

MODELADO COMPUTACIONAL DEL ENSAYO DE IMPACTO DE UN RIN  
AUTOMOTRIZ POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS SEGÚN LA  
NORMA ICONTEC 4177.

GERMAN DANIEL GÓMEZ RODRÍGUEZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2015

MODELADO COMPUTACIONAL DEL ENSAYO DE IMPACTO DE UN RIN  
AUTOMOTRIZ POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS SEGÚN LA  
NORMA ICONTEC 4177.

GERMAN DANIEL GÓMEZ RODRÍGUEZ

Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Director

OCTAVIO ANDRÉS GONZÁLEZ ESTRADA  
Ingeniero Mecánico, Ph.D

Codirector

ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS  
Ingeniero Mecánico, PhD

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2015

## CONTENIDO

	<b>pág.</b>
INTRODUCCIÓN	
1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	13
2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	14
3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	15
3.1 OBJETIVO GENERAL	15
3.1.1 Objetivos Específicos	15
4 ENSAYO DE IMPACTO EN RINES	16
4.1 EQUIPO Y PROCEDIMIENTOS	19
4.2 CRITERIO DE FALLA	21
5 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	22
5.1 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	22
5.2 ANSYS EXPLICIT DYNAMICS	24
5.3 TIEMPO DE EJECUCIÓN EN ANSYS	25
5.4 CRITERIO PARA LA ESTIMACIÓN DE LA FALLA	26
6 DATOS EXPERIMENTALES	30

6.1	MATERIAL UTILIZADO PARA LA FABRICACIÓN DE LOS RINES	30
6.2	ENSAYO DE TRACCIÓN	30
6.3	RESULTADOS DE LA PRUEBA IMPACTO	32
7	METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DEL ENSAYO DE IMPACTO	34
7.1	OBTENCIÓN Y GENERACIÓN DEL MODELO CAD	34
7.2	ASIGNACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL MATERIAL	37
7.3	GENERACIÓN DE LA MALLA	38
7.4	CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS Y CONDICIONES DE CONTORNO	43
7.5	CÁLCULO DE LA DENSIDAD DE ENERGÍA DE DEFORMACIÓN	46
7.6	SOLUCIÓN DEL MODELO	46
8	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DEL ENSAYO DE IMPACTO	47
9	RECURSOS TECNOLÓGICOS	52
9.1	EQUIPO A OPERAR PARA EL MODELO COMPUTACIONAL	52
9.2	TIEMPOS DE SIMULACIÓN	52
10	PLANTEAMIENTO DEL MODELO ESTÁTICO	53
11	COSTOS	57
12	CONCLUSIONES	58
	BIBLIOGRAFÍA	60

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Acabados finales de un rin	13
Figura 2. Máquina para ensayo de impacto	16
Figura 3. Diferentes tipos de ángulos de impacto	17
Figura 4. Esquema de mecanismo para el ensayo de impacto	18
Figura 5. Esquema del soporte para el ensayo de impacto	20
Figura 6. Tipos de análisis por medio de ANSYS	25
Figura 7. Diagrama de energía disipada	27
Figura 8. Dimensiones de la probeta para el ensayo de tracción	30
Figura 9. Ensayos de tracción de la muestra de AISi10 tomadas de los rines	31
Figura 10. Rines ensayados bajo la NORMA 4177	32
Figura 11. Rines fracturados	33
Figura 12. Geometrías de los rines	34
Figura 13. Geometría del golpeador, soporte y gomas	35
Figura 14. Ensamble total	36
Figura 15. Rines utilizando la opción Virtual Topology	36
Figura 16. Endurecimiento isotrópico bilineal	37
Figura 17. Mallado automático	38
Figura 18. Mallado del rin	39
Figura 19. Aspecto general del mallado	40
Figura 20. Criterios de calidad del mallado según ANSYS	40
Figura 21. Gráfica de la opción skewness de la malla	41
Figura 22 Gráfica de la opción orthogonal quality de la malla	41
Figura 23. Convergencia de la malla para el modelo 604	42
Figura 24. Convergencia de la malla para el modelo 706 5H	42
Figura 25. Cargas aplicadas al modelo	45
Figura 26. Simulación 1 del Modelo 604	48
Figura 27. Simulación 2 del Modelo 604	48
Figura 28. Simulación 1 del Modelo 706 5h	49

Figura 29. Simulación 2 del Modelo 706 5h	50
Figura 30. Modelo computacional con neumático	50
Figura 31. Simulación 2 con una reducción 20% en la energía cinética	51
Figura 32. Mallado del modelo estático	54
Figura 33. Desplazamiento total del modelo estático	54
Figura 34. Gráfica de distribución de tensiones del modelo estático	55
Figura 35. Deformación elástica del modelo estático	56

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Composición química del AISi10	30
Tabla 2. Resultados de los ensayos de tracción	31
Tabla 3. Propiedades de los materiales	38
Tabla 4. Condiciones para cada simulación	43
Tabla 5. Tiempos de simulación	52
Tabla 6. Costos del proyecto	57

## RESUMEN

**TÍTULO:** MODELADO COMPUTACIONAL DEL ENSAYO DE IMPACTO DE UN RIN AUTOMOTRIZ POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS SEGÚN LA NORMA ICONTEC 4177\*.

**AUTOR:** GERMAN DANIEL GÓMEZ RODRÍGUEZ\*\*

**PALABRAS CLAVE:** Elementos Finitos, Ansys, Modelado Computacional, Rin, NORMA ICONTEC 4177.

### DESCRIPCIÓN:

Este proyecto consiste en desarrollar modelado computacional de un rin automotriz que permita predecir el comportamiento del rin frente a un impacto con la condiciones estipuladas en la NORMA ICONTEC 4177. El modelo computacional plantea la solución por el método de elementos finitos, el cual es un método numérico que permite encontrar soluciones aproximadas a problemas físicos gobernados por ecuaciones diferenciales. El objetivo del modelo computacional es poder verificar que no se presenten fracturas en el rin siguiendo lo establecido por la NORMA ICONTEC 4177. El análisis dinámico es realizado por medio del software de simulación ANSYS, bajo el concepto de densidad de energía de deformación se puede verificar si el modelo computacional presenta fracturas. La norma del ensayo de impacto proporciona los procedimientos recomendados e información detallada para evaluar el desempeño al impactar los rines de aluminio. El método de elementos finitos (MEF) permite evaluar el rendimiento mecánico de los prototipos. Al modificar el diseño del rin, con base en los resultados de MEF se puede observar cómo el cambio afectará su desempeño. El tiempo de ejecución de un modelo dinámico no es sólo una función del tamaño del modelo, sino también del tamaño del paso de tiempo. En Explicit Dynamics, el paso de tiempo se calcula internamente para proporcionar una solución estable.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingeniería Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Dr. Octavio Andrés González Estrada, PhD Ingeniero Mecánico. Codirector Dr. Alberto David Pertuz Comas, Ingeniero Mecánico

## ABSTRACT

**TITLE:** COMPUTER MODELING THE IMPACT TEST OF A AUTOMOTIVE WHEEL BY FINITE ELEMENT METHOD ACCORDING TO STANDARD ICONTEC 4177\*

**AUTHOR:** GERMAN DANIEL GÓMEZ RODRÍGUEZ\*\*

**KEY WORDS:** Finite Element, Ansys, Computational modeling, Wheel, STANDARD ICONTEC 4177.

### DESCRIPTION:

This project is to develop computational modeling of an automotive wheel for predicting the behavior of the wheel in front of an impact with the conditions stipulated in the ICONTEC STANDARD 4177. The computational model makes the solution by the finite element method, which is a method number to find approximate solutions to physical problems governed by differential equations. The aim of the computational model is to check for fractures occur in the wheel following the provisions of the ICONTEC 4177. The dynamic analysis is done by means of simulation software ANSYS, under the concept of strain energy density can be verified If the computer model presents fractures. The impact test standard provides recommended procedures and detailed information to evaluate the performance on impact aluminum wheels. The finite element method (FEM) to assess the mechanical performance of the prototypes. To modify the design of the wheel, based on the results of MEF you can see how the change will affect their performance. The execution time of a dynamic model is not only a function of the size of the model but also the size of the passage of time. In Explicit Dynamics, the passage of time is internally calculated to provide a stable solution.

---

\* Bachelor Thesis

\*\* Faculty of Physico-Mechanical Engineering, Mechanical Engineering School. Director Dr. Octavio Andrés González Estrada, PhD Ingeniero Mecánico. Codirector Dr. Alberto David Pertuz Comas, Ingeniero Mecánico

## INTRODUCCIÓN

Los componentes que se fabrican con aleación de aluminio han sido ampliamente utilizados en la industria automotriz, debido a su alta relación de resistencia y peso, bajo costo y diseños innovadores. En los últimos años, el mercado de rines de aluminio ha crecido considerablemente para los vehículos de transporte, ya que son componentes importantes para la operación del automóvil. Es necesario considerar que los rines soportan cargas estáticas y dinámicas presentes durante el funcionamiento del vehículo.

Al rin automotriz constantemente se le modifica su geometría y además debe cumplir con ciertos criterios de diseño, como lo son su forma, peso y fabricación. El diseño del rin también necesita considerar varios parámetros ingenieriles necesarios para su correcto desempeño, como lo son su resistencia y funcionalidad.

La industria actual está en búsqueda permanente de formas para disminuir los tiempos de fabricación y reducir el número de pruebas a las que tiene que someterse el rin. Se logra mejorar el proceso de diseño con una alternativa vigente que es la ingeniería asistida por computadora como una herramienta útil, que se utiliza actualmente para realizar diseños de rines.

El modelo computacional plantea la solución por el método de elementos finitos, el cual es un método numérico que permite encontrar soluciones aproximadas a problemas físicos gobernados por ecuaciones diferenciales.

El objetivo del modelo computacional presentado en este trabajo es poder verificar que no se presenten fracturas en el rin siguiendo lo establecido por la NORMA ICONTEC 4177, además de analizar el efecto del impacto y el comportamiento de la presión.

## 1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

A causa de la gran demanda de vehículos, la industria automotriz debe realizar investigaciones permanentes para el desarrollo e innovación de nuevos productos, entre estos se encuentran los rines. Para lograr que el rin sea más ligero su volumen debe ser reducido al mínimo, a su vez se debe garantizar que puede resistir la sollicitación mecánica en condiciones de conducción normal o grave. El estudio de este elemento tiene como objetivo hacer diseños más llamativos sin afectar la funcionalidad o resistencia, debido a que esta parte del vehículo es considerada un artículo de lujo.

Tener que rediseñar el rin causa que los costos de fabricación se aumenten, por ejemplo, por el gran número de veces que se tiene que repetir el ensayo de impacto, afectando a su vez los tiempos de producción. Analizar el comportamiento del impacto en un elemento mecánico es particularmente difícil ya que para resolverlo de forma analítica es necesario realizar simplificaciones, lo cual es un inconveniente en los rines por su compleja geometría.

Figura 1. Acabados finales de un rin



Fuente: <http://www.murelli.com.co><sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> INDUSTRIAS MURELLI, Tolima. Colombia

## 2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Al diseñar rines con geometría cada vez más compleja se dificulta determinar de forma manual el comportamiento de estos. Normalmente se realizan pruebas de impacto en laboratorios, que estudian la vida útil de diferentes modelos antes de comenzar su fabricación en masa. Si este modelo falla es necesario rediseñar la geometría del rin y repetir el proceso de prueba, hasta lograr un producto que cumpla con las normas colombianas vigentes.

En los últimos años la tecnología informática ha sido una herramienta indispensable en la solución de diversos problemas de la industria. Software como Solidworks, Matlab, Labview y Ansys ofrecen alternativas de estudio de elementos mecánicos sin incrementar el costo en los análisis.

Por lo tanto, los fabricantes de rines tienen la necesidad de herramientas computacionales que permitan analizar el comportamiento del rin ante un impacto y verificar que los rines tengan una resistencia adecuada.

El análisis dinámico es realizado por medio del software de simulación ANSYS, el cual está basado en el método de elementos finitos, que permite predecir una solución del comportamiento del rin bajo ciertas condiciones de impacto.

Se resalta que el modelo computacional es una aproximación del cálculo, por este motivo el modelo no suprime del todo los ensayos de impacto. Debido a que los ensayos son necesarios para comprobar que el producto cumpla con los estándares de calidad antes de salir al mercado. Hay que tomar en cuenta que el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no sólo del modelo mecánico con el que se trabaja, sino también de los principios del método de elementos finitos.

### 3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

#### 3.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander con el propósito de formar Ingenieros Mecánicos con alta calidad humana, ética y científica, con un espíritu emprendedor e investigativo, mediante la modelación computacional de un rin de aleación de aluminio sometido al ensayo de impacto según la NORMA ICONTEC 4177.

