

Calculo de la Barra Antivuelco de un Vehículo Automotor.

Dr. Javier García de la Figal.

Dpto. Mec. Aplicada. Facultad de Ing. Mecánica. CUJAE

jgarcia@mecanica.cujae.edu.cu

Dirección: Luaces # 6 e/ Carlos III y Lugareño, Plaza, Ciudad Habana, Cuba.

Introducción.

El presente trabajo trata acerca del calculo de la barra antivuelco del FORD modelo A, desarrollado por el **Instituto de Desarrollo Automotriz, IDA**, teniendo en cuenta las fuerzas que la cinta de seguridad de los automovilistas, ejerce sobre la citada barra, ante un choque que provoca una aceleración de 20 g en el vehículo. El calculo se hace mediante la confección de un *modelo de elementos finitos* de la barra y la carrocería, para lo cual se hace uso de un programa profesional de elementos finitos.

Se determinan los esfuerzos máximos y los equivalentes, tanto de las partes metálicas del sistema, que son fundamentalmente tubos de acero, como de las partes de material compuesto (poliéster con fibras de vidrio E), propios de la carrocería del vehículo. Todo lo cual permite hacer los cálculos y comprobaciones a *resistencia* de todo el conjunto. Así mismo, se determinan los desplazamientos en todos los sentidos de todas las partes del sistema, para poder realizar los correspondientes análisis de *rigidez*.

El objetivo final de todos los análisis es determinar lo adecuado o no de las soluciones y materiales propuestos para el sistema, bajo la acción de la citada carga de impacto.

Modelo de elementos finitos.

En la Fig. 1 se muestra un dibujo de la barra antivuelco propuesta por el **IDA**, que será objeto del análisis a realizar. Se trata de un dibujo en AUTCAD, empleando volúmenes (es decir objetos conocidos como SOLID), en donde además aparece una parte de la carrocería del vehículo.

Este dibujo fue primeramente trasladado al programa de elementos finitos, y una vez en el mismo se convirtieron todos los volúmenes a sus respectivas áreas, pues el tipo de elementos finitos con el que se va a trabajar, los elementos SHELL, son sustentados por áreas y no por volúmenes. En la Fig. 2 a) se muestra el sistema conformado por sus áreas correspondientes, ya trasladado al programa de elementos finitos. Con estas áreas se seguirá trabajando en lo adelante.

Los elementos finitos seleccionados para la confección del modelo son de 2 tipos. El SHELL 63, que sustenta la teoría de calculo de placas y bóvedas elásticas, se empleo en las partes metálicas del sistema; mientras que para las partes de material compuesto, se emplearon los elementos SHELL 91, sustentados por la teoría de calculo de bóvedas y placas también, pero de materiales ortotropicos. En la Fig. 2 b) se muestra el *modelo de elementos finitos* del sistema ya completamente confeccionado, que será sometido a análisis, obtenido por el *mallado* de las áreas de la Fig. 2 a). Las partes en color violeta modelan la carrocería de composite (SHELL 91); mientras que las partes en gris, las de acero (SHELL 63). En las Fig. 2 c y d) se muestran 2 detalles del *modelo de elementos finitos*. El mismo esta conformado por:

545 elementos SHELL 91, con 2461 nodos.

4344 elementos SHELL 63 con 1274 nodos.

} Para un total de 4889 elementos
y 3735 nodos.

