

Análisis por elementos finitos del desempeño estructural de jaula de seguridad para vehículo Renault Logan bajo normatividad FIA

Finite element analysis of the structural performance of safety roll cage of Renault Logan vehicle under FIA regulations

Camilo Tobón Cadavid ^a, Iván David Patiño-Arcila ^b, & Karen Lemmel-Vélez ^c

^a Tecnólogo en mecánica automotriz, estudiante Institución Universitaria Pascual Bravo, (Semillero de investigación SICAP), Medellín-Colombia, da.tobon@pascualbravo.edu.co

^b Doctor en ingeniería, docente Institución Universitaria Pascual Bravo, (Grupo de investigación GIEN), Medellín-Colombia, i.patinoar@pascualbravo.edu.co

^c Magíster en automatización y control industrial, docente Institución Universitaria Pascual Bravo, (Grupo de investigación GIEN), Medellín-Colombia, karen.lemmel@pascualbravo.edu.co

Recibido: septiembre 30, 2018. Aceptado: diciembre 19, 2018

Resumen

Este artículo presenta el análisis estructural de una jaula de seguridad para Renault Logan 2005 bajo la normatividad de la Federación Internacional de Automovilismo para vehículos de turismo; particularmente, se considera el ensayo de carga vertical sobre el arco principal. Se llevaron a cabo simulaciones por medio del software de elementos finitos ANSYS, en las cuales se definieron la geometría y material usado, además de establecer las condiciones de frontera, carga y contactos. Se analizó el comportamiento mecánico bajo la carga exigida por FIA de 90 KN teniendo en cuenta el criterio de falla de la energía de distorsión y la deformación total. Posteriormente, se encontró que deformaciones permanentes pueden originarse por encima de 32.2 KN, mientras que fallas localizadas pueden presentarse por encima de 44 KN. Hay que mencionar, además, que los resultados demuestran que la implementación de las exigencias mínimas geométricas, de material y de manufactura de FIA no garantiza necesariamente la seguridad de la estructura.

Palabras clave: Análisis por elementos finitos, Automovilismo Deportivo, Cargas estáticas, Jaula de seguridad, Federación Internacional del Automóvil.

Abstract

This work presents a structural analysis of a safety roll cage of Renault Logan 2005 considering the regulations of International Federation of Automobile for tourism vehicles. Specifically, the vertical load test over the main arch is considered. Finite Element simulations were carried out employing the software ANSYS, where the geometry, material, boundary conditions, loads and contacts were properly defined. The mechanical behavior of the structure was analyzed under the load of 90 KN required by FIA taking into account the distortion strain energy theory and the total deformation. Afterward, it was found that plastic deformations can take place for loads above 32.2 KN, whereas punctual failures can arise for loads above 44 KN. Additionally, it is worth mentioning that the implementation of the minimum geometrical, material and manufacturing requirements of FIA does not necessarily assure the safety of the structure.

Keywords: Finite element analysis, Roll cage, Sports car racing, Static loads, International Federation of Automobile.

1 INTRODUCCIÓN

Durante una carrera de automovilismo deportivo, tanto el vehículo como el piloto, se ven sometidos a esfuerzos extremos. Por ejemplo, sobrepasar un rival o tomar curvas a alta velocidad puede originar bifurcaciones en el comportamiento de las ruedas [1], lo cual, ante un error humano o mecánico, conlleva a que el piloto pueda perder el control por un sobreviraje a una velocidad mayor al punto de pérdida de estabilidad del auto [2]; esto, a su vez, origina que el auto comience a dar vueltas de campana y se pueda presentar una colisión con otro competidor o con algún elemento de la pista.

Citar como:

C. Tobón, I. Patiño-Arcila, K. Lemmel-Vélez. "Análisis por elementos finitos del desempeño estructural de jaula de seguridad para vehículo Renault Logan bajo normatividad FIA" Revista CINTEX, Vol. 23(2), pp. 35-52. 2018.

Ante la alta posibilidad de accidentalidad, la Federación Internacional del Automóvil (FIA) exige desde 1971 el uso obligatorio en sus competencias de una jaula de seguridad [3]. Según la FIA [4], una jaula antivuelco o *roll cage* es una “estructura multitubular instalada en el habitáculo cerca de la carrocería, concebida con el fin de evitar una deformación importante de la carrocería (chasis) en caso de accidente.” Este concepto es en principio similar a las estructuras de protección contra vuelcos (ROPS), que son diseñadas con el mismo fin de una jaula de seguridad para automovilismo, pero que se ven sometidas a cargas inferiores a las de un automóvil de carreras [5].

Dentro de la documentación expedida por FIA año tras año se encuentra el artículo 253 del anexo J [4], el cual reglamenta las configuraciones básicas de jaulas de seguridad en vehículos de los grupos N (Carros de producción en serie), A (Carros tipo turismo de producción en serie) y R-Gt (Carros gran turismo de producción en serie). La estructura básica de una jaula de seguridad requerida por FIA debe corresponder a una de las siguientes configuraciones:

- **Configuración 1:** 1 arco principal, 1 arco delantero, 2 miembros longitudinales, 2 tirantes traseros y 6 pies de anclaje.
- **Configuración 2:** 2 arcos laterales, 2 miembros transversales, 2 tirantes traseros y 6 pies de anclaje.
- **Configuración 3:** 1 arco principal, 2 semiarcos laterales, 1 miembro transversal, 2 tirantes traseros y 6 pies de anclaje.

La configuración básica utilizada en el presente trabajo es la Configuración 3, la cual se muestra en la Figura 1.

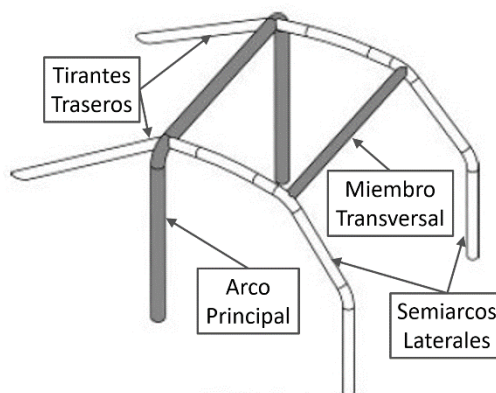


Figura 1. Elementos básicos de una jaula de seguridad

Además de esto, según el año de homologación del vehículo ante la FIA, se deben considerar refuerzos adicionales en la Configuración 3. En el presente trabajo, se considera la jaula de seguridad estándar de un vehículo Renault Logan 2005, la cual fue homologada en el año 2006 y cuyo diseño básico es el mostrado en la Figura 2. Como se puede observar, este diseño resulta de agregar varios tipos de refuerzos (en color negro) a la Configuración 3 original. Las jaulas de seguridad pueden ser de uniones completamente soldadas o tener algunas uniones pernadas, dependiendo del vehículo y la competencia en la que participará éste. Los vehículos que no son de uso exclusivo de pista pueden tener uniones pernadas, mientras que aquellos que sí lo son, sólo uniones soldadas [6].

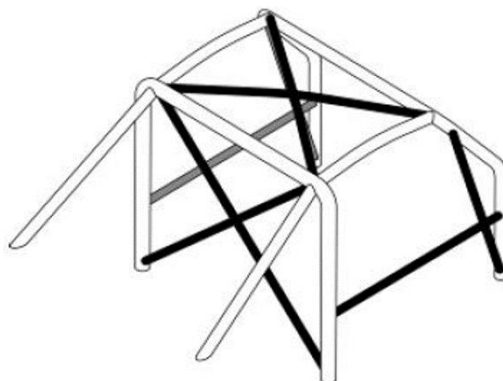


Figura 2. Configuración básica de jaula para Renault Logan 2005 [4]