##### 3.1.1 Objetivos Específicos

- Desarrollar un modelo computacional que garantice que los dos tipos diferentes de rines considerados, cumplan con los estándares de calidad y que su densidad de energía de deformación sea menor de  $10,5 \text{ [N mm/mm}^3\text{]}$ , para garantizar con lo que está estipulado en la NORMA ICONTEC 4177.
- Obtener las gráficas de los campos de deformación elástica y desplazamientos del ensayo estático, aplicando una carga 1000 kg al soporte y verificar que no supere el valor de  $7.5 \text{ mm} \pm 10\%$  señalado en la NORMA ICONTEC 4177.
- Obtener las gráficas de densidad de energía de deformación verificando que el valor no sea superior a  $10,5 \text{ [N mm/mm}^3\text{]}$ , con el cual se certifica que no se presenten fracturas que penetren en la sección del componente central del ensamble de la rueda.
- Hallar la correlación entre el modelo computacional y los datos experimentales que permitan validar los resultados obtenidos en las simulaciones.

#### 4 ENSAYO DE IMPACTO EN RINES

Para los ensayos solo se deben utilizar rines totalmente nuevos, que representen los rines destinados para aplicaciones en vehículos de pasajeros. Se utiliza un rin fabricado total o parcialmente de aleaciones livianas, con propósitos de investigación y/o control de calidad. Con el fin de garantizar la seguridad de los usuarios, es necesario que los rines usados para vehículos de pasajeros tengan que pasar por cierto estándares de calidad, como pruebas de desempeño estructural. Con el propósito de evaluar el rendimiento mecánico se realizan dos pruebas de fatiga y una prueba de impacto. La máquina<sup>2</sup> que se utiliza en las pruebas de impacto se observa en la Figura 2.

Figura 2. Máquina para ensayo de impacto



Fuente: APARICIO, Luis. Obtención de una metodología para la simulación del ensayo de impacto.

---

<sup>2</sup> APARICIO, Luis. Obtención De Una Metodología Para La Simulación Del Ensayo De Impacto De Un Rin Automoriz Según La Norma Covenin 3736:2002.Venezuela. 2014.

En la norma del ensayo de impacto se establecen los requisitos mecánicos mínimos a considerar para evaluar la resistencia al impacto en el rin. Además, se debe confirmar la presión a la cual debe permanecer la llanta y las dimensiones del golpeador. El golpeador impacta el rin con el propósito de lograr simular un golpe entre el rin y un andén durante un choque presente en la conducción.

Por otra parte, los ensayos de impacto se pueden clasificar en dos tipos principales debido a los diferentes tipos de vehículos. Uno de ellos es el ensayo de impacto con un ángulo  $13^\circ$  con la horizontal que se utiliza para vehículos de pasajeros, y el otro es el ensayo de impacto de  $30^\circ$  que se utiliza para camiones ligeros. Además de los ensayos anteriores, una prueba de impacto de  $30^\circ$  también puede llevarse a cabo de acuerdo a la solicitud del fabricante, como se puede observar en la Figura 3.

Figura 3. Diferentes tipos de ángulos de impacto



Fuente: <http://www.hellotrade.com/makra-manfred-kratzmeier/product.html><sup>3</sup>

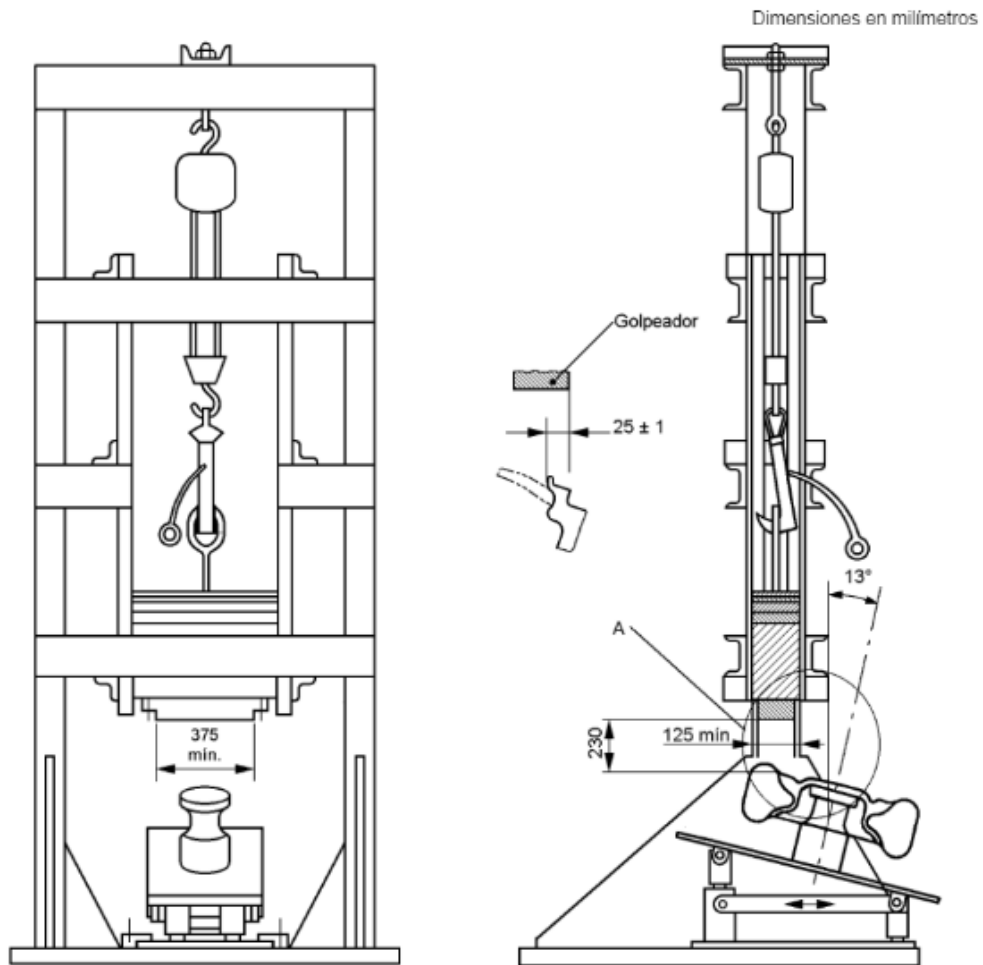
El presente estudio se centra principalmente en el ensayo de impacto a  $13^\circ$ , ya que para los fabricantes de rines es importante tener la certeza que el rin cumple con los parámetros establecidos en la NORMA ICONTEC 4177. El esquema del dispositivo del experimento para ensayo de impacto se ilustra en la Figura 4. El conjunto del rin y el neumático está montado sobre una estructura de fijación con

---

<sup>3</sup> Makra Alpine Metal tech. Impact-Test. P-2.

un ángulo de 13° respecto a la horizontal, de manera que su punto más alto enfrente un golpeador que se encuentra en la vertical.

Figura 4. Esquema de mecanismo para el ensayo de impacto



Fuente: NTC 4177. Vehículos automotores. Ruedas. Procedimiento para el ensayo de impacto<sup>4</sup>.

A continuación, el golpeador de masa considerable se deja caer libremente desde una altura de 230 mm, poniéndose en contacto con el borde de la llanta y la parte exterior del rin.

<sup>4</sup> NTC 4177. Vehículos automotores. Ruedas. Procedimiento para el ensayo de impacto. 1997. Disponible en: Biblioteca Universidad Industrial de Santander.

#### 4.1 EQUIPO Y PROCEDIMIENTOS

La norma del ensayo de impacto proporciona los procedimientos recomendados e información detallada para evaluar el desempeño al impactar los rines de aluminio. El dispositivo principal del ensayo es un golpeador de peso muerto que se deja caer libremente desde una altura de 230 mm, sobre el borde de la llanta que tiene como conjunto el rin y el neumático.

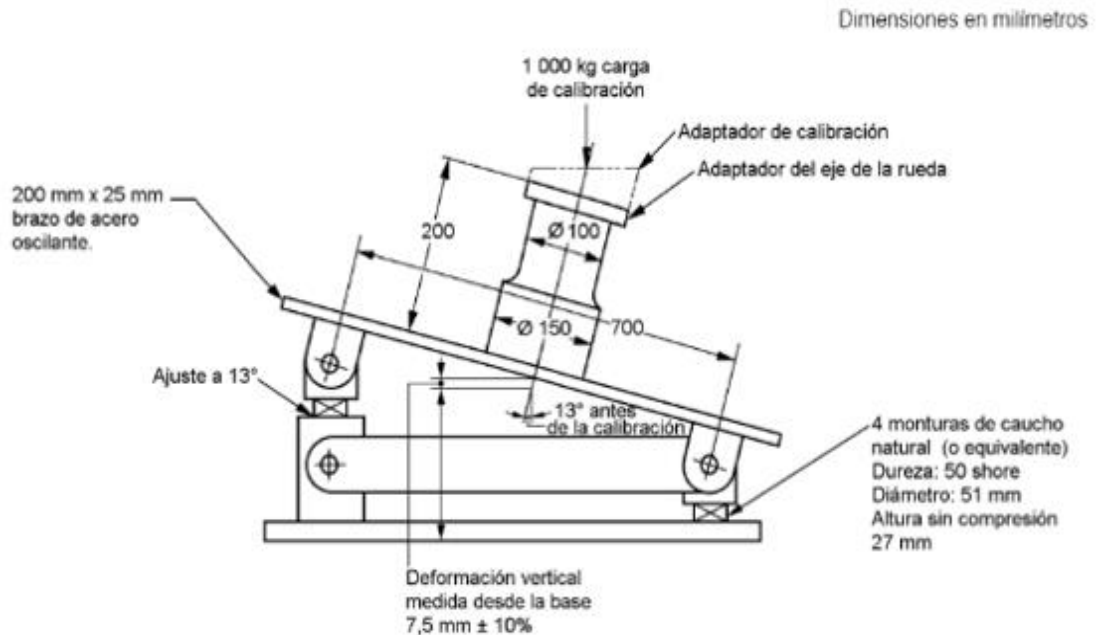
Para el neumático se recomienda permanecer a una presión especificada por el fabricante o inflado a 200 KPa. El soporte tiene una alta rigidez y resistencia, y cuenta con una placa inclinada a un ángulo de 13° respecto a la horizontal.

La superficie del golpeador debe ser de al menos 125 mm de ancho y 375 mm de largo. El golpeador se ubica sobre el conjunto del neumático y el rin, a una distancia horizontal de 25 mm del borde del rin con se muestra en la Figura 4. De acuerdo con la regulación para los ensayos, la masa del golpeador se selecciona según la siguiente ecuación:

$$D = 0,6W + 180 \qquad \text{Ec. 1}$$

Donde D es la masa del golpeador, expresada en kilogramos y W es la carga estática máxima de rueda según lo especificado por el fabricante del rin, expresado en kilogramos. El montaje del soporte con ángulo inclinación de 13° para el ensayo de impacto y sus dimensiones se muestra en la Figura 5.

Figura 5. Esquema del soporte para el ensayo de impacto



Fuente: NTC 4177. Vehículos automotores. Ruedas. Procedimiento para el ensayo de impacto<sup>5</sup>

Se sitúa un adaptador para ensayo de calibración en el punto medio de un brazo oscilante, se aplica una masa vertical de 1000 Kg al centro de la cara superior del soporte. El desplazamiento vertical del dispositivo de ensayo debe ser de 7,5 mm ± 10% cuando se mide en el centro del brazo oscilante como se puede observar en la Figura 5.

El procedimiento para iniciar el ensayo de impacto comienza por montar la llanta en un eje y, por medio de pernos, fijar al soporte. Los pernos para la fijación se deben apretar manualmente hasta un valor de 80 N.m o por un método recomendado por el fabricante del vehículo.

Debido a que el diseño de los componentes puede variar, se debe ensayar un número suficiente de sitios en la circunferencia del rin, para garantizar que el análisis

---

<sup>5</sup> Ibid.

tenga veracidad en sus resultados. Para cada ensayo se debe usar una rueda diferente.

## **4.2 CRITERIO DE FALLA**

Existen dos criterios de falla establecidos en la norma para la prueba de impacto del rin.

El primer criterio es que no se presenten fracturas visibles, que penetren en una sección del componente central del ensamble de la llanta. Por otra parte, no se puede generar separación entre el componente central del soporte y el rin.

El segundo criterio requiere que la presión se mantenga en un valor indicado durante un lapso de tiempo de un minuto después realizar la prueba de impacto.

Además, se debe considerar que el daño o deformación en el área del borde del rin que está en contacto directamente con la cara del golpeador no se consideran como una fractura. Las ruedas serán inspeccionadas visualmente utilizando líquidos penetrantes después de la prueba de impacto.

## 5 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

### 5.1 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

El método de elementos finitos (MEF) permite evaluar el rendimiento mecánico de los prototipos. Al modificar el diseño del rin, con base en los resultados de MEF se puede observar cómo el cambio afectará su desempeño. Por lo tanto, el modelo computacional del ensayo de impacto juega un papel importante para la fabricación del rin, ya que permite una disminución del tiempo de diseño, reducción de su peso y mejora del rendimiento mecánico a un menor costo.

Varios autores proponen como analizar el ensayo de impacto utilizando el método de elementos finitos y estos planteamientos se describen a continuación.

Riesner<sup>6</sup> propuso la aplicación del análisis de elementos finitos para estructuras de rines de aluminio para la simulación del ensayo de impacto. El MEF combinado con la mecánica de fractura fue utilizado para simular el ensayo de impacto, de modo que el rendimiento del rin se podría predecir mediante la utilización de un enfoque de densidad de energía de deformación. Los resultados de este estudio indicaron que la resistencia al impacto de un rin de aluminio podría evaluarse mediante el uso de un criterio de fractura dúctil.