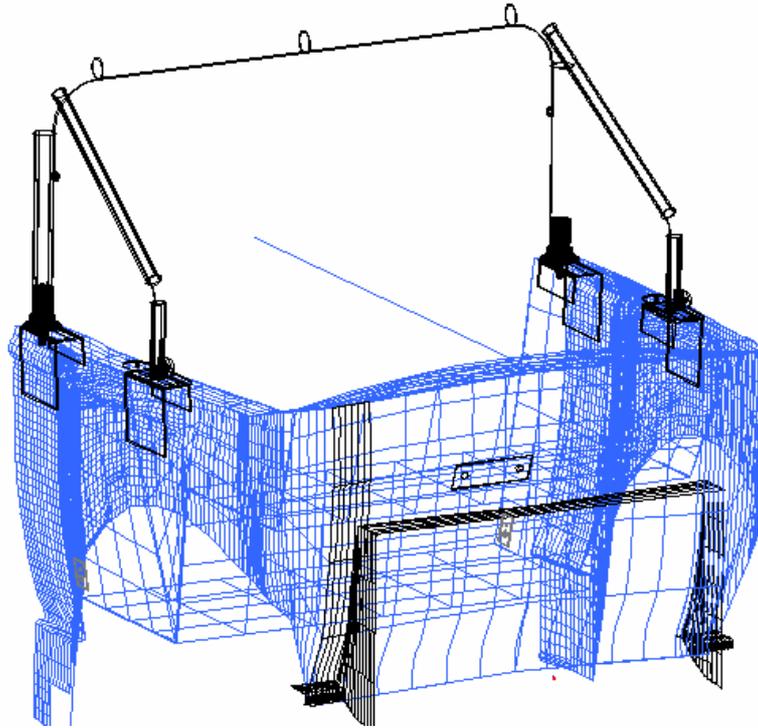


Fig. 1 . - Dibujo de la Barra antivuelco, junto con la carrocería del vehículo.

Las propiedades mecánicas de los elementos metálicos (SHELL 63), son las del acero 20 (según normas GOST), tomándose:

Limite de fluencia $\sigma_{fl} = 250$ MPa Limite de rotura $\sigma_R = 390$ MPa
 Modulo de elasticidad $E = 2 * 10^5$ MPa Modulo de Distorsion $G = 8 * 10^4$ MPa Coeficiente de Poisson $\nu = 0.3$

El material compuesto (Composite, elementos SHELL 91) empleado para modelar la carrocería, esta constituido por 4 capas de tejido MAT 450, de vidrio E, embebido en resina poliéster (Fig. 3). Cada una de las capas tiene las siguientes propiedades.

Módulos de Elasticidad: $E_x = E_y = E_z = 7877$ MPa
 Módulos de Distorsion: $G_{xy} = G_{xz} = G_{yz} = 5268$ MPa
 Coeficientes de Poisson: $\nu_{xy} = \nu_{xz} = \nu_{yz} = 0.3056$

Densidad; $\rho = 1.48 * 10^{-7}$ kgm / mm²
 Limite de resistencia a tracción en x: X = 90 MPa
 Limite de resistencia a tracción en y: Y = 120 MPa
 Limite de resistencia a tracción en z: Z = 90 MPa

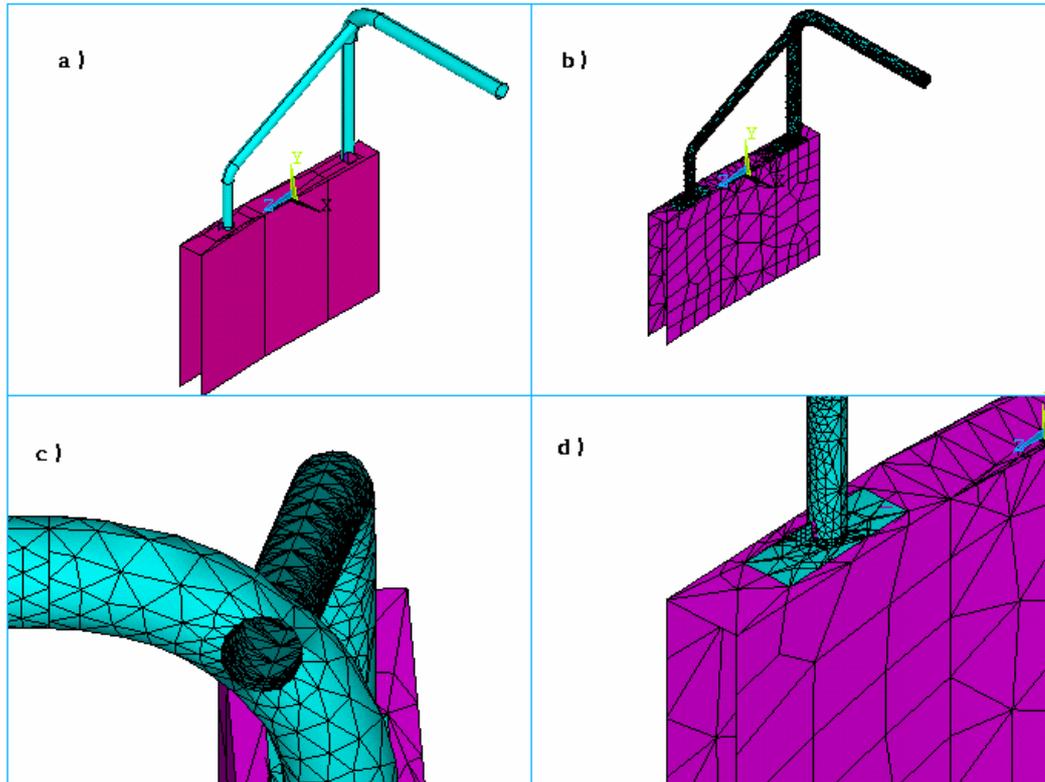


Fig. 2 . - Modelo de elementos finitos del sistema.