Considerando la importancia de las jaulas de seguridad para conservar la integridad del piloto ante cualquier colisión, la simulación computacional se torna en una herramienta muy útil para analizar el desempeño de dichas estructuras y estimar su grado de seguridad de forma previa a la construcción y puesta en funcionamiento. Teniendo en cuenta esto, en el presente artículo se emplea el método de Elementos Finitos para analizar el comportamiento estructural de la jaula de seguridad estándar de un Renault Logan 2005 sometida a una carga estática de prueba aplicada mediante un sello, para así estimar su grado de seguridad. Se hace uso del software ANSYS, el cual se ha constituido en una herramienta poderosa no sólo para llevar a cabo análisis estructurales, sino también de fluidos [7], transferencia de calor [8], entre otros. En primer lugar, se definen la geometría y materiales de la estructura de acuerdo a requerimientos mínimos de la FIA. Posteriormente, se define el tamaño y forma de la malla considerando la geometría de los elementos, los concentradores de esfuerzo, el análisis de calidad de malla bajo el parámetro del sesgo u oblicuidad, y el análisis de convergencia de los resultados numéricos en función del tamaño de malla. Finalmente, se prescriben las condiciones de frontera de la estructura, considerando tres casos de carga. En el primero de ellos, se evalúa si la jaula analizada bajo los requerimientos mínimos de homologación establecidos por la FIA y construida de un material de fácil adquisición en Colombia, se puede considerar segura. En el segundo, se determina la carga máxima que podría soportar la estructura sin sufrir deformaciones permanentes; en el tercer caso, se obtiene la carga máxima que podría soportar la estructura sin sufrir una falla localizada.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Modelamiento y simulación computacional

En general, un modelo puede concebirse como una representación fenomenológica o idealizada de un sistema físico. En nuestro caso en particular, se considera una representación idealizada pues se analiza la respuesta estructural de un sistema tridimensional (la jaula del Renault Logan 2005) resolviendo las ecuaciones de elasticidad en 3D para medios isotrópicos, las cuales sólo aplican bajo ciertos supuestos ideales, a saber: 1) las propiedades del material no cambian con la orientación, 2) las deformaciones unitarias son pequeñas, 3) en su zona elástica, el comportamiento del material se puede describir mediante la Ley de Hooke generalizada. De esta forma, en el presente problema, el modelamiento se basa en la idealización del sistema físico (ver Figura 3) mediante las ecuaciones de la teoría de la elasticidad. Una vez considerado el modelo matemático del problema, se debe proceder a la solución numérica de las ecuaciones gobernantes para un dominio determinado y bajo ciertas condiciones de frontera, lo cual se conoce como simulación computacional. Es decir, la simulación computacional se refiere a la operación numérica de un modelo para obtener la representación temporal del comportamiento o evolución del sistema físico descrito por dicho modelo. En el presente caso, el método de simulación empleado es Elementos Finitos (FEM), el cual, como se muestra en la Figura 3, implica la discretización del dominio para transformar un dominio continuo (infinitos grados de libertad) a uno discreto (número finito grados de libertad), al igual que la solución del modelo discreto. De esta manera, los errores involucrados en el modelamiento y simulación de un sistema físico se pueden clasificar en tres grandes familias coincidentes con las etapas mencionadas, esto es, errores de idealización, discretización y solución (ver Figura 3).

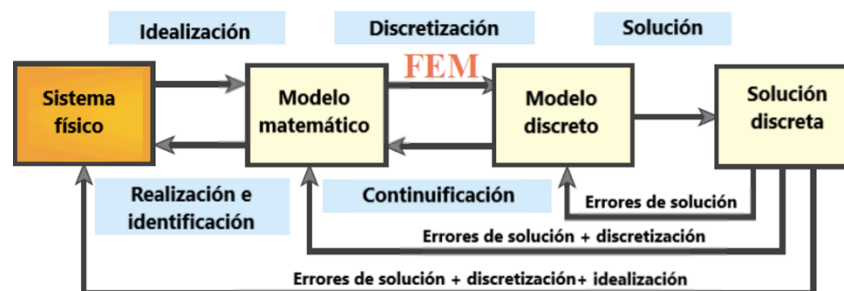


Figura 3. Esquema simplificado de etapas de modelamiento y simulación de un sistema físico [9]

2.2 Ecuaciones gobernantes en 3D.

En un espacio tridimensional, los esfuerzos desarrollados en un elemento diferencial de un cuerpo sometido a una sollicitación de cargas se muestran en la Figura 4, donde se distinguen tres componentes de esfuerzos normales ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) y seis componentes de esfuerzos cortantes ($\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$). Por conservación del

momento angular, se puede demostrar que $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ y $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ [10], y por lo tanto, el número de variables independientes del sistema se reduce a seis: tres esfuerzos normales y tres esfuerzos cortantes.

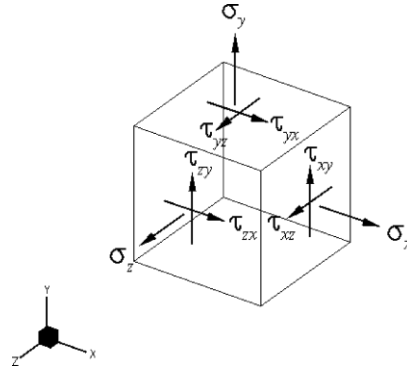


Figura 4. Estado de esfuerzos en tres dimensiones [10]

Las ecuaciones de equilibrio para el elemento diferencial se muestran a continuación:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z = 0 \quad (3)$$

Donde f_x , f_y y f_z son las fuerzas de cuerpo en las direcciones coordenadas, las cuales pueden despreciarse en este análisis. Para definir el problema elástico son requeridas leyes constitutivas y ecuaciones cinemáticas. Las primeras de ellas se muestran en la ecuación (4), la cual es la Ley Generalizada de Hooke, donde C es la matriz de rigidez del material, definida en la ecuación (5), la cual queda en términos de dos propiedades fundamentales: el módulo elástico (E) y el módulo de Poisson (ν).

$$\sigma = C\epsilon \quad (4)$$

$$C = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1-2\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2\nu \end{bmatrix} \quad (5)$$

Por otro lado, las ecuaciones cinemáticas, representadas en la ecuación (6), relacionan las deformaciones unitarias con los desplazamientos. En la ecuación (6), d_1 , d_2 y d_3 corresponden a los desplazamientos en x , y y z , representados también como u , v y w , respectivamente; por otra parte, x_1 , x_2 y x_3 es otra representación de los ejes coordenados x , y y z .

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial d_i}{\partial x_j} + \frac{\partial d_j}{\partial x_i} \right), i, j = 1, 2, 3 \quad (6)$$

2.3 Principios básicos de análisis numérico por Elementos Finitos.

El método de Elementos Finitos es un método numérico robusto, ampliamente aceptado en aplicaciones de ingeniería, para resolver ecuaciones diferenciales parciales sobre dominios sometidos a fuerzas de cuerpo, condiciones de frontera y/o condiciones interfaciales. El método consiste en la división del dominio en elementos finitos, cuya respuesta está expresada en términos de funciones de interpolación y de un número finito de grados de libertad, que en este caso corresponden a los desplazamientos u , v y w . La respuesta de

cada uno de los elementos es ensamblada en un sistema discreto final, cuya solución depende de las condiciones de frontera impuestas. Aunque el presente trabajo hace uso de un software FEM, es conveniente presentar, de manera muy breve, los principios básicos de análisis numérico por elementos finitos, y la forma como el software lleva a cabo dicho análisis.

2.3.1 Discretización del dominio

El primer paso de un análisis por Elementos Finitos es la discretización del dominio, es decir, la formación de elementos finitos delimitados por nodos, en los cuales, a su vez, se definen los grados de libertad. Por ejemplo, en la

Figura 5, se muestra un dominio tridimensional discretizado por medio de elementos tetraédricos, los cuales, a su vez, pueden estar conformados por 4 nodos (lineales), 10 nodos (cuadráticos) o 16 nodos (cúbicos). Por cada nodo, se tienen tres grados de libertad, que en este caso corresponden a los tres desplazamientos anteriormente mencionados (u, v y w).

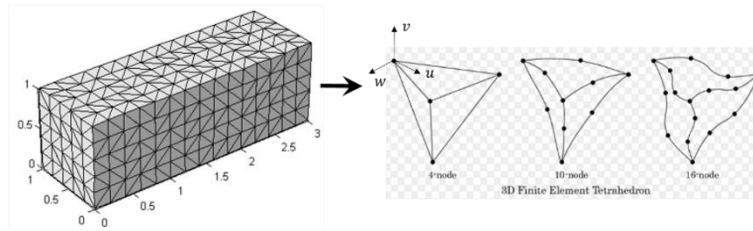


Figura 5. Esquema de discretización del dominio en elementos finitos

Los campos de desplazamientos en cada elemento son definidos en términos de los valores u, v y w en los nodos y de funciones de interpolación, como se muestra en las ecuaciones (7) a (9), donde $\phi_i(x, y, z)$ representa las funciones de interpolación, mientras que u_i, v_i y w_i son los desplazamientos en x, y y z para el nodo “i”, con “n” representando el número de nodos.

$$u(x, y, z) = \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) \cdot u_i \quad (7)$$

$$v(x, y, z) = \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) \cdot v_i \quad (8)$$

$$w(x, y, z) = \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) \cdot w_i \quad (9)$$

Las ecuaciones (7) a (9) pueden escribirse así:

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & \dots & N_n & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \dots & 0 & N_n & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & N_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \\ w_n \end{bmatrix} = (N^e)^T \cdot \Delta^e \quad (10)$$

Donde N^e es la matriz de interpolación y Δ^e es el vector de desplazamientos del elemento e. La malla puede estar conformada de elementos de diferente naturaleza y tamaño, los cuales están conectados entre sí mediante nodos donde se deben cumplir los principios de continuidad de las variables primarias (desplazamientos) y equilibrio de las variables secundarias (fuerzas).