Wei-Ren Chen<sup>7</sup> señaló que mediante el uso de MEF y un enfoque de trabajo total plástico, se puede determinar la resistencia al impacto de un rin de aluminio con una orientación entre 13 y 30 grados de impacto de carga. Se encontró que la utilización

---

<sup>6</sup> RIESNER, M. Et.al Computer Simulation of Wheel Impact Test. in Proceedings of The Sixth International Conference on Vehicle Structural Mechanics, Society of Automotive Engineers, Detroit, MI, 1986. SAE Technical Paper 860829. P- 269-275.

<sup>7</sup> CHEN, Wei-Ren. Computational Analysis of Impact Testing on Aluminum Wheels. Hua Kang Journal of Engineering, Vol. 10, 1996. P- 163-184.

de un análisis estático con carga equivalente al impacto dinámico, se puede lograr por un método de conservación de energía. El análisis de Chen sobre el comportamiento estructural de un rin de aluminio es considerado como una predicción bastante conservadora.

Charles Russo<sup>8</sup> utilizó un enfoque dinámico no lineal para simular el comportamiento de impacto en el rin. Propuso que la influencia del neumático en la absorción de parte de la energía del impacto se aproxima restando un porcentaje fijo de la energía del impacto inducida por el golpeador. Se encontró que el comportamiento del impacto en los rines era fuertemente dependiente de las propiedades del material y de la geometría del borde del rin. Sus resultados demostraron que un tratamiento térmico podría generar un mejor comportamiento de la tenacidad. Además, con el fin de reducir la deformación plástica inducida por el impacto en los brazos y / o la región central, el espesor del borde del rin se debe ajustar para promover una mayor deformación plástica en las áreas del borde del rin.

### **Conceptos básicos del Método de Elementos Finitos**

El método de los elementos finitos es un método numérico que permite encontrar soluciones aproximadas a problemas físicos gobernados por ecuaciones diferenciales en derivadas parciales.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio: Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema. .
- Condiciones de contorno: Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas y voltaje.

---

<sup>8</sup> RUSSO, Charles. The Design and Processing of Cast Aluminum Wheels for Impact Performance. SAE Technical Paper 2001-01-0749, 2001.

- Incógnitas: Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema, como desplazamientos, tensiones y temperaturas.

El método permite encontrar un valor aproximado de la función de desplazamiento  $u$  en el dominio del problema que satisface las ecuaciones de equilibrio y las condiciones de contorno.

$$\{F\} = \{M\} \{\ddot{u}\} + \{C\} \{\dot{u}\} + \{K\} \{u\} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde

$[M]$  es la matriz estructural de masa.

$\{\ddot{u}\}$  es el vector de aceleración nodal.

$[C]$  es la matriz estructural de amortiguamiento.

$\{\dot{u}\}$  es el vector de velocidad nodal.

$[K]$  es la matriz estructural de rigidez.

$\{u\}$  es el vector de desplazamiento nodal.

La matriz de rigidez  $K$  relaciona las coordenadas globales (x,y,z), los desplazamientos nodales  $u$  y las fuerzas globales  $F$  de todo el medio o la estructura.

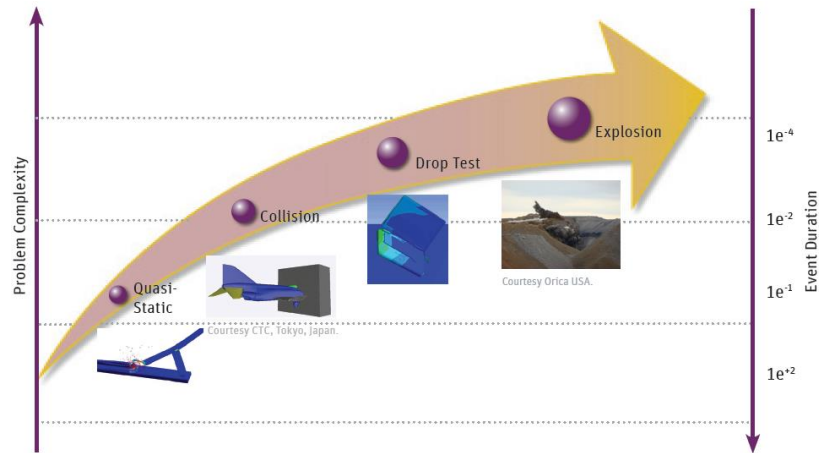
## 5.2 ANSYS EXPLICIT DYNAMICS

Para problemas complejos se requieren herramientas avanzadas de análisis para predecir con precisión el efecto de las consideraciones de diseño en el comportamiento del producto o proceso.

Ansys Explicit Dynamics permite capturar la física de los eventos de corta duración para problemas que se someten a fuerzas dinámicas no lineales y transitorias.

Con ANSYS, se puede obtener una idea de cómo una estructura responde cuando se someten a diferentes cargas. Basados en algoritmos, que predecir con exactitud las respuestas complejas, como grandes deformaciones del material y fracturas. Además de las interacciones entre los cuerpos y fluidos con superficies que cambian rápidamente.

Figura 6. Tipos de análisis por medio de ANSYS



Fuente: ANSYS 14 explicit dynamics.<sup>9</sup>

### 5.3 TIEMPO DE EJECUCIÓN EN ANSYS

El tiempo de ejecución de un modelo dinámico no es sólo una función del tamaño del modelo, sino también del tamaño del paso de tiempo. En Explicit Dynamics, el paso de tiempo se calcula internamente para proporcionar una solución estable. Esta condición limita el paso de tiempo de tal manera que la onda de tensión no puede viajar más de la dimensión del elemento más pequeño en un solo paso. Esto se conoce como la condición de Courant que se muestra en la Ecuación 2.

$$\Delta t \leq f * \frac{h}{c} \quad \text{Ec. 2}$$

<sup>9</sup> LEBOEUF, Chris. Explicit Dynamics. 2011 ANSYS, Inc.

$\Delta t$  = paso de tiempo.

$h$  = dimensión más pequeña del elemento en el modelo

$c$  = velocidad de la onda acústica.

$f$  = Factor de escala para mejorar la estabilidad (típicamente 0,9)

La ecuación de la velocidad de la onda acústica es diferente para cada tipo de elemento, pero su forma más simple aparece en la Ecuación 3.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{Ec. 3}$$

$E$  = módulo de Young

$\rho$  = Densidad.

Hay tres parámetros que se pueden ajustar para aumentar el paso de tiempo y reducir el tiempo de ejecución: tamaño del elemento, módulo de Young, y la densidad. La malla se debe ajustar para disminuir los tamaños de elementos, esto permite disminuir el paso de tiempo.

## 5.4 CRITERIO PARA LA ESTIMACIÓN DE LA FALLA

### **Energía de deformación.**

La energía se define como la capacidad de hacer trabajo, el trabajo puede transformarse en varias formas de energía. La energía interna de deformación, o simplemente la energía de deformación  $U$ , es igual en magnitud al trabajo externo<sup>10</sup>, establecido matemáticamente como:

---

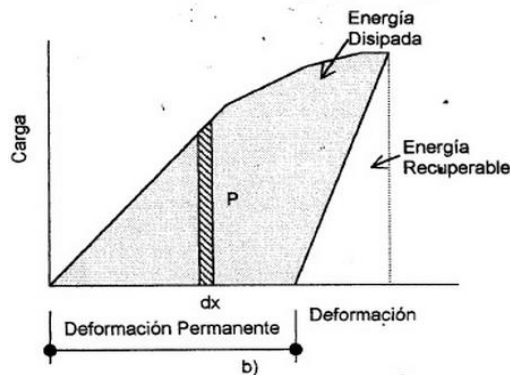
<sup>10</sup> FITZGERALD, Robert. Mecánica de materiales Fitzgerald. 2Ed. México ALFAOMEGA. 2007.

$$U = \int P d_x \quad \text{Ec. 4}$$

Donde  $P$  es la carga y  $d_x$  es la deformación, la integral de  $U$  es el área bajo el diagrama carga-deformación. Cuando la relación carga-deformación es lineal, todo el trabajo externo se convierte en energía elástica de deformación. Esta energía elástica es recuperable y hace que la estructura regrese a su posición original después de quitar la carga.

La energía total de deformación siempre es el área bajo una curva esfuerzo-deformación. Sin embargo, cuando se excede el límite elástico, como puede verse en la Figura 7, queda una deformación permanente después de que se quita la carga. La energía recuperable es el área triangular que define la deformación.

Figura 7. Diagrama de energía disipada



Fuente: FITZGERALD, Robert. Mecánica de materiales Fitzgerald<sup>11</sup>

### Densidad de energía de deformación

Dividendo la energía  $U$  por unidad volumen  $V$  obtenemos que:

<sup>11</sup> FITZGERALD, Robert. Mecánica de materiales Fitzgerald. 2Ed. México ALFAOMEGA. 2007.

$$\frac{U}{V} = \int \frac{P dx}{AL} \quad \longrightarrow \quad W = \int \sigma_x (d\varepsilon_x) \quad \text{Ec. 5}$$

Sabiendo que  $P/A$  es el esfuerzo  $\sigma_x$  y  $dx/L$  es la deformación  $\varepsilon_x$  al integrar estos dos términos el resultado es la densidad de energía de deformación  $W$ . Después de la fluencia inicial, el esfuerzo al que la deformación plástica ocurre puede depender del estado instantáneo de deformación. Este fenómeno es conocido como endurecimiento por deformación. Debido a esto la superficie de fluencia varía para cada estado de deformación plástica.

El desarrollo progresivo de la superficie de fluencia puede ser relacionando con el esfuerzo de fluencia a la deformación plástica mediante el factor de endurecimiento  $n$ . Esto puede ser postulado como una función de la densidad de energía de deformación  $W$ . La deformación plástica también puede ser asociada con la disipación de energía que es irreversible, entonces

$$W = \int \sigma_{ij} (d\varepsilon_{ij}^p) \quad \text{Ec. 6}$$

Donde  $d\varepsilon_{ij}^p$  son las componentes de la deformación plástica que ocurren durante un incremento de deformación. Alternativamente  $k$  puede relacionarse con la cantidad de deformación total plástica sea efectiva, generalizada o plástica equivalente.

### **Estimación de la densidad de energía de deformación**

Para el caso de estado de esfuerzo uniaxial, la densidad de energía de deformación puede ser calculada cómo<sup>12</sup>:

---

<sup>12</sup> CHANG, Chia-Lung. Et.al Simulation of wheel impact test using finite element method. Engineering Failure Analysis. [online] July 2009. Vol. 16, N° 2. P- 1711-1719. ELSEVIER/Science Direct.

$$W = \int_0^{\varepsilon_f} \sigma_t d\varepsilon_p \quad \text{Ec. 7}$$

Donde

$W$  es la densidad de energía de deformación.  $\left[ N \frac{mm}{mm^3} \right]$

$\varepsilon_f$  es la deformación a la fractura.

$\sigma_t$  es el esfuerzo real.  $[Pa]$

$\varepsilon_p$  es la deformación plástica.

Con el uso de la ecuación de Hollomon, se caracteriza el comportamiento en la zona plástica cómo una ecuación potencial:

$$\sigma_t = k(\varepsilon_p)^n \quad \text{Ec. 8}$$

Donde

$k$  es el coeficiente de resistencia  $[Pa]$ .

$n$  es el coeficiente de endurecimiento por deformación.

La expresión para el  $W$  se puede simplificar quedando de la siguiente forma

$$W = k \int_0^{\varepsilon_f} (\varepsilon_p)^n d\varepsilon_p$$

$$W = \frac{\sigma_f \varepsilon_f}{1 + n} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde  $\sigma_f$  y  $\varepsilon_f$  son los valores de esfuerzo y deformación a la fractura, que al igual que los valores de  $k$  y  $n$  se pueden aproximar con la utilización de datos experimental de un ensayo de tracción.

## 6 DATOS EXPERIMENTALES

### 6.1 MATERIAL UTILIZADO PARA LA FABRICACIÓN DE LOS RINES

Con el fin de evaluar las propiedades del material con el cual son fabricados los rines de aleación de aluminio AlSi10, se tomó el material necesario del centro de los rines, para la fabricación de las probetas, cuya composición química se muestra en la siguiente Tabla 1.

Tabla 1. Composición química del AlSi10

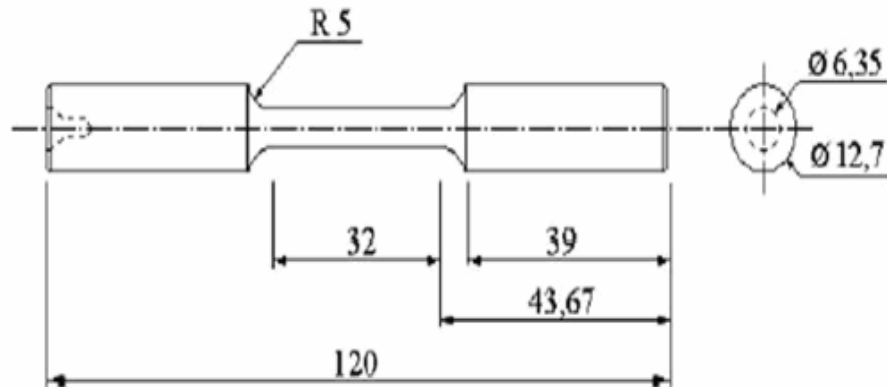
Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ni	Pb	Cr	Ti	Ca	Na	Sn
10 -	0 -	0,5 -	0 -	0,07 -	0 -	0 -	0 -	0 -	0,05 -	0 -	0,002 -	0 -
10,75	0,22	0,6	0,03	0,09	0,01	0,014	0,02	0,01	0,07	0,002	0,02	0,02

### 6.2 ENSAYO DE TRACCIÓN

Los datos del ensayo de tracción fueron suministrados por el codirector.

