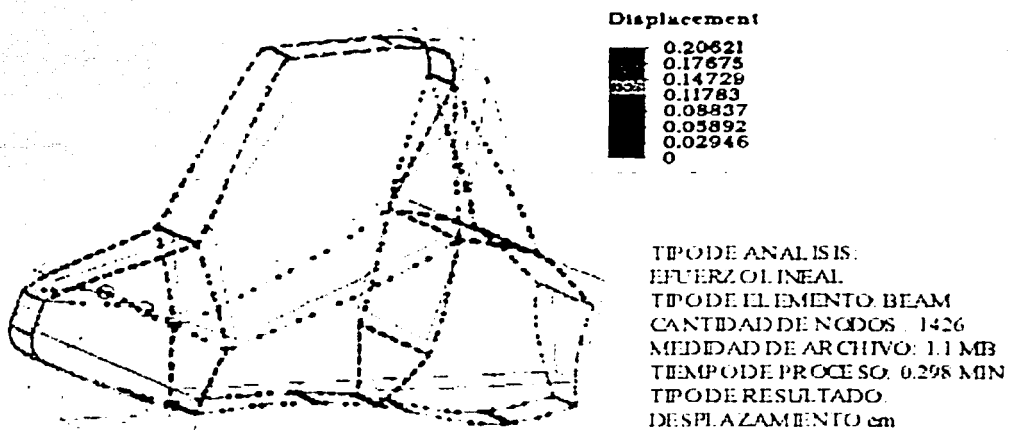
Beam-Truss

█	17305
█	12208
█	7113.7
█	2018.2
█	-3077.2
█	-8172.7
█	-13268
█	-18364

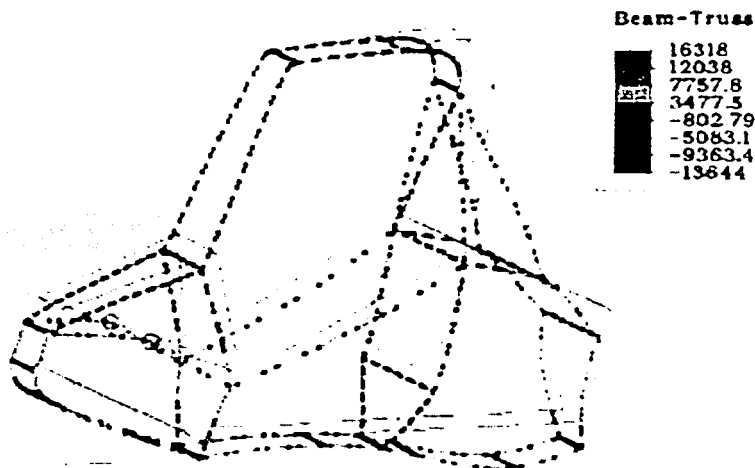
RESULTADO DE ESFUERZO AXIAL DE LA PROPUESTA 1



Análisis estático de la segunda propuesta, del carro llamado Puma.



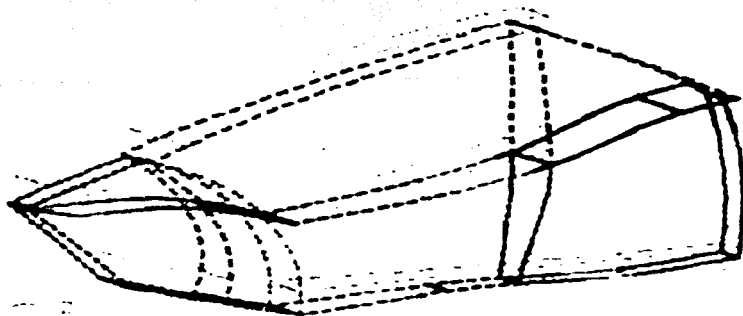
RESULTADO DE DESPLAZAMIENTO EN CM, DE LA PROPUESTA 2



RESULTADO DE ESFUERZO AXIAL DE LA PROPUESTA 2



Análisis estático de la tercer propuesta, del carro llamado Depuma, unidades en mm.

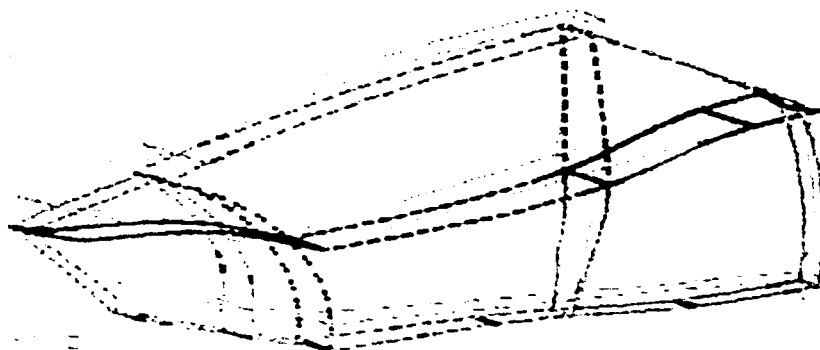


Displacement

3.2811
2.8124
2.3436
1.8749
1.4062
0.93746
0.46873

TIPO DE ANALISIS: FUERZO LINEAL
 TIPO DE ELEMENTO: BEAM
 CANTIDAD DE NODOS: 1426
 MEDIDAD DE ARCHIVO: 1.1 MB
 TIEMPO DE PROCESO: 0.298 MIN
 TIPO DE RESULTADO: DESPLAZAMIENTO cm