2.3.2. Deducción de la ecuación por Elementos finitos

El paso siguiente en el análisis por elementos finitos es la obtención de la formulación FEM. Para el tipo de problema analizado en este caso, el software usa una formulación débil tipo Ritz, la cual puede ser obtenida aplicando el Principio de Mínima Energía Potencial Total [11][12]. Este principio establece que, de todas las soluciones admisibles de un sistema, la que satisface exactamente las ecuaciones gobernantes (1) a (3) es la que minimiza la energía potencial total del sistema, la cual está definida por la siguiente ecuación:

$$\Pi = U - W \quad (11)$$

Donde U representa la energía interna de deformación unitaria y W es el trabajo por fuerzas externas [11][13]:

$$U = (1/2) \iiint_V \epsilon^T \sigma dV \quad (12)$$

$$W = W_b + W_q + W_f \quad (13)$$

Donde $\epsilon = (\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz})^T$ es el vector de deformaciones unitarias y $\sigma = (\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz})^T$ es el vector de esfuerzos. Por otro lado, W_b, W_q y W_f representan los trabajos realizados por fuerzas de cuerpo por unidad de volumen (b_x, b_y, b_z) , cargas distribuidas superficiales (q_x, q_y, q_z) y fuerzas puntuales (F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}) , calculados así:

$$W_b = \iiint_V (b_x u + b_y v + b_z w) dV = \iiint_V (b_x \ b_y \ b_z) dV [u \ v \ w]^T \quad (14)$$

$$W_q = \iint_S (q_x u + q_y v + q_z w) dS = \iint_S (q_x \ q_y \ q_z) dS [u \ v \ w]^T \quad (15)$$

$$W_f = (F_{x1} \ F_{y1} \ F_{z1} \ \dots) \cdot [u_1 \ v_1 \ w_1 \ \dots]^T \quad (16)$$

Considerando las definiciones de las deformaciones unitarias y la interpolación para los desplazamientos definida por (7) a (9), el vector ϵ será:

$$\epsilon = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \dots & \frac{\partial N_n}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \dots & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial z} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \dots & \frac{\partial N_n}{\partial y} & \frac{\partial N_n}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & 0 & \dots & \frac{\partial N_n}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \dots & 0 & \frac{\partial N_n}{\partial z} & \frac{\partial N_n}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ \vdots \\ u_n \\ v_n \\ w_n \end{bmatrix} = (B^e)^T \cdot \Delta^e \quad (17)$$

Donde B^e es la matriz de deformaciones unitarias-desplazamientos. Para obtener el vector de esfuerzos, se puede reemplazar la ecuación (17) en (4):

$$\sigma = C(B^e)^T \cdot \Delta^e \quad (18)$$

Reemplazando (17) y (18) en (12), sustituyendo (10) en (14) y (15), y reescribiendo (16) en términos de Δ^e , la energía potencial total del sistema será:

$$\begin{aligned} \Pi = U - W = (\Delta^e)^T & \left(\frac{1}{2} \iiint_V B^e C (B^e)^T dV \right) \cdot \Delta^e - \\ & \left[\iiint_V (b_x \ b_y \ b_z) (N^e)^T dV + \right. \\ & \left. \iint_S (q_x \ q_y \ q_z) (N^e)^T dS + \right. \\ & \left. (F_{x1} \ F_{y1} \ F_{z1} \ \dots \ F_{xn} \ F_{yn} \ F_{zn}) \right] \cdot \Delta^e \end{aligned} \quad (19)$$

Minimizando el potencial, Π , se llega a la ecuación:

$$K^e \cdot \Delta^e = F^e \quad (20)$$

Donde:

$$K^e = \iiint_V B^e C (B^e)^T dV$$

$$(\Delta^e)^T = (u_1, v_1, w_1, \dots, u_n, v_n, w_n)$$

$$F^e = \iiint_V (b_x \ b_y \ b_z)(N^e)^T dV + \iint_S (q_x \ q_y \ q_z)(N^e)^T dS + (F_{x1} \ F_{y1} \ F_{z1} \dots \ F_{xn} \ F_{yn} \ F_{zn})$$

K^e representa la matriz de rigidez del elemento e , Δ^e es el vector de desplazamientos y F^e es el vector de fuerzas.

2.3.3. Ensamble de las ecuaciones

Con base en las matrices de rigidez locales de cada elemento, K^e , es posible obtener una matriz de rigidez global, K , que relacione el vector de desplazamientos de todo el dominio, Δ , con el vector de fuerzas, F :

$$F = K \cdot \Delta \quad (21)$$

El ensamble de la matriz global, K , debe realizarse con base en dos condiciones: continuidad de los desplazamientos y el equilibrio de las fuerzas [11][14]. En la

Figura 6, para un nodo compartido por tres elementos (e , f y j), el cual tiene numeraciones locales dadas por i , j y k , estas condiciones serían:

Continuidad de desplazamientos

$$u_i^{(e)} = u_j^{(f)} = u_k^{(g)} \quad (22)$$

Equilibrio de fuerzas

$$Q_i^{(e)} + Q_j^{(f)} + Q_k^{(g)} = Q_I \quad (23)$$

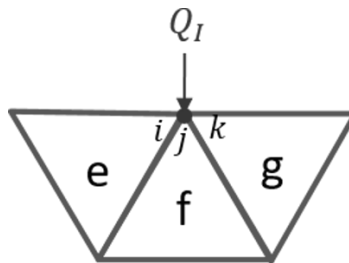


Figura 6. Representación de un nodo común entre tres elementos

Para obtener la matriz global, K , los softwares comerciales utilizan códigos de conectividad con base en las dos condiciones anteriores. El tamaño final de la matriz debe corresponder con el número total de desplazamientos de todo el dominio.

2.3.4. Imposición de las condiciones de frontera y solución.

La imposición de las condiciones de frontera en (21) se puede realizar mediante el método de la partición, donde la matriz K y los vectores F y Δ deben dividirse según las variables conocidas y las desconocidas, así:

$$\begin{bmatrix} K^{11} & K^{12} \\ K^{21} & K^{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta^1 \\ \Delta^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^1 \\ F^2 \end{bmatrix} \quad (24)$$

Donde Δ^1 y Δ^2 son los sub-vectores de desplazamientos conocidos y desconocidos, respectivamente, mientras que F^1 y F^2 son los sub-vectores de fuerzas desconocidas y conocidas, respectivamente. Dos sistemas algebraicos surgen en la ecuación (24), a saber:

$$K^{11}\Delta^1 + K^{12}\Delta^2 = F^1 \quad (25)$$

$$K^{21}\Delta^1 + K^{22}\Delta^2 = F^2 \quad (26)$$

El vector de desplazamientos desconocidos, Δ^2 , se obtiene a partir de la ecuación (26). Una vez conocido Δ^2 , se pueden hallar las fuerzas desconocidas, F^1 , utilizando la ecuación (25), con lo que queda solucionado el problema elástico en 3D.

3 PARÁMETROS DE SIMULACIÓN

3.1 Geometría y materiales.

La geometría y dimensiones principales de la jaula del vehículo Renault Logan 2005 analizada en el presente trabajo se muestran en la Figura 7. Estas especificaciones fueron tomadas de un trabajo previo [15] y modeladas en el software Solidworks 2018.

Para la estructura tubular, se usa una tubería de diámetro 1 ½" nominal SCH10 hecha de acero al carbono no aleado. Este material fue considerado también para las cartelas, que son los elementos de lámina doblada en forma de U que refuerzan ángulos o uniones bajo las especificaciones dadas en [4], y el sello, que es el elemento encargado de transmitir la carga hacia la estructura construido bajo los requerimientos de [16]. La composición química y propiedades mecánicas de este material se pueden observar en las Tabla 1 y Tabla 2, respectivamente. Se seleccionó este material pues cumple con la norma ASTM A795-04 [17] y los requerimientos de la FIA [4], los cuales se muestran en la TABLA 3. Este material fue aplicado al resto de componentes del modelo.