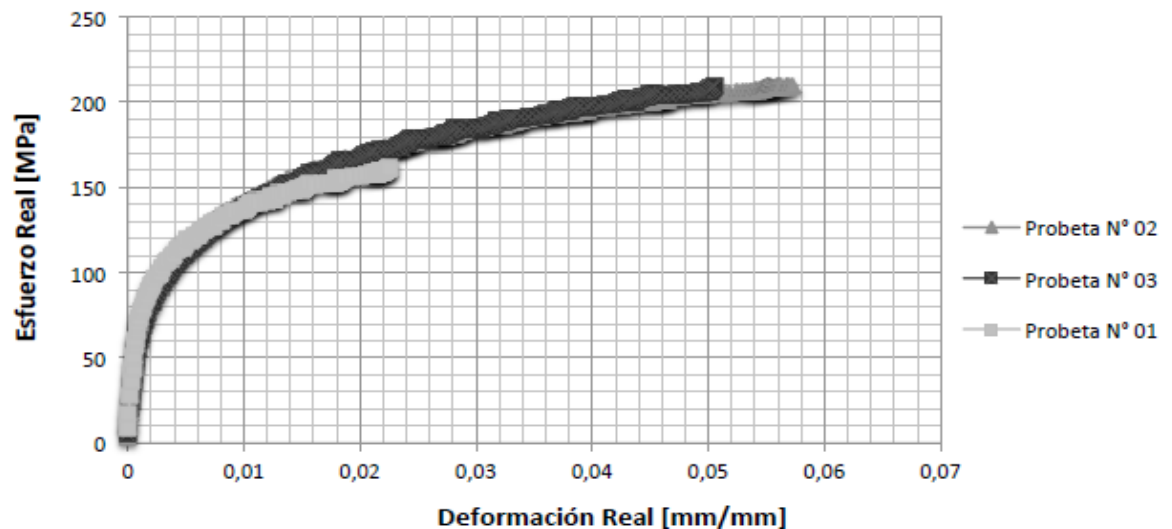
Se fabricaron probetas de tracción a partir de los rayos de los rines de aleación de aluminio terminados, con las dimensiones mostradas en la Figura 8.

Figura 8. Dimensiones de la probeta para el ensayo de tracción



En el caso de los ensayos de tracción es necesario ensayar de 1 a 3 probetas. Estos ensayos son representados gráficamente en la Figura 9, donde se muestra una gráfica de esfuerzo en MPa versus la deformación real de cada muestra en mm/mm.

Figura 9. Ensayos de tracción de la muestra de AlSi10 tomadas de los rines



Fuente: APARICIO, Luis. Obtención de una metodología para la simulación del ensayo de impacto<sup>13</sup>

Cuando se trabaja en la zona plástica de la curva de tracción, se ajusta a una ecuación potencial, definida por la ecuación de Hollomon (Ec.8). De esta gráfica es posible extraer los datos del material, como lo es el valor del esfuerzo de fluencia, el módulo de elasticidad del material y el esfuerzo último.

Tabla 2. Resultados de los ensayos de tracción

	<b>E [MPa]</b>	<b>Sy [MPa]</b>	<b>Sut [MPa]</b>
<b>Probeta 1</b>	76.875,00	107,25	161,41
<b>Probeta 2</b>	74.485,00	106,32	209,35
<b>Probeta 3</b>	67.435,00	107,25	209,79
<b>Promedio</b>	72.931,67	106,94	193,52

<sup>13</sup> Op. cit.

Por otra parte, observando el módulo de elasticidad del material estudiado que arrojó un valor cercano a los 73 GPa, podemos decir que el valor es próximo al que reportan algunas aleaciones de aluminio en la literatura, el cual es en promedio de 70 GPa.

### 6.3 RESULTADOS DE LA PRUEBA IMPACTO

Es posible observar los dos modelos en la Figura 10, después de aplicar la prueba de impacto bajo las condiciones considerada en la NORMA ICONTEC 4177. Dichos rines no presentaron fracturas visibles.

Figura 10. Rines ensayados bajo la NORMA 4177



Fuente: APARICIO, Luis. Obtención de una metodología para la simulación del ensayo de impacto<sup>14</sup>

Para realizar este trabajo se utilizaron los dos rines mostrado en la Figura 10. Se colocaron nuevamente en la máquina de ensayo y se realizó otra prueba de impacto a cada uno, con una altura del golpeador de 400 mm, pero esta vez sin utilizar los cauchos. En la Figura 11 se pueden observar los resultados de dicho impacto. La segunda prueba de impacto no fue realizada en las condiciones ideales, debido a que los rines presentaban una deformación plástica importante, ya que la empresa

---

<sup>14</sup> Op. cit.

no contaba con rines sin ensayar de los modelos, en el momento de la realización de las pruebas.

En la Figura 11 se pueden observar los lugares donde el modelo 604 presenta en sus tres brazos las fracturas. Para el modelo 706 5H la fractura se puede ver en un costado del rin.

Figura 11. Rines fracturados



Fuente: APARICIO, Luis. Obtención de una metodología para la simulación del ensayo de impacto<sup>15</sup>

---

<sup>15</sup> Op. cit.

## 7 METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DEL ENSAYO DE IMPACTO

Al realizar un análisis del ensayo de impacto en los rines y sus variables, se tomaron en cuenta los trabajos que se han desarrollados en esta área de simulación. Este modelo busca predecir el comportamiento al impacto de diferentes formas geométricas de rines por medio del paquete computacional ANSYS WORKBENCH 15.0. Para esto se realizó la simulación de dicho ensayo de impacto utilizando el módulo EXPLICIT DYNAMICS. Se decidió utilizar el WORKBENCH 15.0 porque posee una interfaz gráfica que le permite al usuario configurar el modelo computacional de una manera más sencilla en comparación con ANSYS LS-DYNA.

### 7.1 OBTENCIÓN Y GENERACIÓN DEL MODELO CAD

Los modelos geométricos de los rines a ensayar fueron suministrados por el codirector. Son provenientes de la empresa SERMAMET C.A., dedicada a la fabricación de rines y fueron desarrollados con el modelador de sólidos SOLIDWORKS. Estos modelos representan la misma geometría de los rines utilizados en los ensayos de impacto reales, los cuales se muestran en la Figura 12. El modelo 706 5h tiene un diámetro de 17" y la dimensión para el diámetro del modelo 604 es de 15", los dos modelos están fabricados en una aleación de aluminio AISi10.

Figura 12. Geometrías de los rines

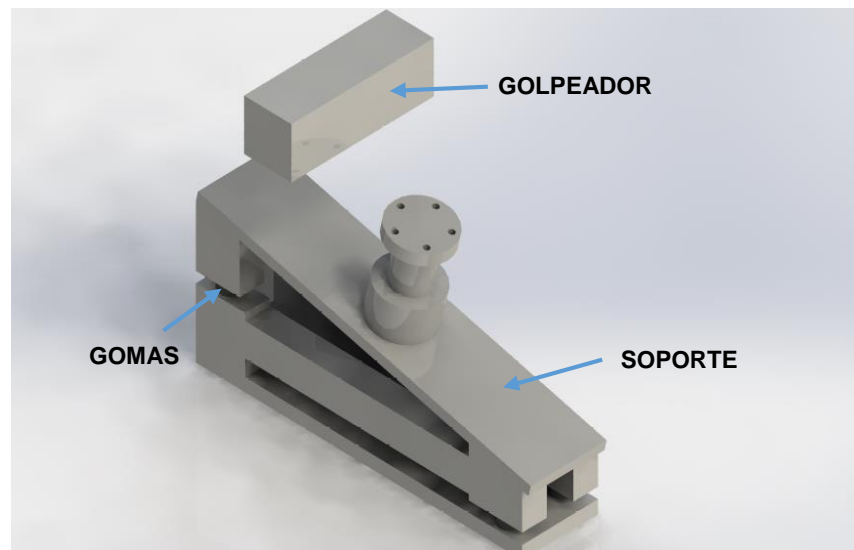


706 5H

604

Para generar el impacto con la carga adecuada para de la simulación, se construyó un golpeador, dibujado con la ayuda del CAD, con las mismas dimensiones establecidas en la NORMA ICONTEC 4177. Asimismo, se dibujó el soporte con el ángulo de inclinación adecuado y las gomas que se encuentran ubicados en el soporte, como se puede observar en la Figura 13.

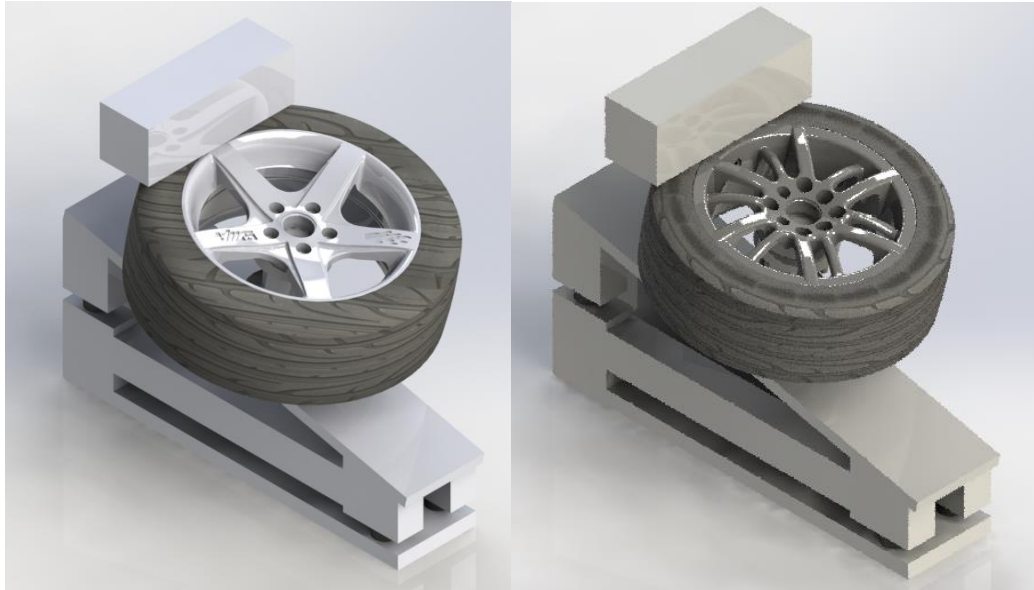
Figura 13. Geometría del golpeador, soporte y gomas



Por último, se ensamblan todas las partes, incluyendo el neumático. Se le asignan las condiciones de contacto respectivas como ubicar de forma concéntrica los pernos con los agujeros del rin y el soporte. Además, se unieron la cara inferior del rin y la parte superior del soporte, el conjunto completo se muestra en la Figura 14.

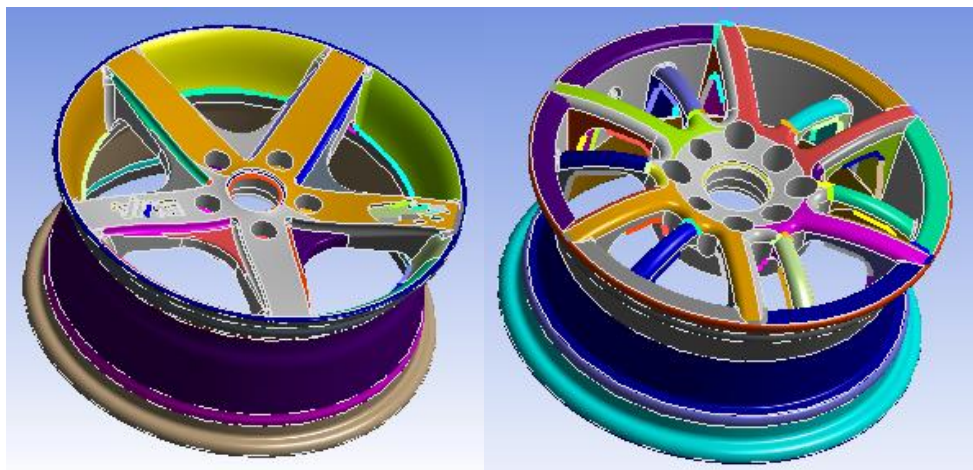
Todos los contactos que se establecieron en SOLIDWORKS son reconocidos automáticamente por el software ANSYS WORKBENCH, por lo que es importante su creación para la adecuada solución del problema. Al intentar cargar las geometrías en archivos con extensiones IGES o PARASOLID estas presentaban modificaciones en sus superficies. Para lograr guardar este archivo en una extensión que sea compatible con los archivos de lectura de ANSYS, fue necesario instalar el plugin de ANSYS 15.0 para SOLIDWORKS.