- a) Sistema conformado por Áreas. b) Modelo de elementos finitos.
c) Detalle del modelo, en la zona de unión de tubos. d) Detalle del modelo en la unión de uno de los tubos con la carrocería.

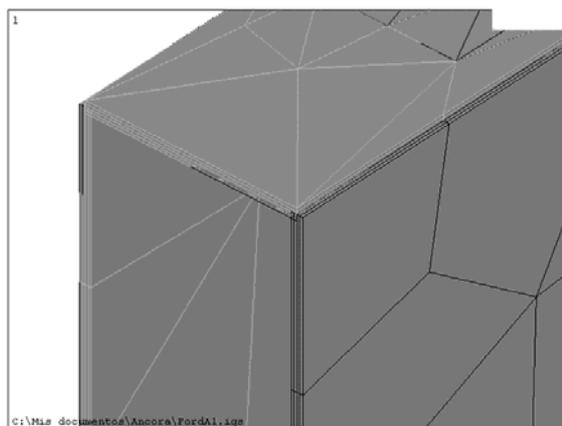


Fig. 3 . - Detalle de los elementos finitos SHELL 91, que modelan el Composite.

Limite de resistencia a compresión en x: $X' = 90$ MPa
 Limite de resistencia a compresión en y: $Y' = 120$ MPa
 Limite de resistencia a compresión en z: $Z' = 90$ MPa
 Limite de resistencia a cortante: $S = 50$ MPa

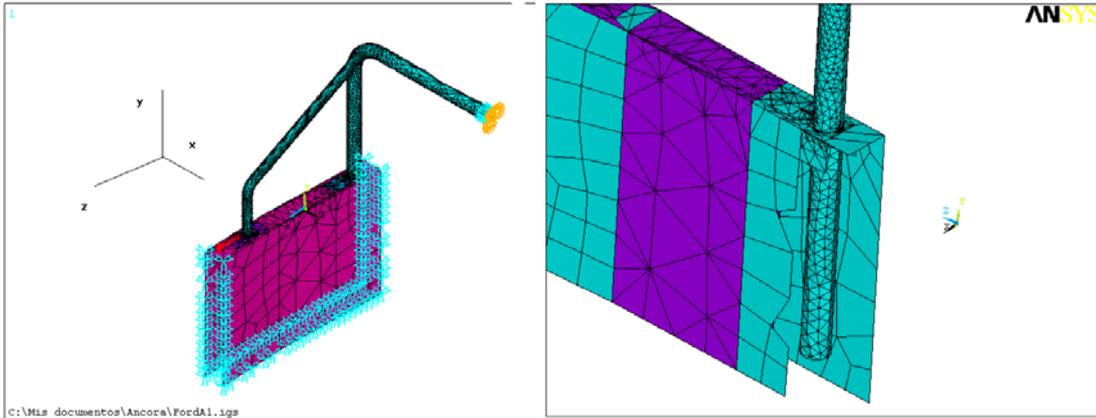


Fig. 4 . - Modelo de elementos finitos, de barra antivuelco y carrocería.

Con estas laminas se construyen los *laminados* de material compuesto, constituidos de 6 laminas, en todas las partes de la carrocería. De esta forma se tiene conformado en la Fig. 2 b), la mitad simétrica del *modelo de elementos finitos* del sistema bajo análisis, que es el que se procesara. Por existir completa simetría, la otra mitad del sistema tendrá el mismo comportamiento.

Las **unidades de medida** empleadas en el modelo y en este trabajo, son: el [N] y el [mm]. De modo que los esfuerzos y módulos de elasticidad se dan en: [N / mm²] = [MPa].

Cargas y apoyos del modelo.

Los **apoyos** o **constreñimientos** del modelo se colocaron como articulaciones espaciales en todos los bordes exteriores del material de composite, simulando de esa forma la acción de la parte de la carrocería no considerada en el modelo, sobre la parte tenida en cuenta en la modelación. Así mismo, en el tubo superior en contacto con la otra mitad simétrica de la barra completa, se establecieron las condiciones de apoyo que simulan esa otra parte, y que son:

Desplaz. en x, $UX = 0$. Rotaciones alrededor de y y de z, $RY = RZ = 0$.