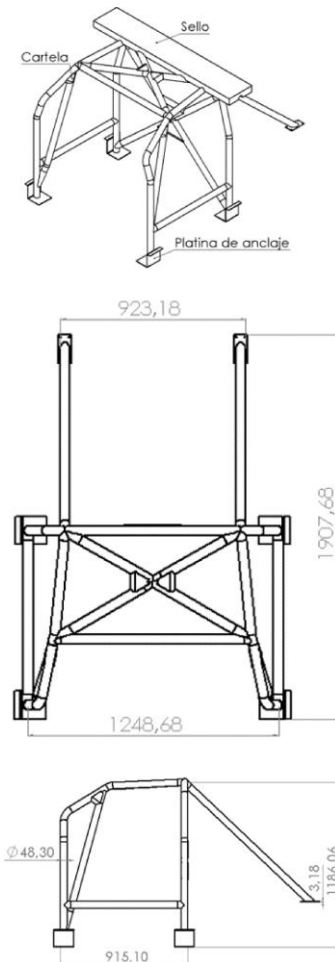


Figura 7. Geometría y dimensiones principales de la jaula de seguridad analizada

Tabla 1. Composición química del material

C	%Mn	%P	%S
0.9%	0.38	0.21	11

Tabla 2. Propiedades mecánicas de material

Resistencia a fluencia	Resistencia ultima	Radio de Poisson	Módulo Elástico
330 MPa	455 MPa	0.33	1900000 MPa

Tabla 3. Requerimientos de material según la FIA

Material	Resistencia mínima a la tracción	Dimensiones mínimas(mm)	Aplicación
Acero al carbono no aleado conformado en frío sin soldadura conteniendo un máximo del 0.3% de carbono.	350 N/mm^2	45*2.5(1.75"x0.095") o 50*2.0(2.0"x0.083")	Arco principal o arcos laterales y miembros transversales traseros.
		38*2.5(1.5"x0.095") o 40*2.0(1.6"x0.083")	Semiarcos laterales y otras partes de la estructura de seguridad.

3.2 Tamaño y forma de la malla.

El dominio global mallado puede apreciarse en la Figura 8, donde se puede observar que se usó una malla bastante refinada; sólo se considera la mitad de la estructura teniendo en cuenta que la misma es simétrica respecto al plano longitudinal del vehículo. El método de mallado usado para las cartelas es hexaédrico dominante con un tamaño máximo de elemento de 5 mm (Ver

Figura 9). Por otro lado, en el sello, se usa también este método, pero con un tamaño máximo de elemento de 11 mm (Ver

Figura 10). Se usa una malla más tosca en el sello que en el resto de elementos de la simulación, pues este elemento sólo es utilizado para aplicar la fuerza en la jaula de seguridad, se deforma mucho menos que el resto de componentes y un análisis de deformación local por contacto del mismo no es de interés en el presente trabajo. Debido a su complejidad geométrica, la estructura de tubería y las platinas de anclaje no pueden ser malladas con el método hexaédrico dominante; en su lugar, se usó el método tetraédrico, por ser éste el que mejor se ajusta a cualquier geometría, con un tamaño máximo de elemento de 4 mm, siendo ésta la malla más fina de todas (

Figura 11). La malla final usada para el análisis estructural tiene 1.326.920 nodos y 646.534 elementos.

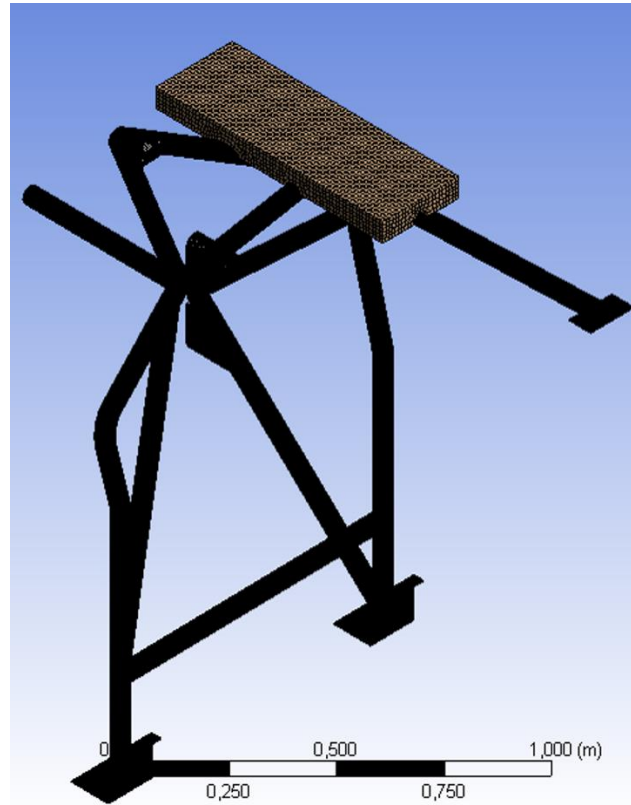


Figura 8. Jaula de Renault Logan 2005 mallada.

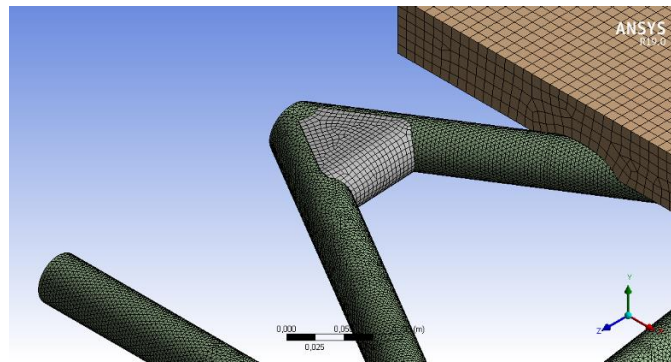


Figura 9. Detalle de la malla de las cartelas.

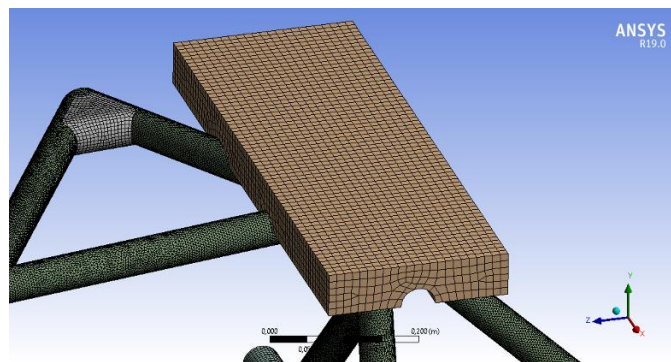


Figura 10. Detalle de la malla del sello.

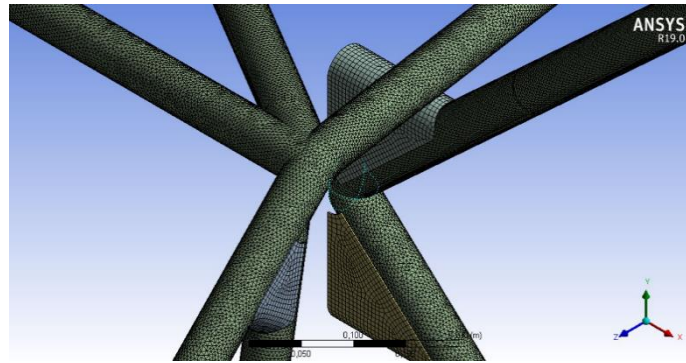


Figura 11. Detalle de la malla de la estructura tubular.

La calidad de la malla se evalúa en el presente trabajo mediante el sesgo u oblicuidad. Este parámetro indica qué tan cercano está el elemento a un elemento ideal, siendo éste último un elemento que es equilátero o equiangular [18][19]. Un sesgo de cero indica que el elemento es ideal, mientras que un sesgo de uno indica que todos los nodos del elemento son coplanares, lo que su vez se conoce como elemento degenerado. En la TABLA 4 se puede apreciar la valoración de los elementos según su sesgo.

TABLA 4 VALORACIÓN DE LOS ELEMENTOS SEGÚN EL SESGO O OBLICUIDAD [18][19].