Figura 14. Ensamble total



Debido a la compleja geometría que presentan estos rines, al importar estas geometrías al ANSYS WORKBENCH se presentan algunos inconvenientes entre las superficies. Estos problemas se pueden solucionar con la opción Virtual Topology como se observa en Figura 15. Esta herramienta corrige problemas tales como ángulos agudos, líneas fragmentadas y superposición de puntos. Al corregir estos defectos se permite obtener un mejor mallado.

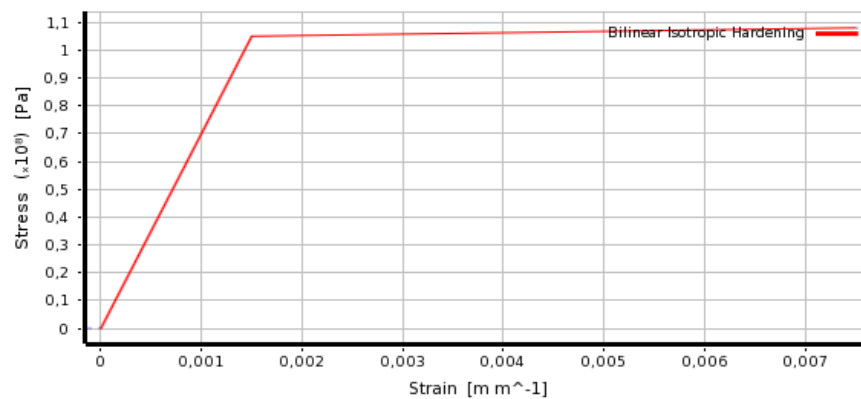
Figura 15. Rines utilizando la opción Virtual Topology



## 7.2 ASIGNACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL MATERIAL

Basados en los resultados obtenidos por los ensayos de tracción practicados a las probetas de aleación de aluminio, es posible determinar las propiedades del material como módulo de Young y el coeficiente de Poisson. Estos a su vez se pueden ingresar al software por medio de la extensión WORKBENCH dentro del panel de "Engineering Data". En la opción crear material se asignan dichas características, además, se puede generar la gráfica de Endurecimiento Isotrópico Bilineal como se observa en la Figura 16.

Figura 16. Endurecimiento isotrópico bilineal



La opción del Endurecimiento Isotrópico Bilineal permite simular el comportamiento plástico que se presenta en el aluminio, necesario para el cálculo de densidad de energía de deformación.

Es importante destacar que para el soporte y golpeador se asignó un acero estructural ubicado dentro de la librería del programa. Los materiales y los valores de sus respectivas propiedades empleadas para la simulación fueron los registrados en la Tabla 3. Para las propiedades del neumático, fue necesario encontrar un

módulo de Young semejante al compuesto real del caucho y las fibras de acero para conseguir resultados acordes a la realidad<sup>16</sup>.

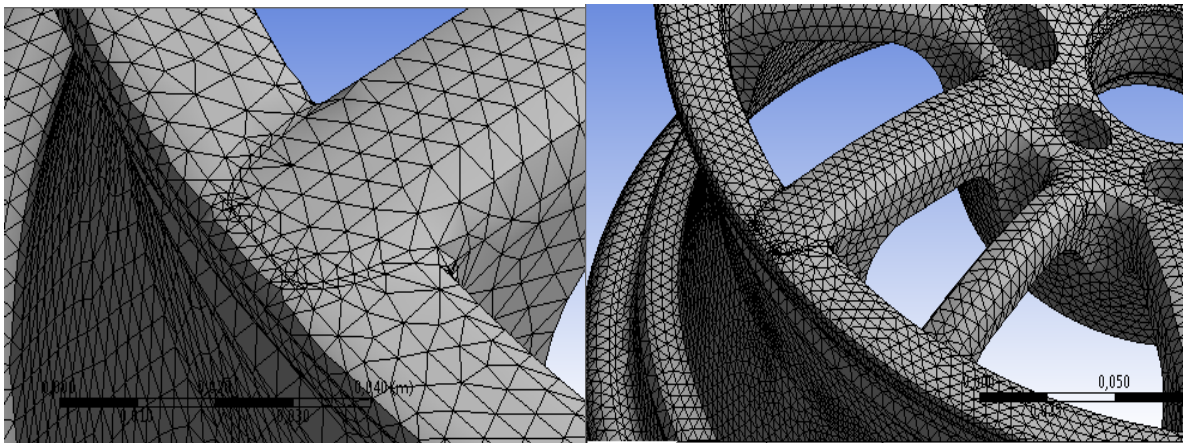
Tabla 3. Propiedades de los materiales

COMPONENTE	MATERIAL	E [MPa]	$\rho$ [Kg*m <sup>-3</sup> ]	$\nu$
GOLPEADOR	ACERO	206900	8000	0,3
SOPORTE	ACERO	206900	8000	0,3
NEUMATICO	CAUCHO	246,3	900	0,4
RIN	ALUMINIO	70000	2703	0,33
GOMAS	CAUCHO	1,82	900	0,4

### 7.3 GENERACIÓN DE LA MALLA

Al generar un mallado automático los resultados seria los que se observan en la Figura 17. En algunos lugares del mallado se generan elementos muy pequeños. Debido a esto fue necesario buscar otra alternativa para el mallado.

Figura 17. Mallado automático

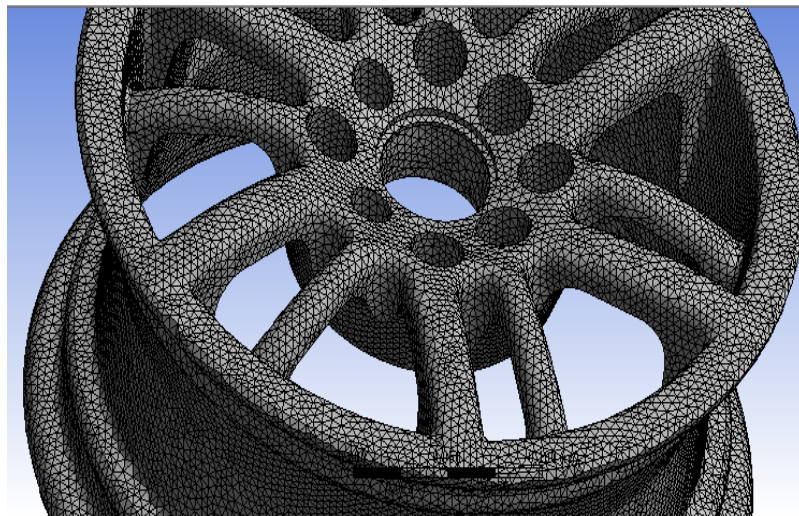


<sup>16</sup> CHANPONG, Napasin. Et.al A study of tyre cavity resonance and its mitigation using modal analysis method. 2014. Proceedings of the 43rd International Congress on Noise Control Engineering (Internoise 2014), Australia, 16 - 19 November 2014, P- 1-11.

Como una solución para la situación anterior se utilizó la opción Patch Independent sobre el volumen de la geometría del rin, con el fin de obtener una mallado más homogéneo, la opción utiliza para el mallado utiliza elementos de tipo tetraédrico. Esta opción permite mantener los elementos lo más grande posible, permitiendo que el cálculo sea más rápido. Además, si el ángulo entre dos caras es mayor al ángulo especificado en la opción Feature Angle, el programa suprime este borde para el mallado.

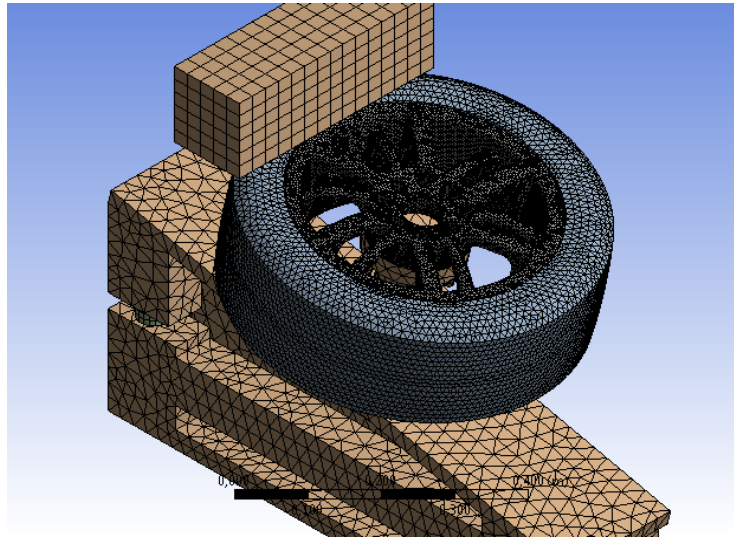
En general, se utilizó un tamaño de elemento para la malla del rin de 0,005 m, como se muestra en la Figura 18. Para optimizar los tiempos de cómputo utilizando la estrategia de no implementar elementos tan pequeños como los que se generan de forma automática en ANSYS, dando como resultado de la malla utilizada una reducción de 3.5 veces el tiempo del proceso.

Figura 18. Mallado del rin



Se utilizó la opción Body Sizing sobre todas las geometrías del ensayo, con el fin de establecer el tamaño y el tipo de cada elemento necesario para el mallado definitivo, el aspecto general se muestra en la Figura 19.

Figura 19. Aspecto general del mallado



Adicionalmente, se tomaron en cuenta dos criterios para el mallado, el de la Oblicuidad y la calidad Ortogonal basados en los estándares de calidad recomendados por ANSYS para el mallado (ver Figura 20).

Figura 20. Criterios de calidad del mallado según ANSYS

Skewness mesh metrics spectrum					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00
Orthogonal Quality mesh metrics spectrum					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

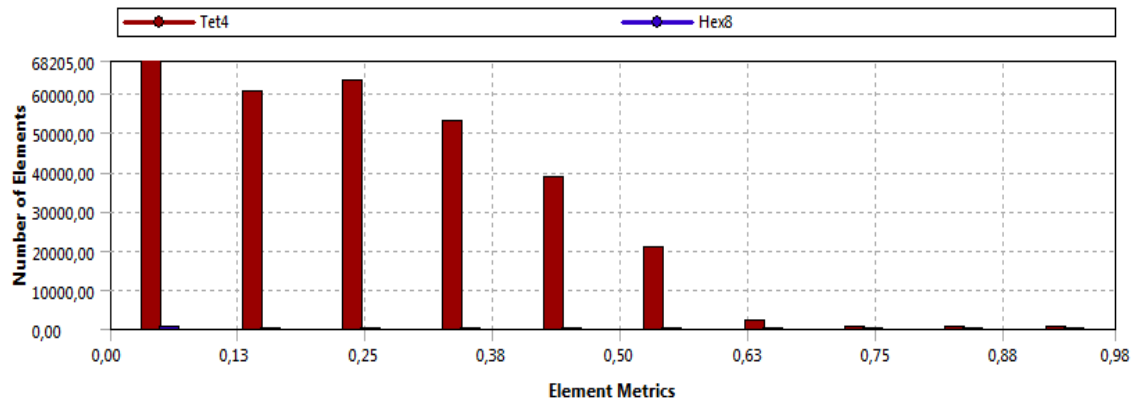
Fuente: [http://perso.crans.org/epalle/M2/MFNA/SNECMA\\_14.5\\_L08\\_Mesh\\_Quality.pdf](http://perso.crans.org/epalle/M2/MFNA/SNECMA_14.5_L08_Mesh_Quality.pdf) <sup>17</sup>

La eficacia del mallado se evaluó por criterios como el de *Skewness* o factor de asimetría, que es la medida en la que cada elemento se aleja de su forma ideal. El mallado de 5 mm fue el propuesto para evaluar esta metodología, la cual presentó un buen resultado bajo el criterio de *Skewness*, un gran porcentaje de los elementos

<sup>17</sup> Introduction to ANSYS Meshing, Lecture 8 Mesh Quality. 2014.

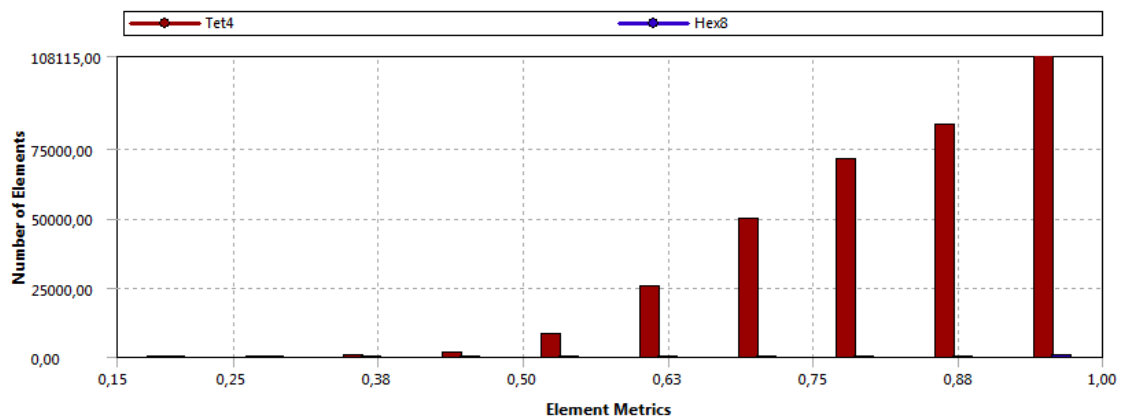
están entre el rango de 0,00 – 0,50 que va desde excelente a muy bueno, ver Figura 21.

