



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE INGENIERÍA

COLEGIO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

**ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN
SOPORTE PARA AUTOMÓVILES DE
1.5 TONELADAS**

TESINA

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

PRESENTA:

Esteban Martínez Huelitl

ASESOR:

M.C. Josué A. Tamayo Islas

PUEBLA, PUE.

Abril 2016



BUAP

Oficio D-SA 0350/2016

C. ESTEBAN MARTÍNEZ HUELITL
PASANTE DE LA CARRERA DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y ELÉCTRICA
Presente.

En atención al Tema de Tesina que puso Usted a consideración del Mtro. José Ángel Juárez Torres Secretario Académico en coordinación con la Dirección de ésta Facultad de Ingeniería, dentro del marco del Diplomado de Diseño Mecánico Industrial, como medio de Titulación se dio revisión y se ha autorizado el tema denominado:

“ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN SOPORTE PARA AUTOMÓVILES DE 1.5 TONELADAS”

Por lo anterior hacemos de su conocimiento que se asigna como asesora al Mtro. Josué Alberto Tamayo Islas.

Sin más por el momento, le envío la seguridad de mi consideración más distinguida.

Atentamente
“Pensar bien, para vivir mejor”
H. Puebla de Z. a 19 de abril de 2016

M. en I. Fernando Daniel Lazcano Hernández
Director



M^oFDLH/M^oANT/BARV
C.c.p. Interesado
C.c.p. Archivo

60
AÑOS DE
AUTONOMÍA
UNIVERSITARIA

Facultad
de Ingeniería

Bvd. Valsequillo y Av. San Claudio
s/n, edif. ING 4, Col. San Manuel,
Ciudad Universitaria,
Puebla, Pue. C.P. 72570
01 (222) 229 55 00 Ext. 7610

M. en I. Fernando Daniel Lazcano Hernández
Director de la Facultad de Ingeniería
Presente.

El que suscribe: M.C. Josué Alberto Tamayo Islas, asesor del tema denominado: "ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN SOPORTE PARA AUTOMÓVILES DE 1.5 TONELADAS", presentado por el C. **ESTEBAN MARTÍNEZ HUELITL**, pasante de la carrera de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, me permito informar a Usted que dentro del marco del Diplomado de Diseño Mecánico e Industrial, y después de haber realizado una cuidadosa revisión del contenido temático, la metodología y la redacción de la tesina correspondiente, no existe inconveniente en autorizar la impresión de la misma.

Sin más por el momento, le envío la seguridad de mi consideración más distinguida.

Atentamente
"Pensar bien, para vivir mejor"
H. Puebla de Z. a 15 de abril de 2016



Ing. Josué Alberto Tamayo Islas
Asesor

M' JATI/BARV
C.c.p. Interesado
C.c.p. Archivo

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres que siempre velaron por mí desde niño y me impulsaron a seguir adelante, por su apoyo, motivación y comprensión, regalándome una vida de lucha, sacrificio y esfuerzos constantes, gracias a los consejos brindados concluí una de las metas que me he propuesto, deseo que comprendan que este logro también es suyo, pues mi esfuerzo es inspirado en ustedes, es un placer y orgullo dedicarles este triunfo, la conquista de este objetivo: mi formación profesional.

Gracias a las personas que, de una u otra manera, han sido claves en mi vida académica, y por extensión, en lo personal a mis hermanos y amigos, Eduardo Javier Pérez Morales y Luis Ángel Rivera Medrano, con los que he tenido la oportunidad de convivir, colaborar y trabajar.

Gracias a mis amigos de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, por su confianza, amabilidad, compañerismo y hermandad, en todo lo referente a mi vida como alumno en la facultad de ingeniería.

Gracias a mi asesores, el ingeniero Josué A. Tamayo Islas, el ingeniero Manuel González Díaz y el ingeniero Víctor Galindo López por su paciencia, dedicación, motivación y criterio.