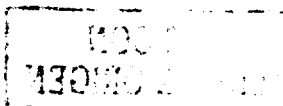
RESULTADO DE DESPLAZAMIENTO EN mm, DE LA PROPUESTA 3



Beam-Truss

178.35
120.89
83.032
5.3724
-52.287
-109.95
-167.61
-225.27

RESULTADO DEL ESFUERZO AXIAL DEL LA PROPUESTA 3



APÉNDICES



Universidad Nacional Autónoma de México
 Facultad de Ingeniería
 Departamento de Ingeniería Mecánica

Prueba de tracción para muestras de placa delgada de acero

Test type: Tensile

Operator name: Adolfo Altamirano M.

Sample Identification: TUBOMBI

Interface Type: 4200 Series

Machine Parameters of test:

Sample Rate (pts/sec): 5.00
 Crosshead Speed (mm/min): 5.000
 Extensometer switch value: .7500% offset

Dimensions:

Spec. 1 Spec. 2

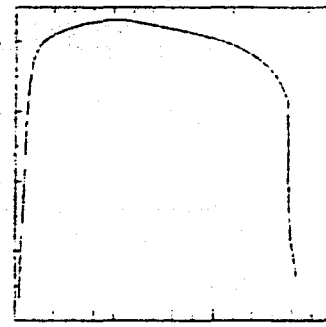
Width (mm) 13.500 12.900
 Thickness (mm) 1.9800 1.9800
 Ext. gauge len. (mm) 50.000 50.000
 Spec gauge len. (mm) 90.000 90.000

Instron Corporation
 Series II Automated Materials Testing System 1.04
 Test Date: 21 Mar 1957

Sample Type: ASTM

Humidity (%): 50
 Temperature (deg. C): 23

Out of 2 specimens, --0 excluded.



Specimen Number	Desplazto. en máx. Carga (mm)	% Deforma. en máx. Carga (%)	Carga Máxima Soportada (kN)	Esfuerzo en máx. Carga (MPa)	Desplazto. en Punto Ruptura (mm)	% Deforma. en Punto Ruptura (%)	Carga en Punto Ruptura (kN)	Esfuerzo en Punto Ruptura (MPa)	Desplazto. al 0.2% Fluencia (mm)
1	.4423	.8846	11.13	416.5	5.330	1.064	8.194	306.4	
2	4.4100	4.9000	11.19	428.2	7.3600	8.178	8.867	347.2	.0463
Mean:	2.4260	2.8920	11.16	427.4	3.9460	4.622	8.531	326.9	
Standard Deviation:	2.8060	2.8390	.04	15.4	4.8270	5.029	.476	28.7	

Specimen Number	% Deforma. al 0.2% Fluencia (%)	Carga al 0.2% Fluencia (kN)	Esfuerzo al 0.2% Fluencia (MPa)	Módulo de Young (MPa)
1				297200.
2	.0926	.8134	31.85	192500.
Mean:				247900.
Standard Deviation:				69760.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



BIBLIOGRAFÍA

- Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston. *Mecánica de Materiales*. 1ª Ed. Mc. Graw Hill, 1988, 618 pp.
- Shigley Joseph Edward. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 5ª Ed., Mc. Graw Hill, 1990, 736 pp.
- Mompín Poblet José, *Sistema de Fabricación CAD/CAM/CAE*. 1ª Ed., edición en castellano, publicaciones Marcambo, 1988, 386 pp.
- Constantine Spyrakos, *Finite Element Modeling in engineering practice*. Distributed by Algor, Publishing Division Pittsburgh. PA. 2000.
- Fenton John, *SAE Handbook of Vehicle Design Analysis*. 1ª Ed., Mechanical Engineering Publications, 1996, 751 pp.
- *SAE Handbook*. 1990, Vol 4 Pag. 40.03
- Bettini, Cincunegui, Koolen. "Ingenieros digitales" CAD X Press. Ed. Terra, Año 4 No. 25. 1999, 64-24.
- SAE Internataional, "Controlling deceleration during a crash" *Automotive engineering internat ional*. (June 2000), 144-25.
- www.algor.com
- www.sae.org.com