Valor del sesgo	Clasificación del elemento
0	Ideal
>0-0.25	Excelente
0.25-0.5	Bueno
0.5-0.75	Moderado
0.75-0.9	De moderado a malo
0.9-<1	Malo
1	Degenerado

Para elementos tetraédricos, el sesgo se determina aplicando la siguiente ecuación:

$$Sesgo = (V_{opt} - V_{real}) / V_{opt} \quad (27)$$

Donde V_{real} es el volumen del elemento real, mientras que V_{opt} es el volumen óptimo, el cual se refiere al volumen de un elemento ideal con el mismo circunradio del real. Para el resto de elementos, el sesgo es:

$$Sesgo = \max\left(\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e}\right) \quad (28)$$

Donde θ_{max} , θ_{min} y θ_e son los ángulos de vértice mayor del elemento real, de vértice menor del elemento real y de un elemento ideal equiangular, respectivamente. Como se puede observar en la Figura 12, la mayor parte de los elementos están en el rango de excelentes a moderados, lo que denota una calidad de malla aceptable. Los elementos de mejor calidad de malla son presentados en la Figura 13, mientras que los de peor calidad, en la Figura 14.

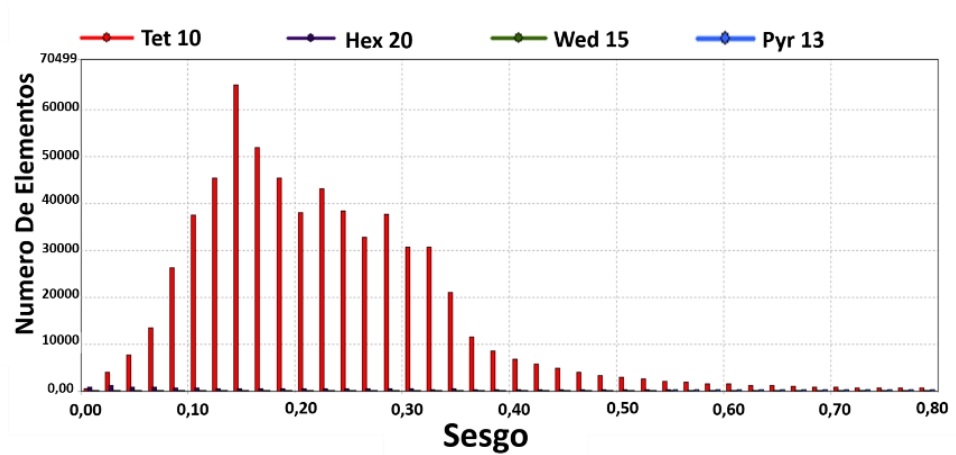


Figura 12. Gráfica de sesgo para la malla de FEM.

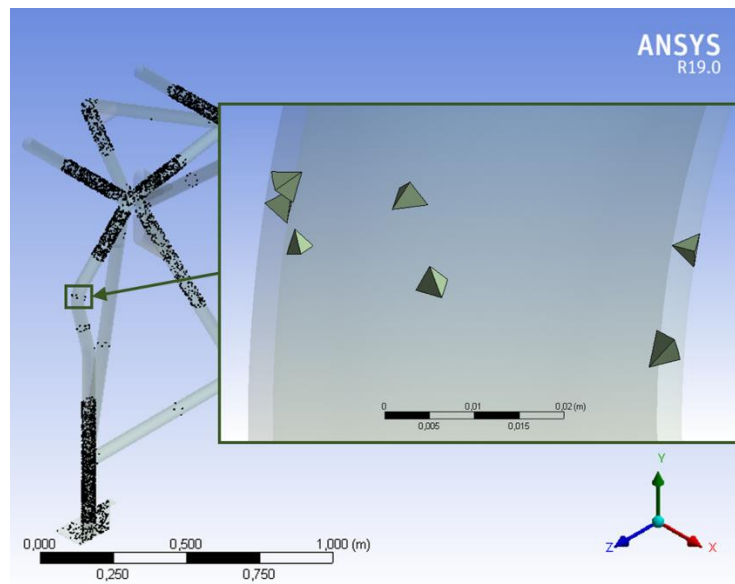


Figura 13. Elementos de mayor calidad de malla.

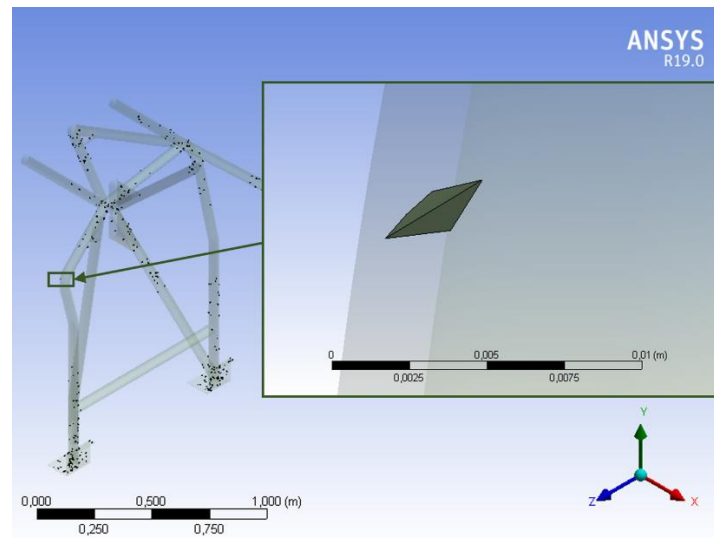


Figura 14. Elementos de menor calidad de malla.

3.3 Condiciones de frontera

En el presente trabajo, se realizaron dos tipos de análisis:

- Considerando que el material de la jaula es dúctil, se determinó cuánto es la máxima carga que puede resistir la jaula para que no se presenten deformaciones permanentes y la máxima carga para evitar fallas localizadas, bajo el criterio de falla del esfuerzo equivalente de Von Mises.
- Se evaluó el desempeño estructural de la jaula ante la carga exigida por el reglamento FIA [16], el cual establece que la jaula de seguridad no puede presentar fisuras o una deformación total mayor a 50 mm cuando es sometida a una carga de $F = (75W) N$, donde W es el peso del vehículo más 150 Kg. Para el Renault Logan 2005, se considera un peso de $W = 1050 Kg$, dando como resultado $F=90.000 N$. La carga debe ser aplicada mediante un sello con medidas mínimas de 500 x 200 mm, el cual debe estar superpuesto en el arco principal detrás del puesto del conductor.

La condición de Fuerza aplicada se muestra en Figura 15. Al ser la jaula una estructura simétrica respecto al plano longitudinal del vehículo, se debe imponer una condición de simetría en los nodos pertenecientes a dicho plano, como se puede apreciar en la Figura 15. Esta condición permite reducir considerablemente el costo computacional.

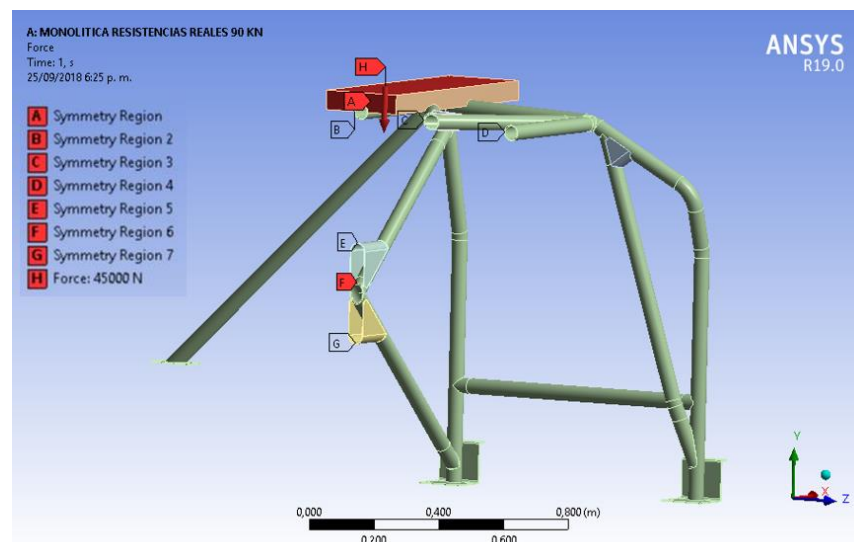


Figura 15. Condición de simetría y carga en la jaula de seguridad.