Figura 21. Gráfica de la opción skewness de la malla



Como se puede apreciar en la Figura 20, la mayoría de los elementos de la malla están por el rango de 0,50 – 1,00 de la calidad ortogonal, estos valores van desde bueno a excelente según se puede visualizar en la Figura 22. Para los dos casos los resultados de los parámetros fueron aceptables según el criterio de ANSYS, lo cual indica que el mallado cuenta con condiciones ideales para un buen funcionamiento.

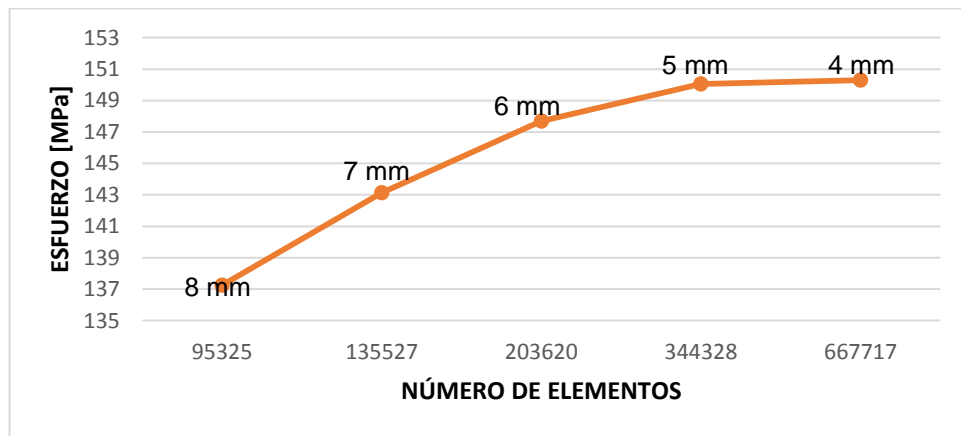
Figura 22 Gráfica de la opción orthogonal quality de la malla



## Convergencia de la malla

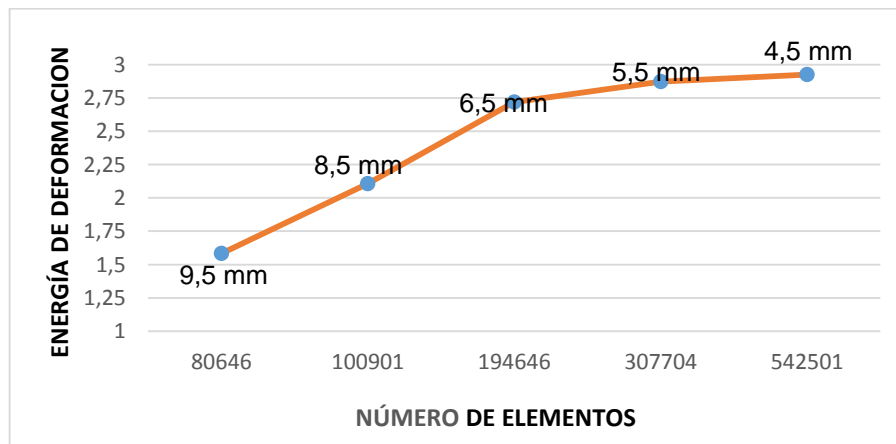
Con el propósito de complementar lo dicho anteriormente se busca la convergencia de la malla con la finalidad de encontrar el tamaño adecuado para cada modelo. A continuación se puede ver en la Figura 23 la convergencia de la malla para el modelo 604 donde 5 mm corresponde al valor en el cual el esfuerzo se estabiliza.

Figura 23. Convergencia de la malla para el modelo 604



En la Figura 24 se puede observar que para el modelo 706 5H la malla converge a un valor 5,5 mm donde la variación de la energía de deformación se considera mínima.

Figura 24. Convergencia de la malla para el modelo 706 5H



## 7.4 CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS Y CONDICIONES DE CONTORNO

Con el fin de simular las condiciones de contorno a las cuales está sometido el rin, dentro del ensayo de impacto, fue necesario utilizar la opción Create Automatic Connections para generar los contactos entre las piezas. Además de esto fue preciso revisar la penetración entre los contactos y hacer modificaciones para su adecuado funcionamiento.

Para disminuir los tiempos de simulación, como se dijo anteriormente, se colocó el golpeador a una distancia de 1 micra del rin. Es por ello que el inicio de la simulación no es con el golpeador en reposo sino con la velocidad a la que se realiza el impacto.

$$V_f = \sqrt{2gh} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde

$V_f$  es la velocidad del golpeador.  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$g$  es la gravedad  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$h$  es la altura del golpeador  $[m]$

Con la ecuación 10 se calcula el valor de la velocidad a utilizar en la primera simulación es de  $V_f=2,12$  [m/s], para la condiciones de la NORMA ICONTEC 4177. Para la segunda simulación, en la cual el golpeador se encuentra a una altura de 400 mm, la velocidad es  $V_f=2,80$  [m/s]. Con la siguiente información se generó la Tabla 4 con los datos respectivos para cada simulación.

Tabla 4. Condiciones para cada simulación

N°	GOLPEADOR		
	Masa [kg]	Altura [m]	Velocidad [m/s]
<b>Simulación 1</b>	490	0,23	2,12
<b>Simulación 2</b>	490	0,4	2,8

A la cara inferior del soporte se le colocó una restricción con la opción Fixed Support para considerar la unión de la máquina al suelo, para evitar que golpeador se rote después del impacto se utilizó la herramienta Remote Displacement en las caras laterales del mismo.

Por otra parte, Fue necesario asignar otro material para el golpeador con la densidad necesaria para que tuviera un peso 490 Kg. Todo esto con el objetivo de no tener que dibujar un bloque demasiado grande, comparado con las dimensiones de las demás piezas y que cumpla con la masa adecuada para el problema.

Para el neumático se utilizó una presión normal a la superficie con un valor de 0,2 MPa, lo cual es recomendado en la NORMA ICONTEC 4177. Para lograr simular el apriete que se presenta entre la parte inferior de rin y el soporte, fue necesario aplicar una precarga<sup>18</sup>. Este valor se calculó con la ecuación 11.

$$T = KF_i d \quad Ec. 11$$

Donde  $T$  es torque de apriete,  $F_i$  es la fuerza inicial,  $d$  es el diámetro nominal del perno y  $K$  es el coeficiente de par de torsión.

El coeficiente de par de torsión depende del coeficiente de fricción entre la tuerca y el tornillo, por lo tanto depende de si el tornillo está lubricado o no. De acuerdo con datos suministrados en la literatura, para pernos no lubricados,  $K$  podría tomarse igual 0.2.

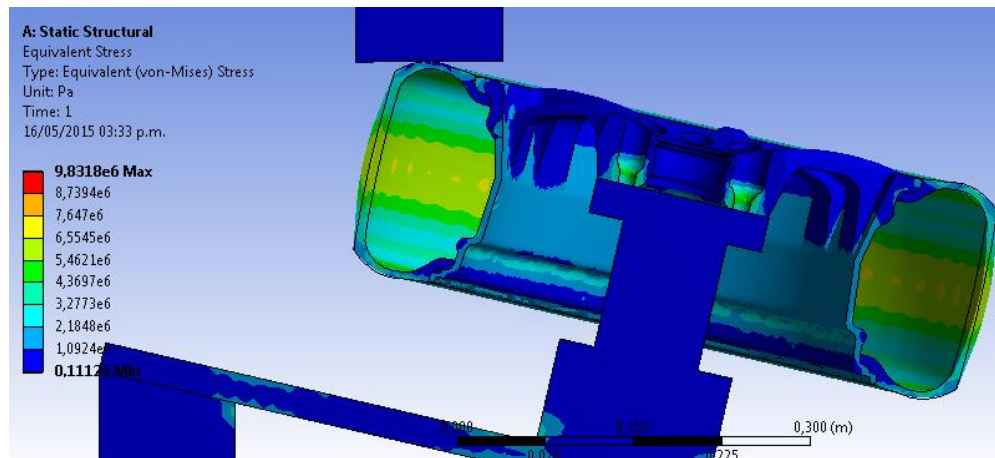
Con lo dicho anteriormente se calculó la precarga con un resultado de  $F=28570$  N sabiendo que  $T =80$  N-m es el torque recomendado para este tamaño de los pernos,

---

<sup>18</sup> BUDYNAS, Richard G. *Et.al* Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley. 8Ed. México: Mcgraw-Hill, 2008.

el diámetro del perno es de 14 mm. Cabe aclarar que este valor de precarga es por perno.

Figura 25. Cargas aplicadas al modelo



Para poder lograr un equilibrio de fuerza en el perno que se asemeje al apriete, se optó por colocar dos presiones una en la cabeza de perno con un valor de  $P_1 = 53$  MPa y la otra  $P_2 = 114$  MPa en la parte inferior de la tuerca. Al aplicar dichas presiones en el modelo, se puede apreciar en la Figura 25 cómo se generan los esfuerzos en cada respectiva pieza.

Después de aplicar las cargas fue necesario manejar la opción Analysis Settings, y dentro de esta opción se encuentra otra opción llamada End Time, donde por parte del usuario se ingresa el tiempo deseado para la simulación. Para un análisis adecuado, es determinante conocer el tiempo necesario para que se realice un buen impacto. Si se planteaba un tiempo demasiado corto no se alcanza a impactar el rin en su totalidad, debido a esto los resultados quedaban inconclusos. Este tiempo no fue sencillo de calcular debido a que no se conocía exactamente cuál era el valor a utilizar. Fue necesario hacer una gran cantidad de iteraciones hasta encontrar un instante de tiempo en el impacto donde el golpeador regresa debido a su inercia.

## 7.5 CÁLCULO DE LA DENSIDAD DE ENERGÍA DE DEFORMACIÓN

Aplicando la ecuación 9 y utilizando los valores obtenidos en el ensayo de tracción se calculó la densidad de energía de deformación. El resultado fue 10,5 [N mm/mm<sup>3</sup>], donde el esfuerzo  $\sigma_f$  es 193,52 MPa, la deformación total  $\varepsilon_f$  con un valor 0,0563 [m/m] y un valor de  $n$  de 0,037.

## 7.6 SOLUCIÓN DEL MODELO

Para lograr solucionar el modelo por el método de elementos finitos ANSYS utiliza el Solver AUTODYN, una herramienta de análisis explícito para el modelado dinámico no lineal de los sólidos, líquidos, gases y sus interacciones. En esta opción se realizan los respectivos cálculos y se obtienen así las relaciones de esfuerzo y deformación para cada elemento.

## 8 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DEL ENSAYO DE IMPACTO

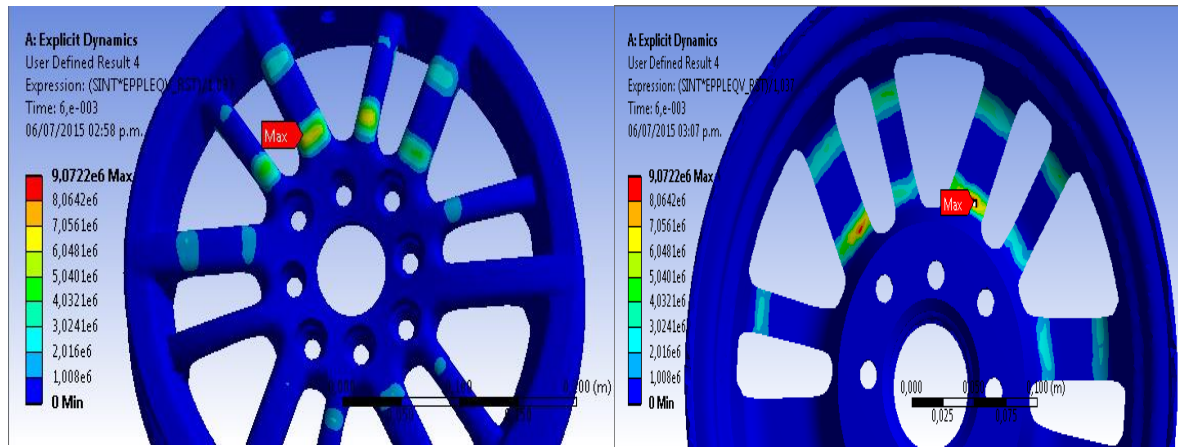
Al modelo 706 5h se le aplicaron los mismos parámetros que se asignaron al modelo 604 en el orden como se observó en el capítulo anterior. Con la diferencia que para el modelo 706 5h el tiempo de simulación es de  $1,42e-2$  y el tamaño de la malla es 5,5mm, el cual es más grande comparado con otro modelo.

El módulo de Explicit Dynamics no cuenta con la opción para poder visualizar la gráfica de densidad de energía de deformación a diferencia del Static Structural que cuenta con esta opción. Se utilizó el Worksheet para obtener una variedad más amplia de parámetros: EPPLEQV\_RST permite visualizar la deformación plástica del modelo y SINT para obtener los valores del esfuerzo.