Y por encima de todo, y con todo mi amor, gracias a ti Ana Karen Caballero Lázaro por estar incondicionalmente conmigo, apoyándome, brindándome consejos, y sobre todo por no dejarme solo en aquellas situaciones tan difíciles durante este largo tiempo que llevamos juntos.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	4
Planteamiento del problema.....	6
Justificación	6
Objetivos	7
Objetivo general	7
Objetivos específicos	7
I. ANTECEDENTES	8
II. MARCO TEÓRICO	11
¿Qué se entiende por análisis de esfuerzos?.....	11
Esfuerzo y resistencia.....	12
Esfuerzos principales	14
Esfuerzo en Vigas	15
Tipos de vigas	15
Tipos de carga	17
Reacciones.....	17
Fuerzas cortantes y momentos flexionantes.....	18
Factor de diseño y factor de seguridad	19
Teorías de falla.....	20
Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles	21
Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles	22
Teoría de Mohr-Coulomb para materiales dúctiles.....	24
Principios del Método de Elemento Finito	24
Análisis estático lineal	26
Capítulo III CAD	27
Cilindro principal.....	27
Base Triangular	28
Perno	28
CAPÍTULO IV DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN	29
CAPÍTULO V RESULTADOS	40
Caso 1	40
Caso 2	45

Conclusiones	51
Caso 1	51
Caso 2	51
ANEXOS	53
Anexo 1	53
Anexo 2	54
Anexo 3	55
Anexo 4	56
BIBLIOGRAFÍA	57
SITIOS WEB	57

INTRODUCCIÓN

Esta investigación tiene como principal propósito identificar las zonas, secciones y lugares de mayor agrupación de esfuerzos en un soporte mecánico para automóviles, al cual se le aplica una carga estática de 1.5 toneladas, teniendo dos situaciones a estudiar: la primera, analizando la estructura original, y, la segunda, retirando la base que es sostenida por los tres soportes principales.

Se da solución al problema con el método de los elementos finitos (FEM) que nos permite tomar un cuerpo de cualquier tipo y dividirlo en pequeñas secciones formando una malla en su superficie, producto de la subdivisión, este método hace posible que situaciones cuyo cálculo real resulta imposible de realizar se vuelvan posibles aproximándonos a la solución real.

Todo esto con el fin de conocer los puntos más frágiles del sistema, y los lugares en donde existe la mayor probabilidad de falla, además de tener el conocimiento y estar conscientes que cambiar o modificar alguna parte del elemento original altera su rendimiento y confiabilidad, lo que no es seguro para los que adquieren el producto, ya que esto implica consecuencias que pueden dañar severamente su integridad física.

En el capítulo I se describe qué es un soporte mecánico, cómo funciona, para qué se usan y los materiales con los que están elaborados, además de sus características técnicas y los modelos principales.

En el capítulo II se recopila información teórica acerca de lo que es un esfuerzo, los tipos de esfuerzo que existen, teorías de falla, el significado de FEM y las etapas por las que está compuesto, esto se logra consultando libros como *Diseño en ingeniería mecánica* y *Aplicaciones del análisis de esfuerzos*, con el propósito de poder interpretar los datos arrojados por el software.

En el capítulo III se muestra brevemente la descripción de las tres piezas CAD que forman el soporte para automóviles, y, para contar con una mayor referencia, los

planos de estos elementos (incluido el ensamble) se encuentran en el apartado de anexos.

El capítulo IV sintetiza el desarrollo de la simulación de la pieza original, acompañada de imágenes para ilustrar mejor el escenario de la simulación, comenzando por el módulo de ensamble, en donde se exportan la pieza o las piezas de CAD para poder comenzar a trabajar en la sección de simulación avanzada y así asignar las condiciones de contorno que permiten que la pieza se asemeje al elemento o estructura original.

La descripción de los resultados tiene lugar en el capítulo V, donde se indicarán las secciones en las que se agrupa la mayor concentración de los distintos tipos de esfuerzos, tanto en la pieza original como en la estructura con el elemento faltante (base), mostrándose que los principales desplazamientos en ambas son ocasionados por la carga aplicada.

Las conclusiones permiten comprobar los objetivos que se han fijado en esta tesina, se verifican los resultados arrojados del capítulo V, y se da por hecho que la estructura original es la que proporciona la mayor seguridad al usuario.

Planteamiento del problema

Los soportes mecánicos para automóviles están diseñados para resistir una carga determinada durante un tiempo prolongado, pero, ¿Qué comportamiento tendría un soporte si se modifica su estructura o se reemplaza alguna de sus partes? En este caso se tienen dos condiciones de estudio, la primera, donde se analizan los esfuerzos de la estructura original y el orificio de la barra donde se alcanza la máxima altura, y la segunda, quitando la base triangular del modelo.