En este trabajo, la estructura tubular se consideró monolítica. Sólo se tuvieron en cuenta entonces dos tipos de contacto: 1) Contacto tipo Bonded entre la estructura tubular y las cartelas (Figura 16), 2) Contacto tipo No-separation entre el sello y la estructura tubular (Figura 17). El primer tipo de contacto se usa porque las cartelas van totalmente fijadas a la estructura tubular mediante soldadura, impidiendo el movimiento normal y tangencial relativo entre estos elementos. El segundo tipo de contacto se aplica porque, aunque la estructura tubular y el sello no están fijados entre sí, el movimiento normal relativo entre estos elementos se puede considerar cero debido a la dirección de aplicación de la carga. Se usa una formulación Multi-point Constraint (MPC) para los contactos, la cual es aplicable en ANSYS para los tipos de contactos considerados en este trabajo, esto es, Bonded y No-separation, cuando no es necesario considerar ningún tipo de penetración localizada [20]. En la formulación MPC, se adicionan ecuaciones de restricción al sistema global de elementos finitos definido por la ecuación (21) para hacer nulo el movimiento relativo entre los nodos de las superficies en contacto, o, en otras palabras, para “amarrar” los desplazamientos de dichas superficies en las direcciones normal y tangencial cuando se habla de un contacto tipo Bonded, y sólo en la dirección normal cuando se habla de un contacto tipo No-separation. La rápida convergencia respecto a otras formulaciones de contacto, como las formulaciones lagrangianas, la insensibilidad a la rigidez de contacto normal, lo cual es un factor diferenciador respecto a otras formulaciones como la Pure Penalty, la no consideración de una penetración localizada entre las superficies de contacto, y su uso en problemas que involucran altas deformaciones dinámicas, como los que se considerarán en trabajos futuros, hacen de la MPC una formulación adecuada para nuestro problema [21][22].

Finalmente, se deben prescribir una condición tipo fixed en las platinas de anclaje, las cuales están fijadas a la estructura del vehículo por medio de cuatro tornillos cada una (Fig.18). Las platinas de anclaje son el único contacto de la estructura con el habitáculo del auto.

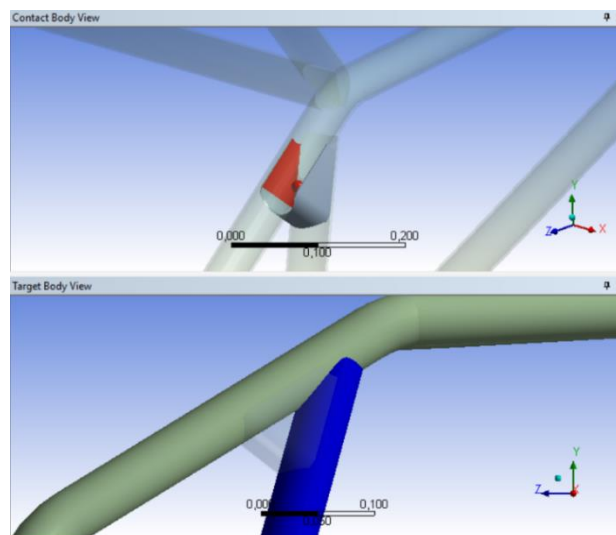


Figura 16. Contacto tipo Bonded entre estructura tubular y cartelas.

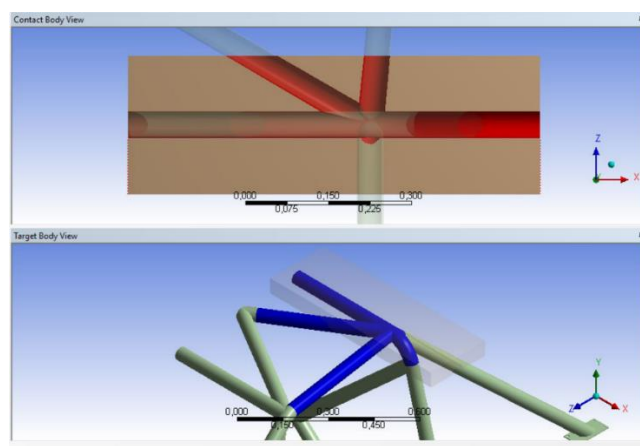


Figura 17. Contacto No-separation entre estructura tubular y sello.

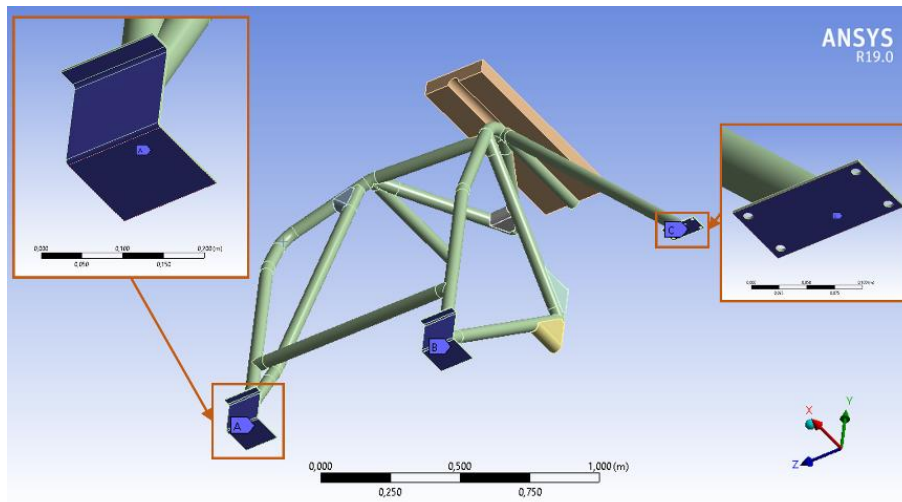


Fig.18. Condición tipo Fixed en las platinas de anclaje.

4 ANÁLISIS Y RESULTADOS

4.1 Análisis de convergencia.

Un análisis de convergencia consiste en evaluar la influencia del tamaño y forma de la malla en los resultados numéricos de la simulación. En este caso, el análisis de convergencia de la malla fue realizado modificando en 1 mm el tamaño máximo de elemento, con el propósito de evaluar la influencia del número de elementos en la deformación total máxima. Se consideraron un total de cinco mallas con el mismo tipo de elementos, pero diferentes tamaños, donde la malla más fina corresponde a la utilizada en el análisis estructural del presente trabajo. El análisis de sesgo mostrado en la sección 3.2 se realizó para esta malla en particular. Mallas más finas que la usada en las simulaciones no fueron consideradas en el análisis de convergencia pues se excedía la capacidad de cómputo disponible. Los resultados de convergencia son presentados en la Figura 19, donde también se muestra el tiempo de cómputo correspondiente a cada una de las mallas. Como se puede observar, la gráfica de Deformación total vs. Número de elementos tiene una tendencia asintótica, lo cual es un buen indicio de convergencia de los resultados numéricos. También se puede apreciar que, a partir de cierto tamaño de malla, el incremento del tiempo de cómputo es bastante considerable. En las presentes simulaciones se usó un equipo con procesador Intel Core i7 (6th Gen) 6700HQ / 2.6 GHz, memoria RAM de 16 GB, tarjeta gráfica Nvidia GTX960M 4GB y disco duro de 1 TB.

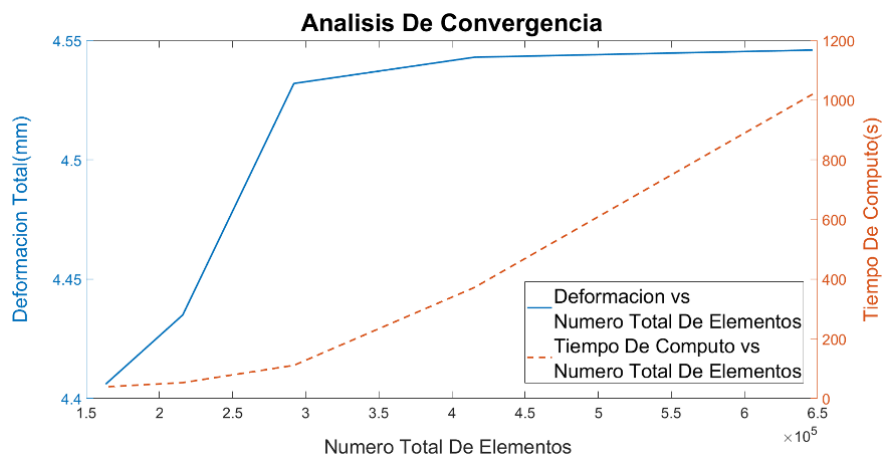


Figura 19. Gráfica de convergencia y tiempo de cómputo

4.2 Análisis del comportamiento mecánico para carga especificada por la norma.

Se debe recordar que la carga exigida por la reglamentación de la FIA sobre el sello es 90 kN [16]. En este caso, considerando la simetría del problema, se prescribe una carga en el sello de 45 kN. Teniendo en cuenta que el material de la jaula se considera dúctil, se debe utilizar el criterio de la energía de distorsión máxima para calcular el factor de seguridad a fluencia.