En la Fig. 4 se trata de mostrar estas condiciones de apoyos del modelo.

Las **cargas externas** que debe soportar la barra antivuelco son las debidas a la inercia de los 2 pasajeros delanteros del vehículo, debido a un choque o frenaje brusco, el que se determina asumiendo una aceleración de frenaje o impacto de:

$$a = 20 g = 200 [m/s^2]$$

La fuerza de inercia total vendrá dada aplicando la 2^{da} ley de Newton,

$$H = M * a = 67.5 [UTM] * 200 [m/s^2] = 13.500 [N]$$

H es la fuerza total de inercia que produce un **pasajero**, en el momento del impacto y tiene una dirección horizontal, en la dirección longitudinal del vehículo.

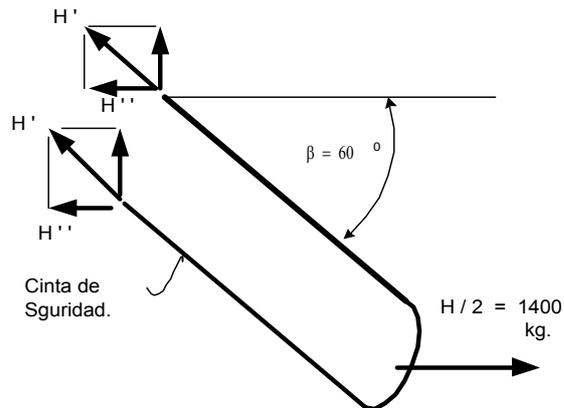
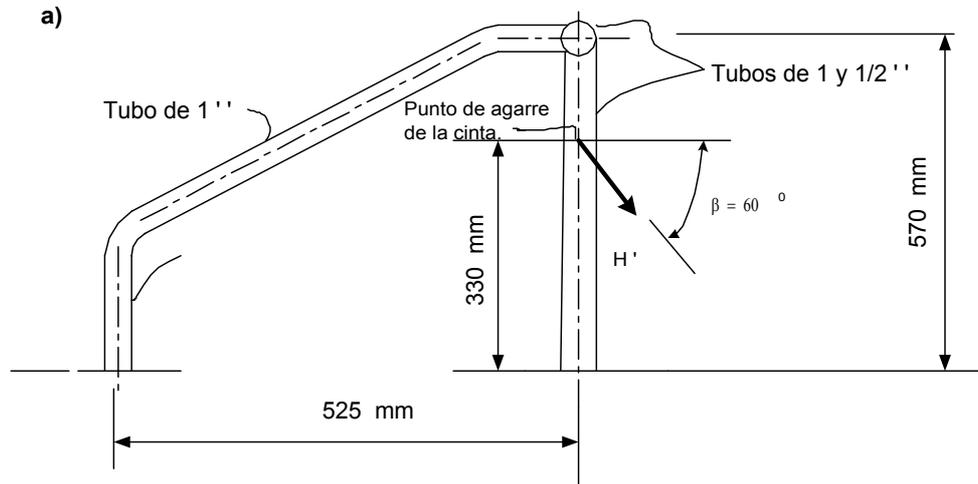
Haciendo ahora el cuerpo libre de una cinta de seguridad (Fig. 5), se tiene que la fuerza H'' que surge en los extremos de esa cinta, es,

$$2 H'' = 13.500 [N]$$

$$\text{De donde: } H'' = 6.750 [N]$$

Con la misma dirección que H, pero sentido contrario.

De la descomposición de fuerzas de cada extremo de la cinta, se tiene la fuerza H' axial a la cinta, que será definitivamente la fuerza que actúa sobre el tubo vertical de la barra antivuelco, viene dada por,