Si se piensa permanecer durante un tiempo prolongado debajo de un automóvil no es recomendable utilizar gatos hidráulicos ya que una de las fallas más comunes en éstos aparatos es la introducción de aire dentro del sistema de bombeo. La condición hidráulica de éstos equipos significa que su principio de funcionamiento es a base de aceite, por lo que una burbuja de aire dentro del sistema de bombeo es fácilmente comprimible, lo que ocasionaría que no levante el peso suministrado o al terminar de llegar al punto más alto de levantamiento comience a disminuir algunos centímetros de altura, lo cual no es seguro si una persona se encuentra ajustando el automóvil, por esta razón es importante usar como alternativa los soportes mecánicos ya que brindan mayor seguridad y movilidad al usuario.

Justificación

El ser humano por naturaleza es ingenioso, cuando se encuentra en un problema busca cómo resolverlo de la manera más cómoda y fácil –la cual no siempre es la forma correcta de hacerlo-. Cuando un elemento “x” de una estructura falla, él busca reemplazarlo adquiriendo uno nuevo, sin tomar en cuenta los daños que se ocasionan, pues los soportes mecánicos son herramientas de trabajo que se utilizan en diversos talleres al realizar una inspección, pero no todos son utilizados adecuadamente. Por ejemplo, para un operador sería fácil sustituir la barra de acero por un tubo con características y dimensiones similares, siempre y cuando la máquina funcione de la misma forma, o, incluso, en un caso más particular, desprender la base triangular y ocuparla para otros fines, dejando al descubierto el soporte, por lo que es importante tener el conocimiento de las repercusiones que se tienen sobre la estructura original al hacer estas modificaciones.

Objetivos

Objetivo general

Simular un soporte mecánico para autos sometido a una carga máxima de una tonelada y media, identificando los puntos de concentración de esfuerzos, quitando su base triangular y así poder establecer que tan confiable es el modelo en cada caso.

Objetivos específicos

- I. Dibujar mediante el software NX en CAD la geometría de la pieza inicial y las modificaciones correspondientes.
- II. Realizar modelo de elemento finito (MEF) de la pieza estableciendo las condiciones de frontera.
- III. Analizar el comportamiento de la estructura y la barra en el orificio que proporciona la altura máxima.
- IV. Analizar el comportamiento de la estructura sin base y la barra en el orificio que proporciona la altura máxima.
- V. Comprobar mediante la teoría de falla Von Mises si el modelo soporta la carga establecida.

I. ANTECEDENTES

Mantener el automóvil en buen estado es fundamental para la seguridad y la durabilidad del vehículo a lo largo de los años. Gracias a los avances en la tecnología de los automóviles, hoy en día estas máquinas son excepcionalmente confiables y pueden recorrer distancias mucho mayores, frecuentemente miles de kilómetros adicionales, por esta razón no siempre es posible conservarlo en óptimas condiciones, ya que está expuesto a factores que pueden dañarlo. Algunas de las principales averías que puede sufrir un vehículo se localizan en la barra estabilizadora, brazos de suspensión, cojinetes, rótulas, entre otras; destacando que una vez que se encuentra la falla, el vehículo se levanta con un gato hidráulico y se coloca sobre un soporte mecánico diseñado para un “x” tonelaje, esto dependiendo del peso de cada automóvil. Una vez que se encuentran fijos los respectivos soportes se comienza la reparación.

Los soportes mecánicos para automóviles, coloquialmente llamados “burros mecánicos”, son instrumentos especialmente diseñados para soportar un vehículo después de que ha sido levantado por un gato hidráulico, por lo general se venden por separado, pero para lograr su efectividad y seguridad al usarlos se debe contar con el par o dos pares, dependiendo el lugar de la falla del auto.

Para comenzar a usarlos, primero se requiere conocer las condiciones por las cuales se desea emplear dicha herramienta, como por ejemplo, saber la altura adecuada entre el auto y el suelo, permitiendo que el usuario sea capaz de estar debajo teniendo la libertad necesaria para la reparación; después, colocar el perno de fijación en alguno de los orificios de la barra, si la falla se encuentra en la parte delantera sólo se necesitan colocar dos soportes, pero si el análisis se va a realizar en la parte central, se necesitan cuatro, dos en la parte delantera y dos en la parte trasera.