Como se puede apreciar en la Figura 20, existen dos concentradores de esfuerzo críticos. El más importante de ellos se encuentra localizado sobre el arco principal, con un esfuerzo equivalente de Von Mises máximo de 923.77 MPa, el cual supera ampliamente la resistencia a la fluencia del material reportada en la Tabla 2, la cual es de 330 MPa. Es decir, los resultados de la simulación muestran que hay una deformación permanente localizada en esa zona. La ubicación de este concentrador de esfuerzos máximo obedece a que sobre el arco principal se transmite directamente la carga por parte del sello y al hecho de que en dicho arco confluyen los diferentes elementos que componen la estructura. Esto a su vez afecta directamente el factor de seguridad de la estructura ya que justamente es en este concentrador donde se presentan factores de seguridad entre 0.357 y 1 (Figura 21), lo cual es inadmisibles. En el segundo concentrador de esfuerzos apreciado en la Figura 20, el cual corresponde a la unión entre el arco principal y el refuerzo en forma de X que se encuentra en este arco, no se generan esfuerzos de Von Mises tan altos como en el primero, pero, como se puede apreciar en la Figura 21, los factores de seguridad también son muy bajos en este segundo concentrador.

En cuanto a la deformación máxima permisible por FIA [16], que es de 50 mm, en la Figura 22 se puede observar que la estructura sólo tiene una deformación total máxima de 4.546 mm. A pesar de esto, se puede concluir que la estructura no cumple las exigencias de la FIA puesto que el esfuerzo equivalente máximo de Von Mises (923.77 MPa) supera la resistencia última del material presentada en la Tabla 2 (455 MPa), lo cual puede interpretarse como una falla localizada del material.

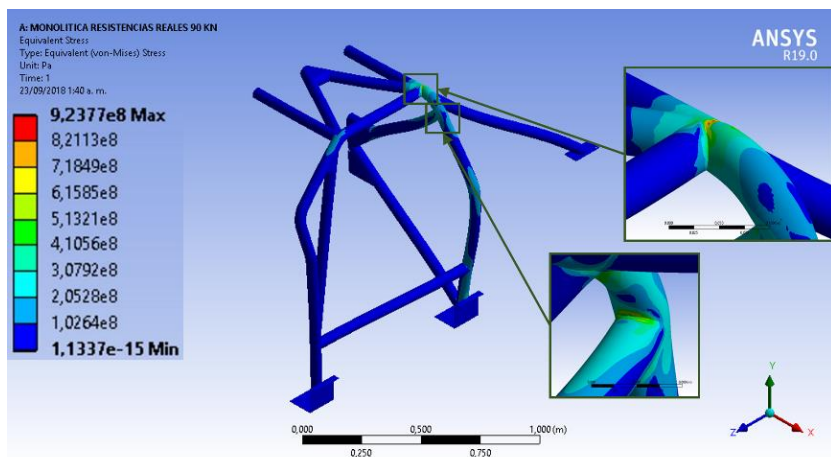


Figura 20. Esfuerzo Equivalente Von Mises Bajo Carga FIA

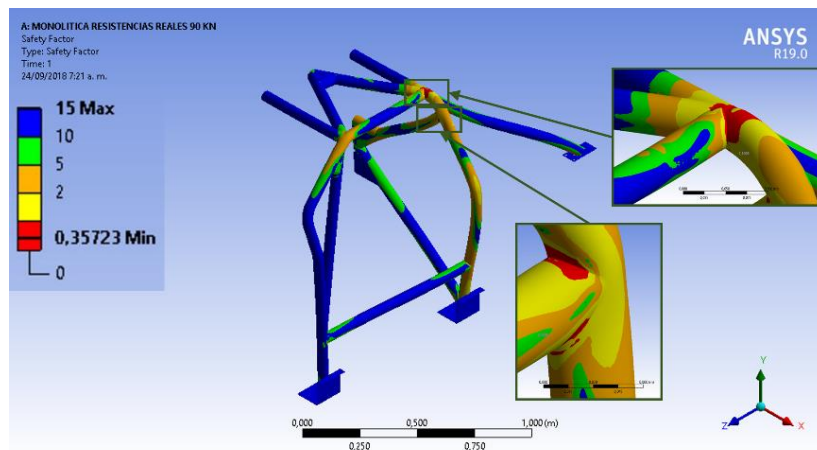


Figura 21. Factores de Seguridad a Fluencia Bajo Carga FIA

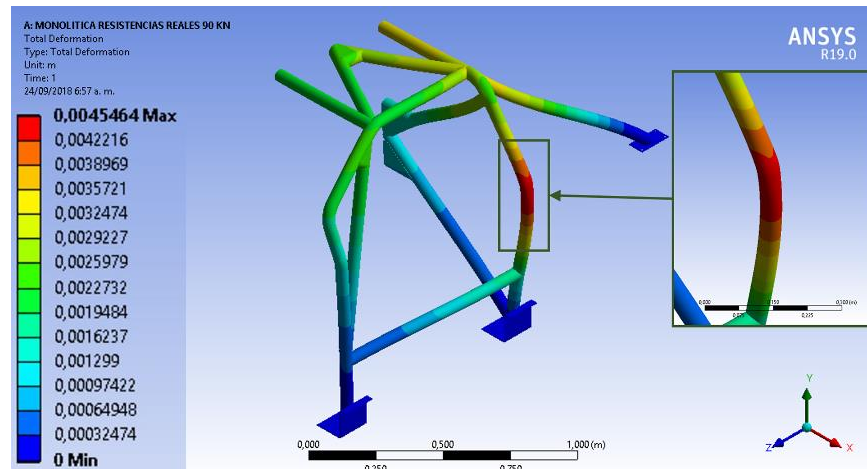


Figura 22. Deformación Total Bajo Carga FIA

2.4. Cálculo numérico de la carga máxima que puede soportar la estructura.

En esta sección, se procede a modificar la carga aplicada sobre el sello hasta que el factor de seguridad a fluencia mínimo sea aproximadamente igual a 1. La carga obtenida en dicho caso fue de 32.2 kN, la cual es muy inferior a los 90 kN exigidos por la FIA. Esto quiere decir que 32.2 kN es la carga máxima que se puede aplicar a la estructura para que no se origine una deformación permanente. El campo de factores de seguridad de la jaula para la carga obtenida se puede apreciar en la Figura 23, donde se muestran las dos zonas críticas de factores de seguridad. La deformación total máxima en este caso es de 1.626 mm, como se puede apreciar en la Figura 24; como es lógico, esta deformación total está por debajo de la obtenida en la Sección 4.2 (4.546 mm), la cual corresponde a la carga exigida por la FIA. Si se continúa incrementando la carga, se obtiene que la carga máxima permisible para que la estructura no vaya a presentar ninguna falla localizada es de 44 kN. Los factores de seguridad correspondientes a esta carga se presentan en la Figura 25.

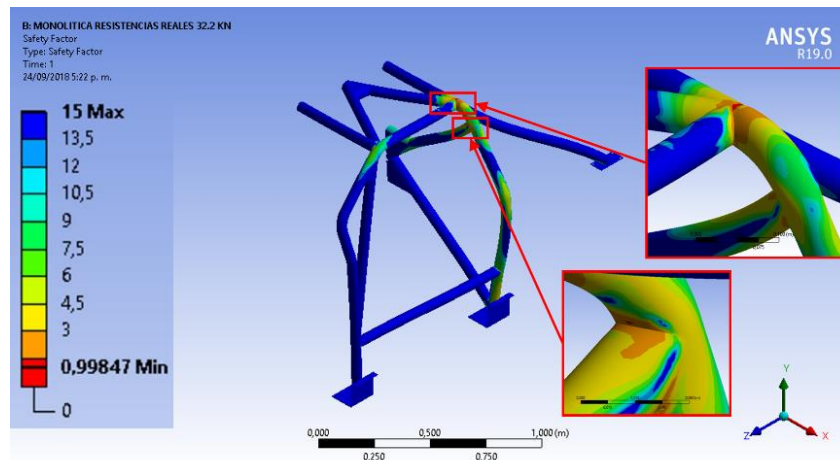


Figura 23. Factores De Seguridad Bajo Carga De 32.2KN.