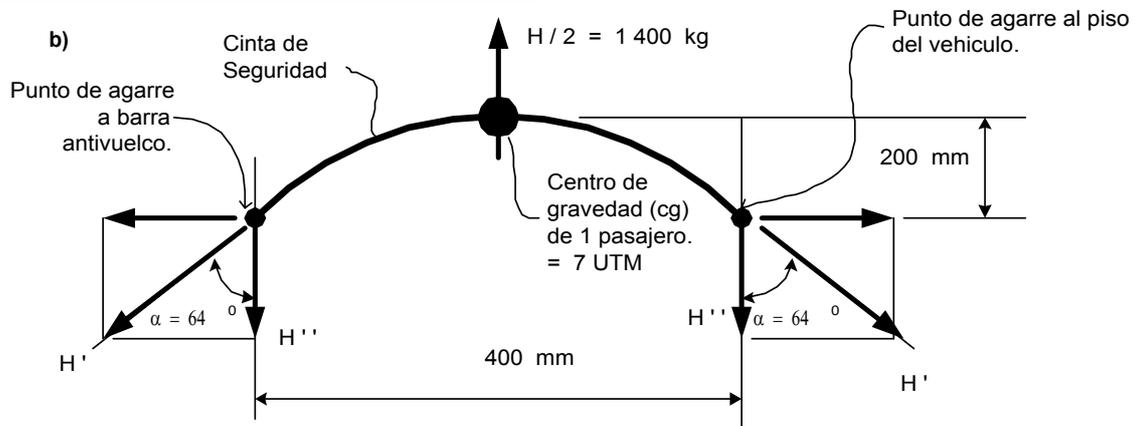


Fig. 5 . - Cuerpos libres de una de las cintas de seguridad.

a) Vista lateral. b) Vista superior.

$$H' = H'' / (\cos \alpha \cdot \cos \beta) = 13\,500 / 2 (0.438 * 0.500) = 30.822 \text{ [N]}$$

Donde los ángulos de inclinación de la cinta son:

$$\beta = 60^\circ \text{ en una vista superior (Fig. 5 a).}$$

$$\alpha = 64^\circ \text{ en una vista lateral (Fig. 5 b).}$$

H' es definitivamente, la fuerza a aplicar al modelo confeccionado, pues se ha modelado solo la mitad de toda la barra antivuelco. Finalmente, esa fuerza H' será colocada en 4 nodos del modelo (Fig. 6), por lo que la fuerza en cada nodo es,

$$F = H' / 4 = 7705.5 \text{ N.}$$

En cada nodo de la cinta de seguridad

De este modo queda completamente confeccionado el *modelo de elementos finitos* de la barra antivuelco, para simular un frenaje brusco.

Análisis de los Resultados.

Una vez confeccionado completamente el modelo, se pasa a su "corrida", es decir a su solución. Se realizaron varias "corridas", variando espesores y cantidad de laminas en los laminados, buscando que todas las partes cumplieran con los requisitos de resistencia y rigidez. Aquí solo se presentaran los resultados de la última "corrida", que es la definitiva. Una vez terminada esta, se tienen múltiples resultados como producto de este proceso, pasándose a continuación a exponer y analizar algunos de los principales obtenidos.

En primer lugar hay que señalar las partes que tuvieron que variarse sus parámetros iniciales, para cumplir con sus requerimientos de resistencias y rigidez. En La Fig. 7 se muestra la zona de la carrocería de composite, que requiere ser reforzada con un laminado de 12 capas o laminas, en lugar de las 6 capas iniciales, propias del resto de la carrocería.

En las Fig. 8 y 9 se muestran los *desplazamientos* obtenidos en los elementos de acero y en los de composite, respectivamente; mientras que en las Tablas 1 y 2 se dan de forma mas precisa, algunos de esos mismos resultados. Puede observarse en las Fig. 8 y 9 lo muy pequeña de las magnitudes de los valores de todos los *desplazamientos* del sistema, donde los valores máximos fueron de tan solo,

$$U^{\max} = 0.5585 \text{ mm}$$

Que ocurren en las partes metálicas. Esto muestra la *alta rigidez* que tiene todo el sistema, ante las fuerzas de inercia tratadas.

En las Fig. 10, 11, 12, 13 y 14, se muestran los valores de los **esfuerzos equivalentes** máximos obtenidos en las distintas partes del modelo. El criterio de resistencia empleado para las partes de acero, fue el de Huber – Misses; mientras que para las partes de composite, se utilizó el de Tsai – Wu. En las Fig. 13 y 14 lo que se muestra realmente son los *coeficientes de seguridad* (o Strength Ratio, SR) obtenidos de aplicar este último criterio de resistencia.