Entre los principales modelos encontramos los siguientes:

- Modelo 194 uso pesado, elaborado de hierro fundido, cuenta con mecanismo de matraca, cuerpo construido de una sola pieza, asiento largo y patas de gran área para resistir el hundimiento, recubiertos con esmalte para evitar la corrosión; su capacidad de carga es de 3 toneladas utilizando el par de soportes, altura mínima de 30 cm, altura máxima de 43 cm.



Fig 1.1 Soporte para autos modelo 194.

- Modelo 196, Soporte de elevación elaborado de acero, con capacidad de carga de 12 toneladas, altura mínima 43.18 cm, altura máxima 71.12 cm, el tamaño de la base es de 27.94 cm x 33.02cm 11 x 13 y tamaño de la silla 10.16 x 10.795 cm.



Fig 2.1 Soporte para autos modelo 196.

- **Modelo 197**



Fig 3.1 Soporte para autos modelo 197.

El modelo 197 Urrea está elaborado de hierro fundido con capacidad de carga de 3 toneladas usando el par de soportes, lo que quiere decir que cada soporte resiste una carga aplicada de una tonelada y media.

Descripción del equipo: Posee un soporte para el acoplamiento de la carga, cuenta con una barra redonda, la cual es la primera que entra en contacto con el automóvil, tiene estructura metálica con base triangular, perno de seguridad para soportar la barra; cabe señalar que fijando el perno en el último orificio, comenzando de la parte superior hacia la inferior, ésta alcanza una altura máxima de 54.6 cm y una altura mínima de 34 cm.

Altura mínima: 34 cm

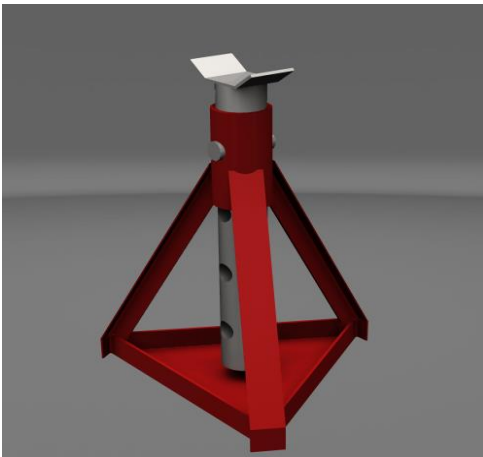


Fig 4.1 a) Soporte vista isométrica.



Fig 4.1 b) Soporte vista frontal.

Altura máxima 54.6 cm



Fig 5.1 a) Soporte vista isométrica.



Fig 5.1 b) Soporte vista frontal.

II. MARCO TEÓRICO

¿Qué se entiende por análisis de esfuerzos?

La palabra “análisis” significa la separación de un todo en sus partes. En los problemas de análisis de esfuerzos la forma geométrica es un dato y, en la mayoría de los casos, sus condiciones son limítrofes. Es importante recalcar que el análisis de los esfuerzos significa determinar su magnitud en cada punto. En síntesis, para hacer un análisis de esfuerzos completo en un cuerpo, se requiere hacer la determinación en todos los puntos de dicha unidad, es decir, tomar seis incógnitas que pueden ser los valores de las tres componentes cartesianas normales de los esfuerzos y de las tres componentes correspondientes de los esfuerzos cortantes (Fig. 1.2), o de los valores de tres esfuerzos principales y sus direcciones. Si la relación entre los esfuerzos y las deformaciones en el material que se va a usar no son lineales, el estado de esfuerzo dependerá generalmente de la magnitud de la carga.