Se creó la gráfica de densidad de energía de deformación con la opción User Defined Results. Fue preciso sumar las dos deformaciones con la finalidad de multiplicarlas con el esfuerzo y por último dividir el resultado entre el factor 1,037, todo con el propósito de generar una expresión igual a la que se observa en la ecuación 9.

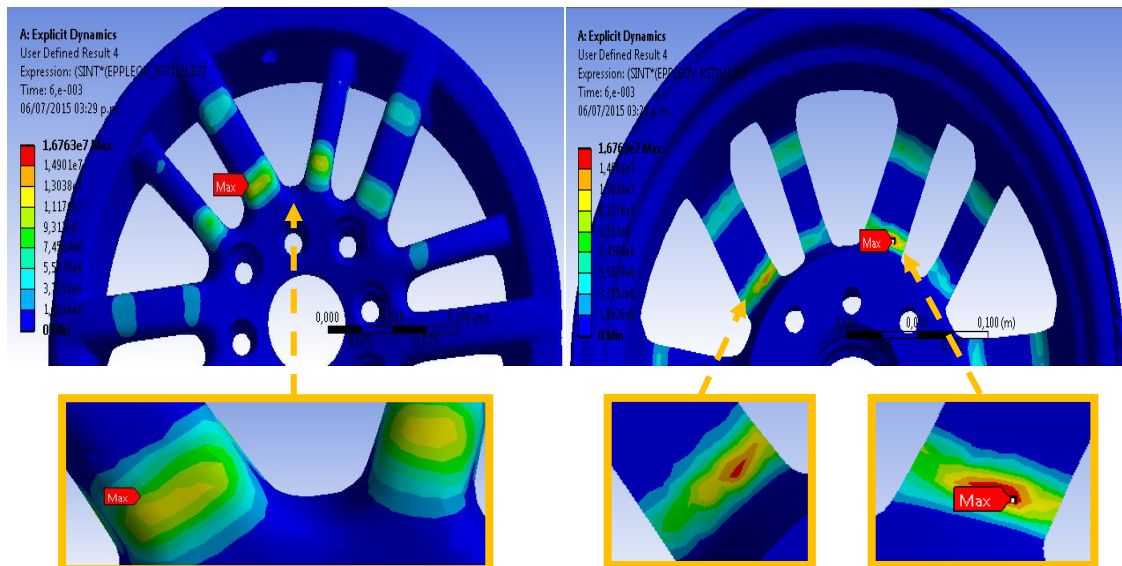
Debido a que las geometrías de los rines están basados en modelos reales diseñados por una empresa dedicada a la fabricación de rines, al aplicar la prueba de impacto lo más lógico es que no se presente fracturas. Como se puede observar en la Figura 26 para la simulación 1, el valor máximo de la densidad de energía de deformación que se presentó en el modelo fue  $9,07 \text{ [N mm/mm}^3\text{]}$ , la cual fue menor al valor crítico de  $10,5 \text{ [N mm/mm}^3\text{]}$ . Debido a esto el rin no presenta fracturas.

Figura 26. Simulación 1 del Modelo 604



De la segunda simulación se puede visualizar que el valor máximo de la densidad de energía de deformación es de  $16,76 \text{ [N mm/mm}^3\text{]}$ , lo cual significa que donde los valor sean mayores  $10,5 \text{ [N mm/mm}^3\text{]}$ , el rin presenta fracturas. Se puede observar en la Figura 27 que el rin presenta tres fracturas en los brazos, donde comparado con el dato experimental visualizado en la Figura 11, es muy similar el lugar donde se presentan las fracturas del modelo real.

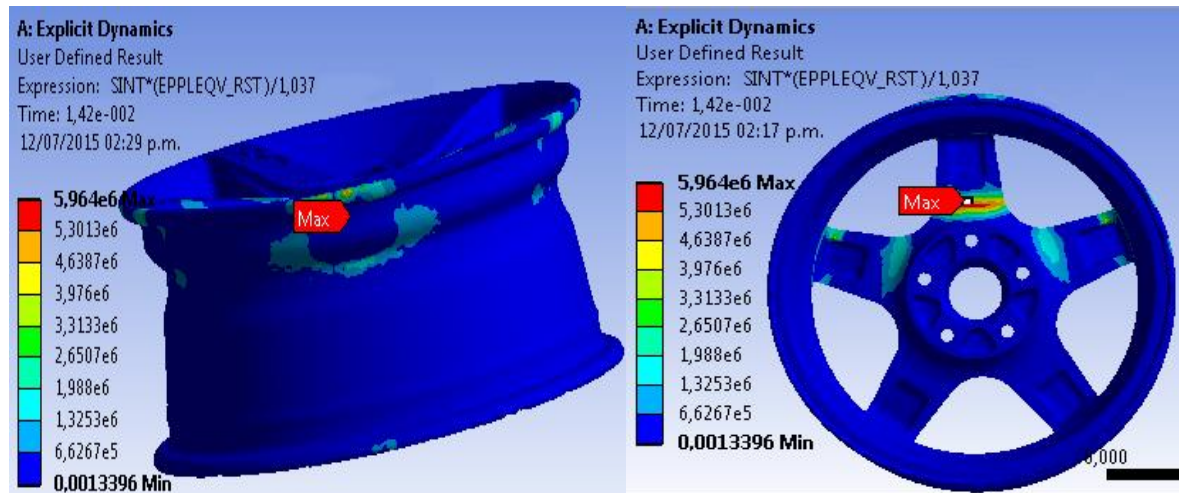
Figura 27. Simulación 2 del Modelo 604



El modelo 706 5H presentó un comportamiento similar al modelo anterior. Para la primera simulación no se presentaron fracturas debido a que el valor de la densidad de energía de deformación fue menor al valor crítico. En la Figura 28 se puede ver el valor máximo fue de 5,96 [N mm/mm<sup>3</sup>]. También se puede observar los lugares donde se presenta mayor densidad de energía de deformación.

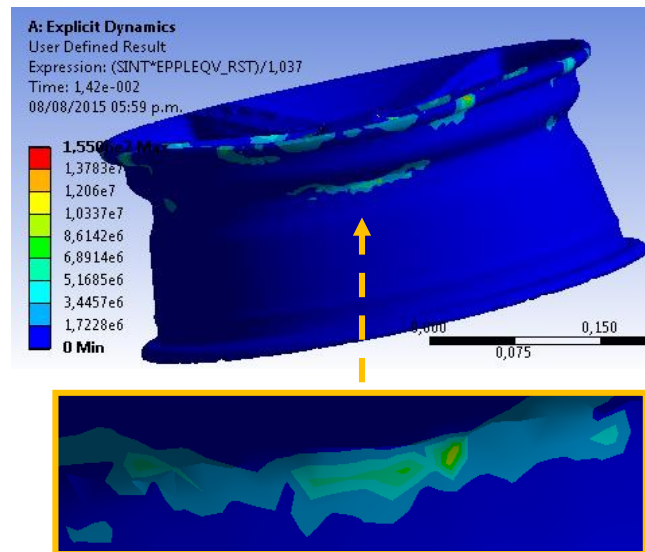
Se puede observar que este modelo es más rígido debido a que presenta una densidad de energía de deformación menor que el modelo 604, muestra una plasticidad menor y los esfuerzos son mayores comparados con el otro modelo.

Figura 28. Simulación 1 del Modelo 706 5h



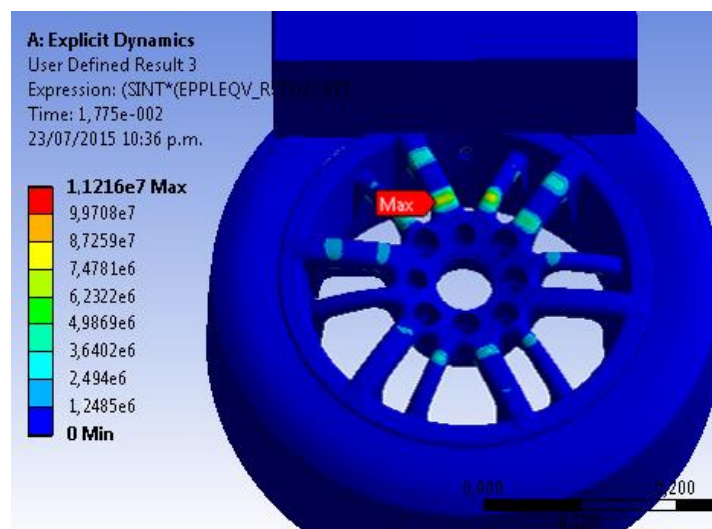
Para la segunda simulación el valor máximo fue de 15,5 [N mm/mm<sup>3</sup>] y se presenta solo en uno de los brazos del rin, En el modelo la fractura se presenta en un costado del rin como se pueden ver en la Figura 29 con un valor de 10,8 [N mm/mm<sup>3</sup>], el cual es mayor que el valor crítico. La fractura se muestra en un lugar similar a la que se puede observar en la Figura 11 del modelo real, demostrando que los resultados del modelo son coherentes con la realidad.

Figura 29. Simulación 2 del Modelo 706 5h



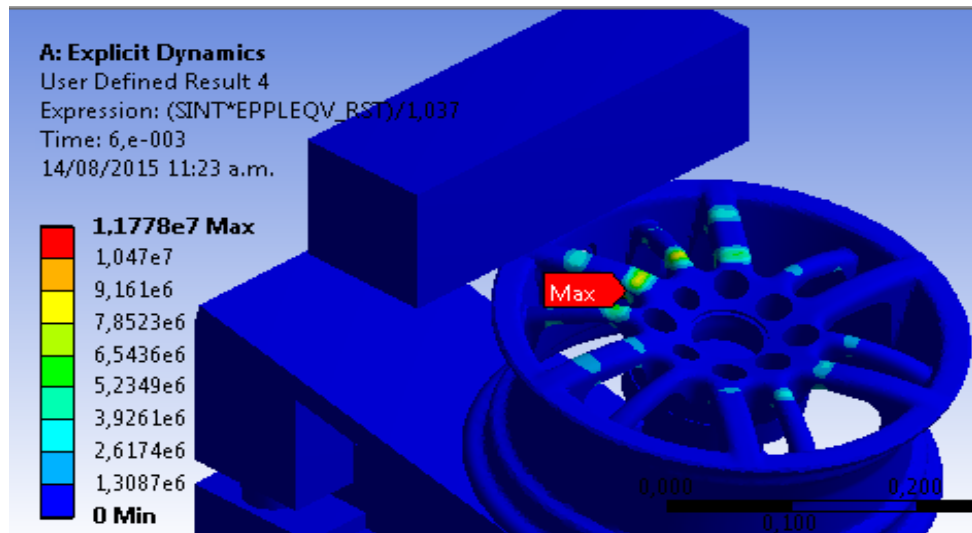
Con la finalidad de analizar la incidencia que tiene la presión del neumático sobre el modelo computacional, se realizó el modelo que se puede observar en la Figura 30. Se puede ver que la densidad de energía de deformación disminuye hasta 11,216 [N mm/mm<sup>3</sup>], esto equivale a un 33% menos de la densidad obtenida en el modelo anterior.

Figura 30. Modelo computacional con neumático



Una forma similar de trabajar el modelo anterior sería aplicar lo establecido por Shag<sup>19</sup>, donde se propuso un enfoque simplificado de las pruebas de impacto del rin sin la porción del neumático. En el enfoque simplificado, un porcentaje de la energía cinética del golpeador se redujo para compensar la ausencia del neumático. Todo esto con la finalidad de reducir los tiempos de cómputo. Los resultados de esta simulación al aplicarle una disminución en la energía cinética del golpeador en un 20% se pueden observar en Figura 31. De la simulación 2 del modelo 604 se puede observar que la densidad de energía de deformación se redujo en un 30%, pero el tiempo de procesamiento fue de 20,33 horas.

Figura 31. Simulación 2 con una reducción 20% en la energía cinética



<sup>19</sup> SHANG, R. Et.al Wheel Impact Performance with Consideration of Material Inhomogeneity and a Simplified Approach for Modeling. International Journal of Crashworthiness [online] 2005. Vol. 10, P-137-150.

## 9 RECURSOS TECNOLÓGICOS

### 9.1 EQUIPO A OPERAR PARA EL MODELO COMPUTACIONAL

Se utilizó una máquina virtual con una capacidad de cómputo de 32 GB de memoria RAM y ocho procesadores de 2,67 GHz. Sin la ayuda de esta máquina virtual no se hubiera logrado desarrollar el proyecto debido a que estos modelos exigen grandes cantidades de RAM. Se intentó inicialmente correr los modelos en un computador con una capacidad de 6 RAM pero en la mitad del proceso de la simulación se generaban errores.

### 9.2 TIEMPOS DE SIMULACIÓN

En la Tabla 5 se puede observar el tiempo que tardó para cada simulación. También se pueden visualizar los tiempos de cómputo para el rin 706 5h, que son cuatro veces más grandes comparado con el otro modelo. Esto se debe a que ANSYS genera elementos de mallado más pequeños debido a la complejidad de cada geometría.