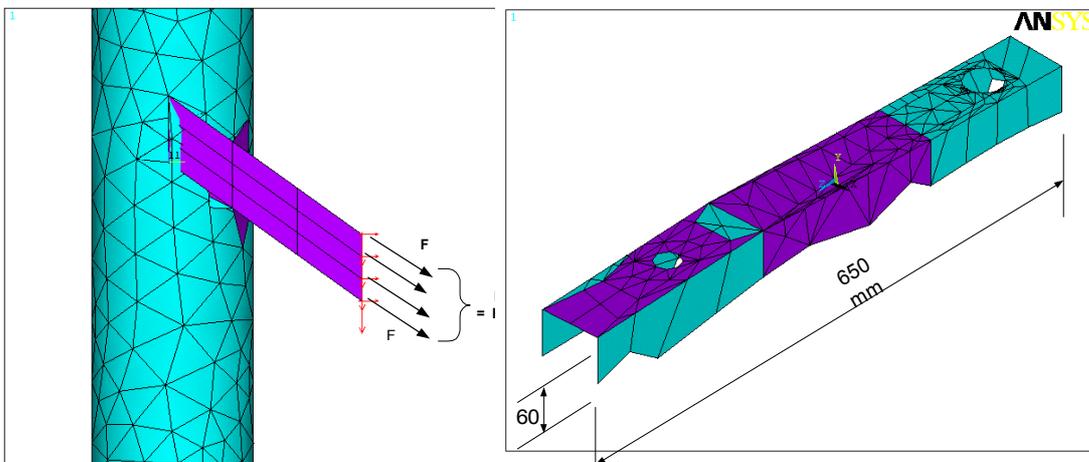


Fig. 6 . - Colocación de las cargas externas. Fig. 7 . - Partes de composites de 12 capas o laminas.

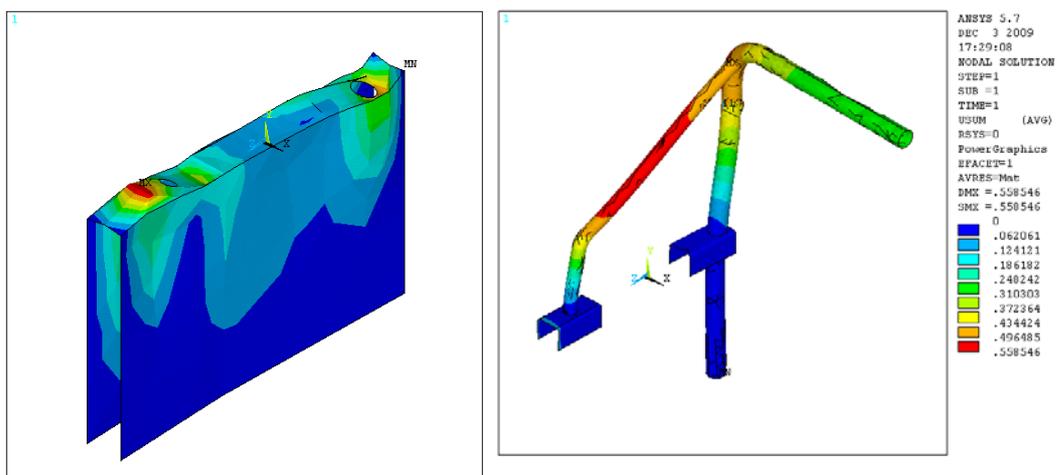


Fig. 8 . - Desplazamientos en los nodos de las partes de acero (SHELL 63). [mm]

Fig. 9 . - Desplazamientos en los nodos de la parte de material compuesto (SHELL 91). [mm]

Este SR no es mas que la reserva de seguridad de las laminas componentes de los laminados de composite, a partir del calculo del esfuerzo equivalente de cada lamina, por el criterio de resistencia de Tsai – Wu, de modo que,

$$SR = X / \sigma_{equiv} \quad \text{para cada lamina de los laminados.}$$

El criterio de Tsai – Wu calcula este SR de forma directa, a través de la condición,

$$(SR)^2 [H_{11} \sigma_1^2 + H_{22} \sigma_2^2 + H_{33} \sigma_{12}^2 + 2 H_{12} \sigma_1 \sigma_2 (SR) [H_1 \sigma_1 \sigma_2] - 1 > \tilde{0}$$

Los esfuerzos $\sigma_1 \sigma_2 \tau_{12}$. son calculados por el programa de elementos finitos, para cada una de las laminas de los elementos finitos de composite (SHELL 91). De las Figuras 10 y 11 puede observarse que los **esfuerzos equivalentes** máximos en las partes de acero son:

$$\sigma^{max} = 159.38 \quad [MPa]$$

Que esta por debajo del limite del acero empleado, siendo el *coeficiente de seguridad* mínimo con el que trabajan esos puntos más peligrosos de toda la parte de acero, de,

$$n^{min} = \frac{\sigma_{fl.}}{\sigma^{max}} = \frac{250}{159.38} = 1.568$$



En las partes de acero.