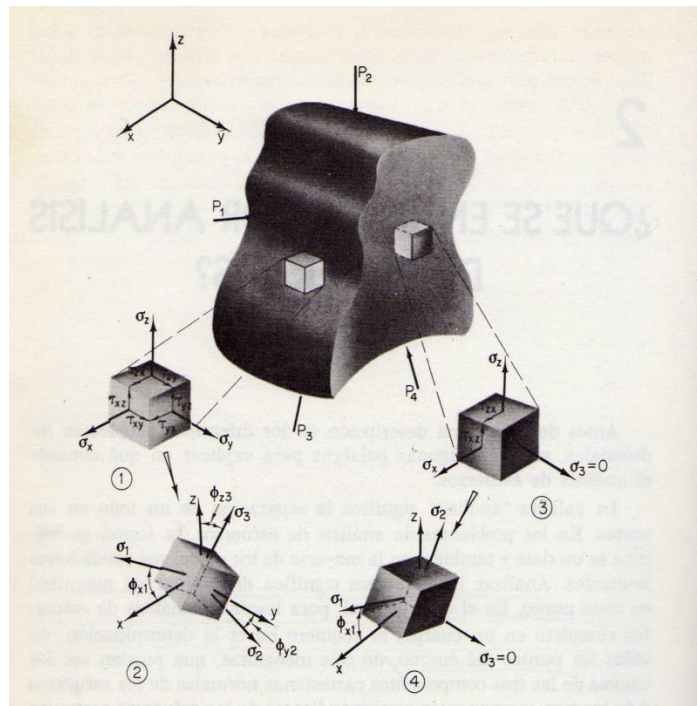


FIG. 1.2

Estado de esfuerzo de un cuerpo de forma arbitraria. (1) Elemento arbitrario en el cuerpo con caras paralelas a los planos coordenados (6 incógnitas). (2) Elemento en el cuerpo con caras paralelas a los planos principales (6 incógnitas). (3) Elemento sobre la superficie del cuerpo con caras paralelas a los planos coordenados. σ_3 perpendicular a la superficie (3

incógnitas). (4) Elemento sobre la superficie del cuerpo con caras paralelas a los planos principales (3 incógnitas).

Esfuerzo y resistencia

La resistencia es una propiedad de un material o de un elemento mecánico. La resistencia de un elemento depende de la selección, el tratamiento y el procesamiento del material. Se considera como ejemplo, un embarque de resortes. Puede asociarse una resistencia con un resorte específico. Cuando este resorte se incorpora a una máquina, se aplican fuerzas externas que provocan cargas inducidas en el mismo, las magnitudes de éstas dependen de su geometría y son independientes del material y su procesamiento. Si el resorte se retira de la máquina sin daño alguno, el esfuerzo debido a las fuerzas externas disminuirá a cero (su valor antes del ensamble), pero la resistencia permanece como una de las propiedades del resorte, por lo que la resistencia es una propiedad inherente de una pieza, una propiedad construida en la pieza debido al empleo de un material y de un proceso particular.

Varios procesos de trabajo en metales y tratamiento térmico, como el forjado, el laminado y el formado en frío, causan variaciones en la resistencia de punto a punto en toda la parte, por lo que un valor dado de la resistencia para una parte se aplica sólo a un punto particular o a un conjunto de puntos en la parte.

El **esfuerzo**, entonces, es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo, la cual es una función de la carga, la geometría, la temperatura y el proceso de manufactura. El esfuerzo tiene unidades de fuerza por unidad de área y se denota por la letra griega σ (sigma). En general, los esfuerzos σ que actúan sobre una superficie plana pueden ser uniformes en toda el área o bien variar en intensidad de un punto a otro.

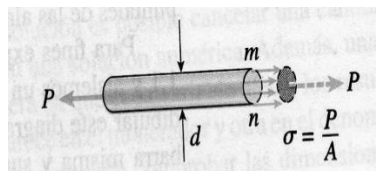


Fig. 2.2 Barra prismática en tensión.

Los esfuerzos que actúan sobre la sección transversal mn (figura 2.2) están distribuidos uniformemente sobre el área. Entonces, la resultante de estos esfuerzos

debe ser igual a la magnitud del esfuerzo por el área de la sección transversal A de la barra, es decir, $P = \sigma A$. Por tanto, obtenemos la siguiente expresión para la magnitud de los esfuerzos:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Esta ecuación expresa la intensidad de un esfuerzo uniforme en una barra prismática con sección transversal arbitraria cargada axialmente.

Cuando la barra es estirada por las fuerzas P , los esfuerzos son **esfuerzos de tensión**; si se invierte la dirección de las fuerzas, la barra se comprime y tenemos **esfuerzos de compresión**.