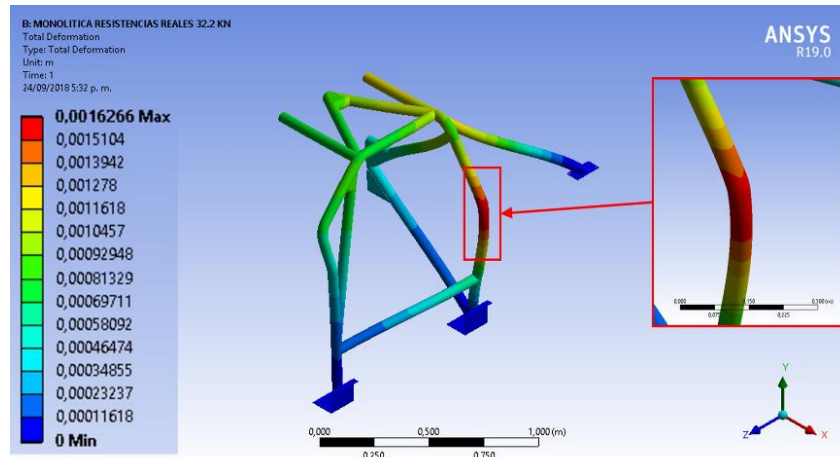


Figura 24. Deformación Total Bajo Carga De 32.2 KN

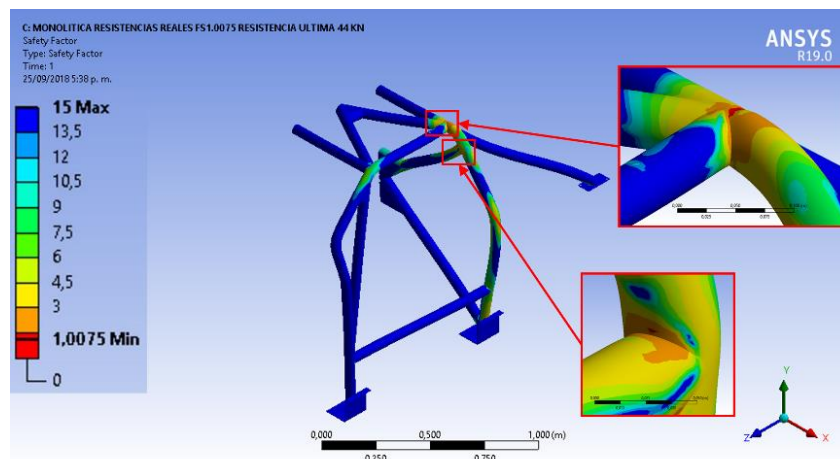


Figura 25. Factores de seguridad bajo una carga de 44 KN

3. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Los resultados de esta investigación preliminar demuestran que la implementación de las exigencias geométricas, de material y de manufactura mínimas de la FIA para el diseño de jaulas de seguridad no garantiza que la estructura sea segura. Parte de esto se debe a la generalidad de esta normatividad en cuanto a las especificaciones del material, pudiéndose usar una gran variedad de materiales para la fabricación de la jaula.

A pesar de que el material usado en la simulación del presente trabajo cumple las exigencias mínimas de FIA, no resulta ser el material adecuado para la estructura, debido a que los esfuerzos generados en el mismo para la carga exigida por reglamentación exceden la resistencia que ofrece, lo cual deriva en bajos factores de seguridad. Este inconveniente podría solucionarse empleando un acero con una mayor rigidez y resistencia para poder obtener factores de seguridad adecuados.

Adicionalmente, la adición de refuerzos en la configuración de la estructura podría reducir la deformación total. No obstante, debido a que en este caso las deformaciones son mucho menores a los límites establecidos por norma, no sería ésta la solución más eficiente, pues implicaría un peso adicional en el vehículo sin solucionar significativamente el déficit en el factor de seguridad, el cual tiene como principal causa los concentradores de esfuerzo en la estructura.

Del análisis anterior, se puede concluir que el material a seleccionar no solo debe cumplir las especificaciones básicas, sino que además debe tener una mayor resistencia y rigidez que el A795-04.

En trabajos futuros, se evaluará el desempeño mecánico de esta misma configuración de jaula considerando materiales con mejores prestaciones mecánicas, dos cargas adicionales de prueba exigidas por FIA (lateral y

vertical sobre semi-arco) y cargas de impacto para tratar de replicar las condiciones reales de operación de la estructura en el vehículo.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a la Comisión Técnica de la Federación Colombiana de Automovilismo Deportivo por su tiempo y apoyo durante la realización de esta investigación.

REFERENCIAS

- [1] F. Della Rossa, G. Mastinu, and C. Piccardi, "Bifurcation analysis of an automobile model negotiating a curve Q1," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 50, no. 10, pp. 1539–1562, 2012.
- [2] F. Della Rossa and G. Mastinu, "Analysis of the lateral dynamics of a vehicle and driver model running straight ahead Q1," *Nonlinear Dyn.*, vol. 92, no. 1, pp. 97–106, 2018.
- [3] Federation Internationale De l' Automobile, "Art. 253 - Prescriptions common to all cars," *Yearb. Automob. Sport 1971 Append. J*, no. January, 1971.
- [4] Federation Internationale De l' Automobile, "APPENDIX J – ARTICLE 253," *Yearb. Automob. Sport 2016 Append. J*, 2016.
- [5] G. Angadi and S. Chetan, "Design and analysis of roll cage," in *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 1943.
- [6] A. Pavlovic and M. Zivkovic, "Roll cage design and validation for a rally vehicle," *FME Trans.*, vol. 44, no. 4, pp. 398–404, 2016.
- [7] C. Cardona Mancilla, J. A. Casas Monroy, J. Sierra Del Rio, E. L. Chica Arrieta, y D. Hincapié-Zuluaga, "Análisis Computacional de una Turbina Hidrocinética de Eje Horizontal con y sin Difusor", *Revista CINTEX*, vol. 22, núm. 1, pp. 47–57, 2017.
- [8] M. J. Valdés Ortiz, J. G. Ardila Marín, A. F. Martínez Pérez, y J. D. Betancur Gómez, "Análisis Numérico Vía ANSYS De Intercambiadores De Calor Con Mejora Pasiva: Casos De Estudio Densidad Del Mallado Y Modelo De Turbulencia", *Revista CINTEX*, vol. 22, núm. 1, pp. 59–68, 2017.
- [9] C. A. Felippa, "FEM Modeling: Introduction," in *Introduction to Finite Element Methods*, 2004, pp. 1–15.
- [10] R. J. Atkin and N. Fox, *An introduction to the theory of elasticity*. 1980.
- [11] J.N.Reddy, *An Introduction to the Finite Element Method*, Third. 2006.
- [12] M. A. Bhatti, "Fundamental Finite Element Analysis and Applications: with Mathematica and Matlab Computations," p. 720, 2005.
- [13] M. A. Bhatti, "Fundamental Finite Element Analysis and Applications: with Mathematica and Matlab Computations," p. 720, 2005.
- [14] O. C. Zienkiewicz and R. L. Taylor, "The Finite Element Method Volume 1 : The Basis," *Methods*, vol. 1, p. 708, 2000.
- [15] R. S. Gaviria Caicedo, C. Tobón Cadavid, and A. F. Salazar Guisao, "METODOLOGÍA Y FABRICACIÓN DE UNA JAULA DE SEGURIDAD DE UN RENAULT LOGAN ROGER," 2017.
- [16] Federation Internationale De l' Automobile, "Reglement D ' Homologation 2018 Pour Armatures De Securite 2018 Homologation Regulations for Safety Cages." pp. 1–23, 2018.
- [17] A. American Society for Testing and Materials, "ASTM A795-04," *ASTM Stand.*, no. March 2004, pp. 1–6, 2004.
- [18] ANSYS INC, "Appendix A: Mesh Quality. In Training Manual: ANSYS Meshing Application Introduction." pp. 1–66, 2009.
- [19] ANSYS INC, "Lecture 7: Course of Introduction to ANSYS Meshing. In Course os Introduction to ANSYS Meshing." pp. 1–37, 2015.
- [20] Ansys, "Lecture 3: Introduction to Contact," *ANSYS Mech. Struct. Nonlinearities*, no. December, p. 74, 2010.
- [21] M. Ainsworth, "Essential boundary conditions and multi-point constraints in finite element analysis," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 190, no. 48, pp. 6323–6339, 2001.
- [22] L. E. Vicente Alonso, "Modelado Numérico Del Problema de Contacto Mediante ANSYS," Universidad de Sevilla, 2011.