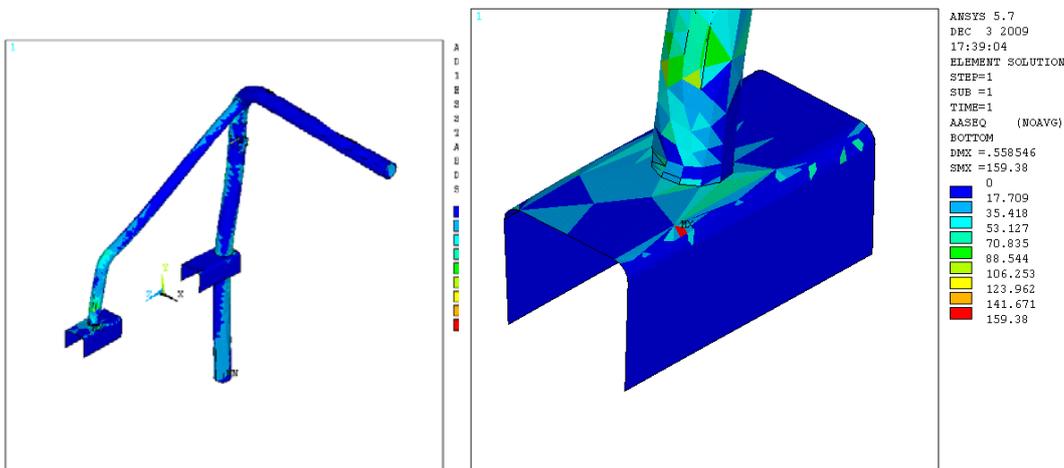


Fig. 10 . - Esfuerzos equivalentes (Huber – Misses), de las partes de acero. [MPa]

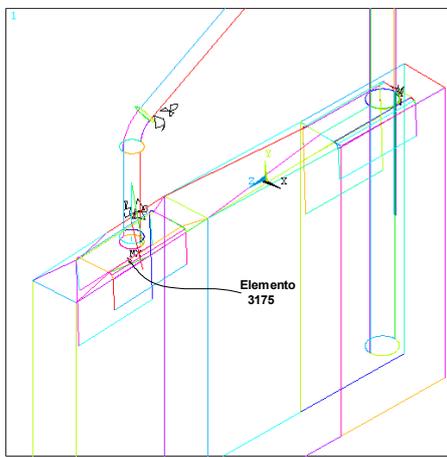


Fig. 11 . - Esfuerzos equivalentes máximos (Huber Misses), en partes de acero. [MPa]

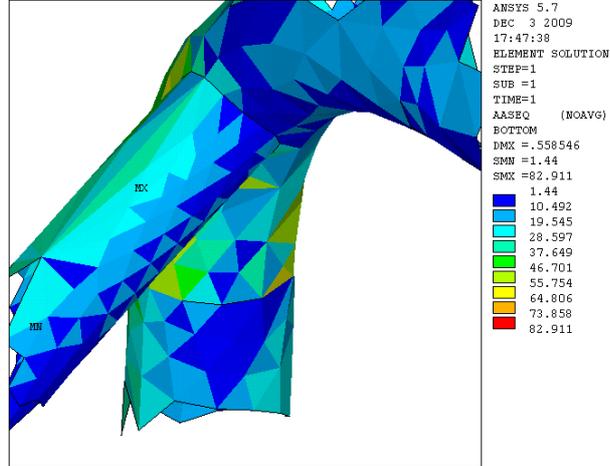


Fig. 12 . - Esfuerzos equivalentes en unión del tubo de 1 1/2" con el codo. [MPa]

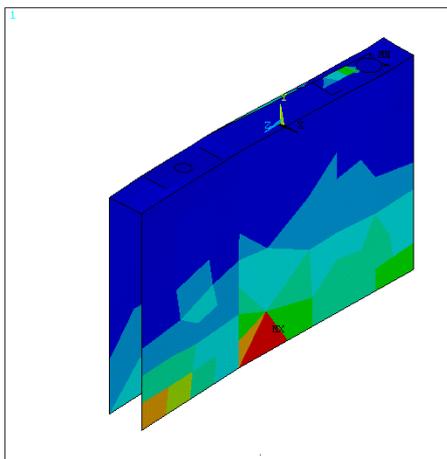


Fig. 13 . - Coeficientes de seguridad (Strength Ratios, SR) de las partes de composite.