Si los esfuerzos actúan en una dirección perpendicular a la superficie cortada, se denominan **esfuerzos normales**. Y, por tanto, los esfuerzos normales pueden ser de tensión o compresión. Cuando se requiere una convención de signos para los esfuerzos normales, se acostumbra definir a los esfuerzos de tensión como positivos y a los esfuerzos de compresión como negativos.

Cuando se utilizan unidades SI, la fuerza se expresa en newtons (N) y el área en metros cuadrados (m^2). En consecuencia, el esfuerzo tiene unidades de newtons por metro cuadrado (N/m^2), es decir, pascuales (Pa.)

El **esfuerzo cortante** actúa de manera tangencial a la superficie del material. Como ejemplo de la acción de los esfuerzos cortantes, es importante la conexión con un perno como se muestra en la figura 3.2a. Esta conexión consiste en una barra plana A, una horquilla C y un perno B que pasa por agujeros en la barra y en la horquilla, estas dos tienden a cortar el perno, es decir, pasar a través de él, y esta tendencia es resistida por los esfuerzos cortantes.

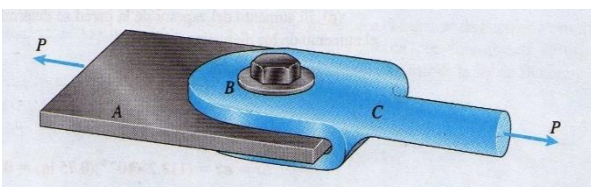


Fig. 3.2 a) Conexión con perno.

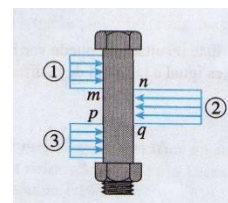


Fig. 3.2 b) Diagrama de cuerpo libre de perno.

Para mostrar con más claridad las acciones de los esfuerzos se dibuja un diagrama de cuerpo libre del perno (figura 3.2b). Los esfuerzos en los apoyos ejercidos por la horquilla contra el perno se muestran en el lado izquierdo del diagrama y se identifican con 1 y 3. Los esfuerzos de la barra aparecen en el lado derecho y se identifican con 2.

Esfuerzos principales

Las ecuaciones de transformación para esfuerzo plano muestran que los esfuerzos normales σ_{x1} y los esfuerzos cortantes τ_{x1y1} varían continuamente conforme se giran los ejes a través de un ángulo θ , estos alcanzan valores máximos y mínimos en intervalos de 90° .

Los esfuerzos normales máximo y mínimo, denominados **esfuerzos principales**, se pueden determinar a partir de la ecuación de transformación para el esfuerzo normal σ_{x1} . Al derivar σ_{x1} con respecto a θ y al igualar a cero, obtenemos una ecuación para la cual podemos encontrar los valores de θ para los que σ_{x1} es un máximo o un mínimo. La ecuación para la derivada es:

$$\frac{d\sigma_{x1}}{d\theta} = -(\sigma_x - \sigma_y)\sin 2\theta + \tau_{xy}\cos 2\theta = 0 \quad (2-1)$$

De donde obtenemos:

$$\tan 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2-2)$$

El subíndice p indica que el ángulo θ_p define la orientación de los **planos principales**, es decir, los planos sobre los que actúan los esfuerzos principales. Con la ecuación (2-11) se pueden encontrar dos valores del ángulo $2\theta_p$ en el intervalo de 0 a 360° . Estos valores difieren en 180° , con un valor entre 0 y 180° , y el otro entre 180° y 360° . Por tanto, el ángulo θ_p tiene dos valores que difieren en 90° , un valor entre 0 y 90° y el otro entre 90° y 180° .

Los dos valores de θ_p se conocen como **ángulos principales**. Para uno de estos ángulos el esfuerzo normal σ_{x1} es un esfuerzo principal máximo; para el otro es un esfuerzo principal mínimo. Dado que los ángulos principales difieren en 90° , observamos que los esfuerzos principales ocurren sobre planos mutuamente perpendiculares.