Tabla 5. Tiempos de simulación

N° DE SIMULACIÓN	MODELO DEL RIN	TIEMPO DE SIMULACIÓN [HORAS]
1	604	20,33
2	604	20,33
1	706 5H	81,61
2	706 5H	81,61
N° DE SIMULACIÓN CON NEUMATICO	MODELO DEL RIN	TIEMPO DE SIMULACIÓN [HORAS]
2	604	125,37

## 10 PLANTEAMIENTO DEL MODELO ESTÁTICO

Con la finalidad de verificar que los resultados que se obtienen son acordes a la realidad, se dispuso realizar el modelo estático que se asemeja al proceso de calibración, el cual se le debe practicar a la máquina antes del ensayo de impacto. El procedimiento se desarrolló en el módulo Static Structural. Para este análisis solo fue necesario utilizar dos piezas: el soporte y las 4 gomas.

El procedimiento se realizó tal y como se encuentra estipulado en la NORMA ICONTEC 4177, al aplicar una carga de 1000 Kg en la parte superior del soporte y verificar cómo se comporta el desplazamiento vertical.

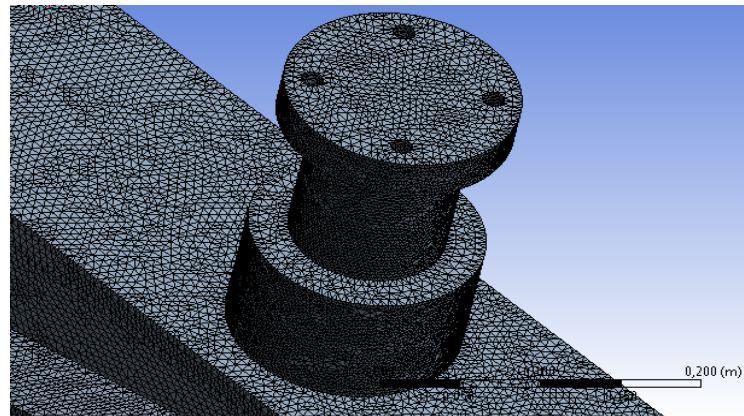
De igual manera fue necesario ingresar los respectivos datos para cada material. De la librería de ANSYS que trae por defecto se utilizó la opción Structural Steel para el soporte, el otro material se agregó con los valores establecidos en Tabla 3 para los cauchos.

Los tipos de elementos empleados para el mallado fueron dos, el SOLID186 es un elemento de orden cuadrático 3-D. El elemento se define por 20 nodos que tienen tres grados de libertad por nodo.

El SOLID187 es un elemento tetraedro de 10 nodos que tienen tres grados de libertad en cada nodo, tiene un comportamiento de desplazamiento cuadrático y es muy adecuado para el modelado de mallas irregulares.

En términos del mallado para este modelo, se buscó por medio de iteraciones la convergencia de la malla al reducir el tamaño de los elemento desde 10 mm hasta un valor 3 mm. El tamaño final del elemento fue 3 mm como se puede apreciar en la Figura 32.

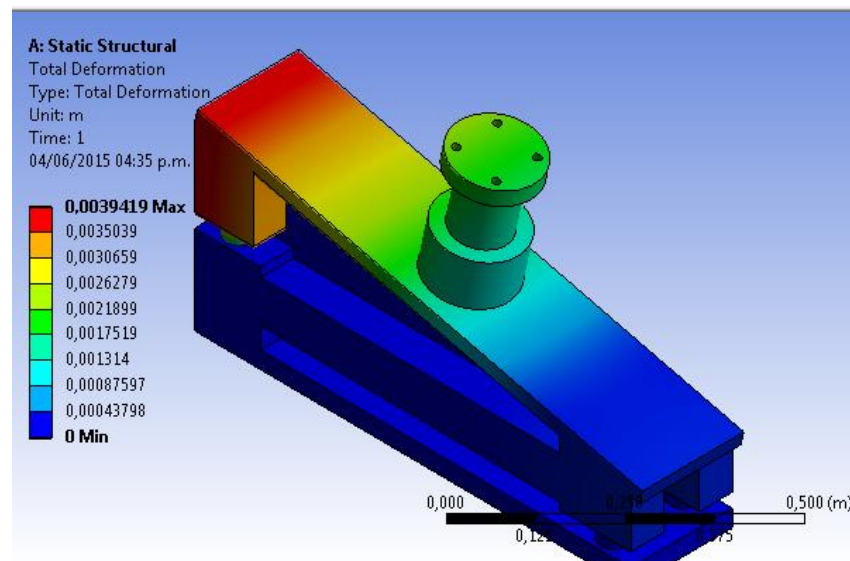
Figura 32. Mallado del modelo estático



Para lograr encontrar el tamaño adecuado de la malla se examinó hasta que la respuesta del esfuerzo máximo se estabilizara. El mallado cuenta con alrededor de 587201 nodos y 338871 elementos.

Para obtener la solución del modelo por el método de elementos finitos, se utiliza el Mechanical APDL de la herramienta SOLVER de ANSYS, la cual efectúa los cálculos y obtiene así las relaciones de esfuerzo y deformación para cada elemento.

Figura 33. Desplazamiento total del modelo estático

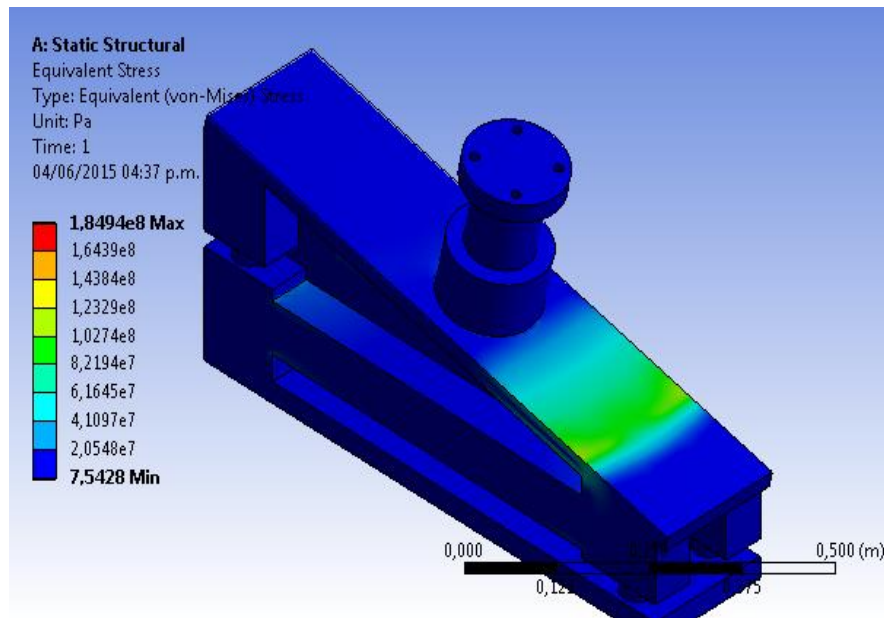


Para visualizar la solución se utilizó la opción Total Deformation que es una herramienta que permite visualizar el desplazamiento total de cada nodo en cualquier dirección como se puede observar en la Figura 33.

Con la gráfica se observa que el desplazamiento total tiene un valor de 0,00394 m, es menor al establecido en la NORMA ICONTEC 4177 de 7,5 mm.

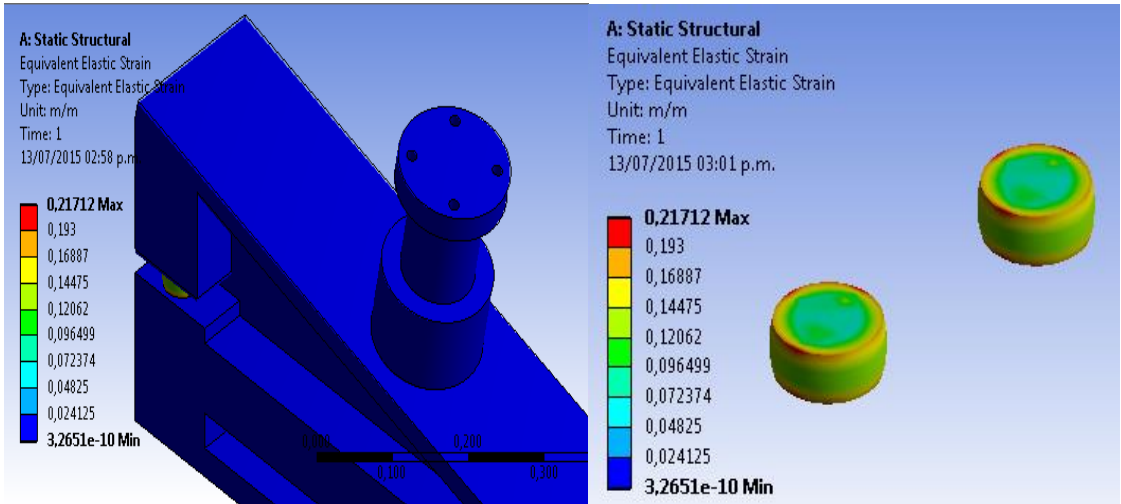
De una forma similar, se verifico, que los datos obtenidos de la gráfica de tensión no excedieron el valor límite del esfuerzo para el acero, se verifico que no se presenten fallas en el soporte como se muestra en la Figura 34.

Figura 34. Gráfica de distribución de tensiones del modelo estático



En términos de la deformación elástica para el modelo elástico se presentó en las 2 gomas de la parte trasera del modelo computacional con un valor de 0,217 [m/m] como se puede visualizar en la Figura 35.

Figura 35. Deformación elástica del modelo estático



## 11 Costos

El costo del computador con la especificación para poder desarrollar los modelos computacionales se puede observar en Tabla 6. Además se observa el costo de las licencias de ANSYS 15.0 y SOLIDWORKS utilizadas para la realización del proyecto. También se incluyen los gastos del transporte hasta la universidad.

Tabla 6. Costos del proyecto

<b>GASTOS GENERALES</b>	<b>VALOR</b>
<b>Computador 32 Gb de RAM con 8 procesadores</b>	\$ 10.700.000,00
<b>Transporte</b>	\$ 800.000,00
<b>Compra de normas</b>	\$ 300.000,00
<b>Papelería (memorias, fotocopias, carpetas, empaste, etc.)</b>	\$ 150.000,00
<b>Licencia ANSYS 15.0</b>	\$ 24.400.000,00
<b>Asesorías Profesores</b>	\$ 16.000.000,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 46.350.000,00</b>

## 12 CONCLUSIONES

El modelo computacional bajo la condición de una masa de 490 [Kg] y una velocidad de 2,12 [m/s], como lo indica la NORMA ICONTEC 4177, y aplicando el concepto de densidad de energía de deformación, el rin no presentara fracturas debido a que no supero el valor crítico de 10,5 [N mm/mm<sup>3</sup>].

El modelo computacional del rin presentó una densidad de energía de deformación superior al 10,5 [N mm/mm<sup>3</sup>] cuando se le aplicó una velocidad extrema de 2,8 [m/s], tal como se realizó en la prueba del modelo real, comprobando que la simulación tiene el mismo comportamiento con tendencia al fallo de la estructura.

Por medio del ensayo estático se comprobó que el diseño del soporte utilizado para el modelo computacional cumple con los parámetros establecidos en la NORMA ICONTEC 4177 al presentar un valor de 3,9 mm de desplazamiento el cual no es superior a los 7,5 mm.

Al comparar los datos obtenidos en las simulaciones con los resultados de los modelos reales, estos revelaron un comportamiento similar en cuanto a la ubicación y la forma de la fractura.

Basados en los datos obtenidos por el modelo computacional se puede predecir si el rin necesita una configuración geométrica diferente para garantizar lo estipulado en la NORMA ICONTEC 4177.

Los tiempos de simulación para el modelo computacional dependen de la complejidad de cada geometría a utilizar, igualmente del tamaño y el tipo de los elementos implementados para el mallado.

El modelo computacional permite predecir en qué lugares del rin es más probable que se presenten las fracturas, pero no en todas las situación la falla se presenta dónde está ubicado el máximo valor de la densidad de energía de deformación, esto depende de las condiciones homogéneas del material.

## BIBLIOGRAFÍA

BUDYNAS, Richard G. *Et.al* Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley. 8Ed. México: Mcgraw-Hill, 2008. p. 421-424.

CHANG, Chia-Lung. *Et.al* Simulation of wheel impact test using finite element method. Engineering Failure Analysis. [online] July 2009. Vol. 16, N° 2. P- 1711-1719. ELSEVIER/Science Direct.

CHANPONG, Napasin. *Et.al* A study of tyre cavity resonance and its mitigation using modal analysis method. 2014. Proceedings of the 43rd International Congress on Noise Control Engineering (Internoise 2014), Australia, 16 - 19 November 2014, P- 1-11.

FITZGERALD, Robert. Mecánica de materiales Fitzgerald. 2Ed. México: Alfaomega, 2007. p. 371- 375.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMALIZACION Y CERTIFICACION. Vehículos automotores. Ruedas. Procedimiento para el ensayo de impacto. NTC 4177. Bogotá: D.C: El Instituto, 1997

SHANG, R. *Et.al* Wheel Impact Performance with Consideration of Material Inhomogeneity and a Simplified Approach for Modeling. International Journal of Crashworthiness [online] 2005. Vol. 10, P- 137-150.