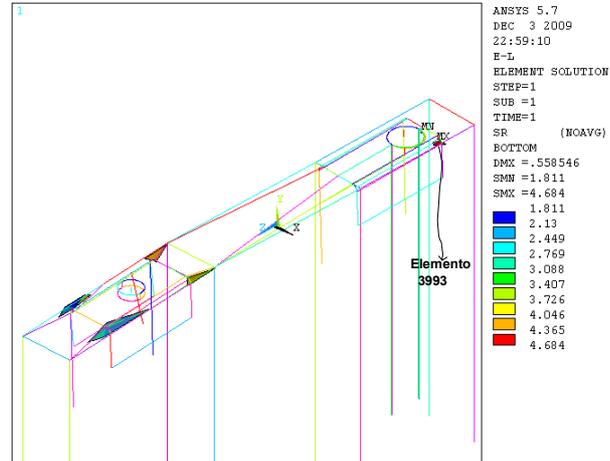


Fig. 14 . - Coeficientes de seguridad mínimos (Strength Ratio, SR), de las partes de composite.

En la Fig. 11 se observa que esos **esfuerzos equivalentes** máximos ocurren como era de esperarse, en las zonas de unión de los tubos verticales con la carrocería, así como en algunos puntos de uno de los codos.

El *coeficiente de seguridad mínimo*, SR^{min} en las partes de composite, como se ve en las Fig. 13 y 14 y en la Tabla 4, es de,

$$SR^{\min} = 1.811$$

En las partes de composite.

Que esta por debajo del valor recomendado [SR] en la literatura [2], [7], de valor 3. Sin embargo, se tomara como aceptable porque en los cálculos se tomaron valores conservadores de los limites de rotura de las laminas de tejidos Mat, X, X', Y, Y' y S.

Y surgen en algunos de los elementos de la zona de contacto del composite con la parte metálica (Fig. 14). De todas formas, si se desea una mayor seguridad de esos elementos de composite, bastaría conformar la zona mostrada en la Fig. 7 con laminados de 14 laminas en lugar de 12.

De modo que puede concluirse que desde el punto de vista de la *resistencia*, tanto las partes de acero como las de composite, resisten bien las carga aplicadas.

Conclusiones

Los análisis realizados muestran la alta *rigidez* de todas las partes del sistema, con desplazamientos máximos son inferiores a 1 mm, en las partes mas desplazadas, es decir que las soluciones propuestas son de una *alta rigidez*.

De igual manera, los esfuerzos y sus correspondientes *coeficientes de seguridad*, tanto de la parte metálica *n*, como de la de composite *SR*, dan valores lo suficientemente elevados como para afirmar lo adecuado de las *resistencias* de todas las partes.

De los análisis de los resultados realizados se desprende entonces, que tanto desde el punto de vista de la *rigidez* como de la *resistencia*, ambas partes constituyentes del sistema analizado, las partes metálicas y las de composite, mantienen sus parámetros dentro de lo establecido y recomendado para un trabajo estable, prolongado y segura de todo el sistema, ante el frenaje brusco analizado.

BIBLIOGRAFÍA

- 1- Álvarez, V. Los Elementos Finitos Aplicados a la Técnica. ENSPES. La Habana, 1990.
- 2- García de la Figal, J. El Cálculo de Materiales Compuestos. Fac. Ing. Mecánica. La Habana, 2001.
- 3- García de la Figal, J. Modelación con programas profesionales de elementos finitos. Fac. Ing. Mecánica. La Habana, 2001.
- 4- Kaw, A. Mechanics of Composite Materials. CRC, New York. 1997.
- 5- Michaeli, W., et al. Tecnología de los Composites/ Plásticos reforzados. Hanser Editorial, Barcelona, España. 1989.
- 6 – Miller, Edward. Introduction to Plastics and Composites.
- 7- Miravete, A. et al. Cálculo y Diseño de estructuras de materiales compuestos de fibras de vidrio. Secretaría de Publicaciones. Universidad de Zaragoza. España. 1993.
- 8--Registro Naval Italiano. Reglas para la Construcción y Clasificación de Naves de alta velocidad. Roma. Italia. 1995