Fórmula para **esfuerzos principales**:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2 - 3)$$

Esfuerzo en Vigas

Los elementos estructurales suelen clasificarse de acuerdo con los tipos de cargas que soportan. Por ejemplo, una barra cargada axialmente soporta fuerzas con sus vectores dirigidos a lo largo del eje de la barra y una barra en torsión soporta pares de torsión que tienen sus vectores momento dirigidos a lo largo del eje. Las **vigas** son elementos estructurales sometidos a cargas laterales, es decir, a fuerzas o momentos que tienen sus vectores perpendiculares al eje de la barra.

Las vigas que se muestran en la figura 4.2 se clasifican como estructuras planares debido a que yacen en un solo plano. Si todas las cargas actúan en ese mismo plano y si todas las deflexiones (indicadas por las líneas discontinuas) también ocurren en ese plano, entonces nos referimos a éste como el **plano de flexión**.

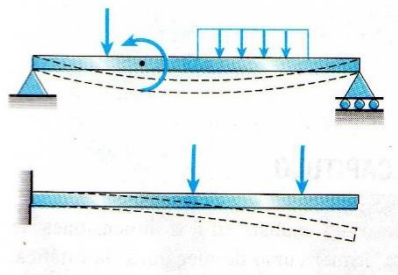


Fig. 4.2 Ejemplo de vigas sometidas a cargas laterales.

Tipos de vigas

Las vigas se describen por la manera en que están apoyadas. Por ejemplo, una viga con un apoyo articulado en un extremo y un apoyo de rodillo en el otro (fig. 5.2a) se denomina **viga simplemente apoyada** o **viga simple**.

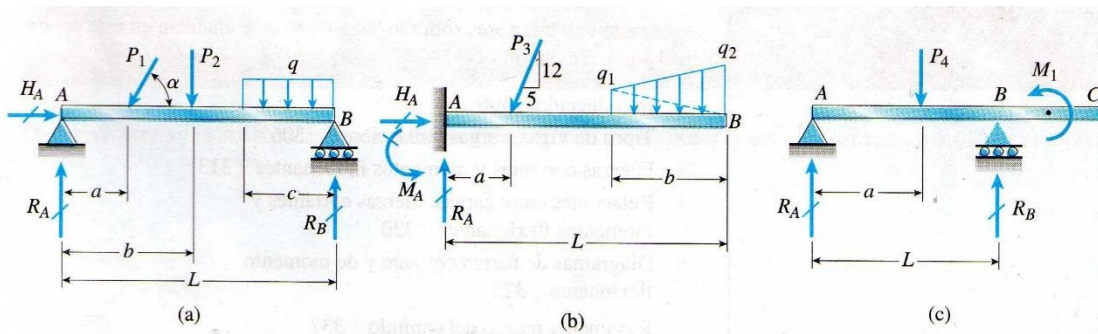


Fig. 5.2 Tipos de vigas: (a) simple, (b) en voladizo y (c) viga con voladizo.

Un **apoyo articulado** evita la translación en el extremo de una viga pero no evita su rotación. De esta manera, el extremo A de la viga de la viga de figura 5.2a no puede moverse horizontalmente o verticalmente, pero el eje de la viga puede girar en el plano de la figura. En consecuencia, un apoyo articulado es capaz de desarrollar una fuerza de reacción con componentes tanto horizontal como vertical H_A y R_A , pero no puede desarrollar una reacción de momento.

En el extremo B de la viga (figura 5.2a) el **apoyo de rodillo** evita la translación en la dirección vertical pero no en la dirección horizontal; de aquí que este apoyo puede resistir un fuerza vertical R_B pero no una fuerza horizontal. El eje de la viga puede girar en B y en A. Las reacciones verticales en los apoyos de rodillo y en los apoyos articulados pueden actuar hacia arriba o hacia abajo y la reacción horizontal en el apoyo articulado puede actuar hacia la izquierda o hacia la derecha. En las figuras las reacciones se indican por líneas que atraviesan las flechas.

La viga que se muestra en la figura 5.2b está fija en un extremo y libre en el otro, se denomina **viga en voladizo**. En el apoyo fijo (o apoyo empotrado) la viga no puede trasladarse ni girar, en tanto que en el extremo libre puede hacer ambas cosas. En consecuencia, en el apoyo empotrado pueden existir tanto reacciones de fuerza como de momento.

El tercer ejemplo en la figura es una **viga con un voladizo** (figura 5.2c). Esta viga está simplemente apoyada en los puntos A y B (es decir, tiene un apoyo articulado en A y un apoyo de rodillo en B), pero también se proyecta más allá del apoyo en B. El segmento BC en saliente es similar a una viga en voladizo, excepto que el eje de la viga puede girar en el punto B.

Tipos de carga

En la figura 5.2 se ilustran varios tipos de carga que actúan sobre vigas. Cuando una carga se aplica sobre un área muy pequeña se puede idealizar como una **carga concentrada**, la cual es una fuerza individual. En la figura los ejemplos son las cargas P_1, P_2, P_3 y P_4 .

Cuando una carga se reparte a lo largo del eje de la viga se representa como una **carga distribuida**, como la carga q en la parte (a) de la figura. Las cargas distribuidas se miden por su intensidad, que se expresa en unidades de fuerza por unidad de distancia (por ejemplo, newtons por metro o libras por pie). Una **carga distribuida uniformemente** o **carga uniforme** tiene una intensidad constante q por unidad de distancia (figura 5.2a). Una carga variable tiene una intensidad que cambia con la distancia a lo largo del eje de la viga; por ejemplo, la **carga linealmente variable** de la figura 5-2b tiene una intensidad que varía linealmente de q_1 a q_2 .

Otro tipo de carga es un **par**, ilustrado por el par de momento M_1 que actúa sobre la viga con saliente (figura 5.2c).

Reacciones

La determinación de las reacciones es el primer paso en el análisis de una viga. Una vez que se conocen las reacciones, se pueden determinar las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes. Si una viga está apoyada de una manera estáticamente determinada, todas las reacciones se pueden encontrar a partir de diagramas de cuerpo libre y mediante ecuaciones de equilibrio.

En algunos casos puede ser necesario agregar alivios internos en el modelo de la viga o marco para representar mejor las condiciones reales de construcción, las cuales pueden tener un efecto importante en el comportamiento global de la estructura. Si se presentan **alivios** axiales, de cortante o de momento en el modelo de la estructura, ésta se debe descomponer en diagramas de cuerpo libre separables, cortando a través del alivio; entonces se dispone de una ecuación adicional de equilibrio para usarse en la solución de las reacciones de apoyo desconocidas incluidas en ese diagrama de cuerpo libre.

Fuerzas cortantes y momentos flexionantes

Cuando una viga se carga con fuerzas o pares se desarrollan esfuerzos y deformaciones unitarias en todo su interior. Para determinarlos, primero debemos encontrar las fuerzas internas y los pares internos que actúan sobre secciones transversales de la viga.

Para ilustrar cómo se determinan estas cantidades internas, se ejemplifica una viga en voladizo AB cargada por una fuerza P en su extremo libre (figura 6.2a). Cortamos a través de la viga en una sección transversal mn ubicada a una distancia "x" del extremo libre y aislamos la parte izquierda de la viga como un diagrama de cuerpo libre (figura 6.2b). El diagrama de cuerpo libre se mantiene en equilibrio por la fuerza P y por los esfuerzos que actúan sobre la sección transversal cortada. Estos esfuerzos representan la acción de la parte derecha de la viga sobre la parte izquierda. En éste punto del análisis aún no se conoce la distribución de los esfuerzos que actúan sobre la sección transversal; no obstante, se puede determinar que la resultante de dichos esfuerzos debe mantener el equilibrio del cuerpo libre.

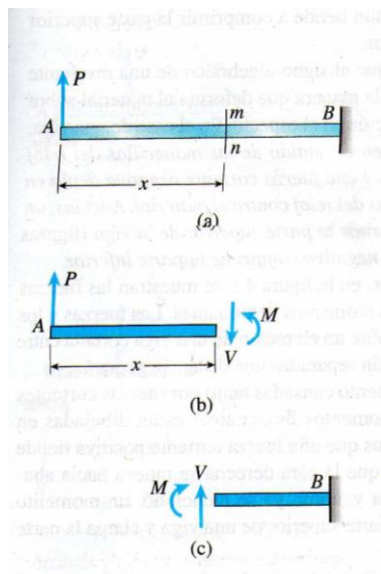


Fig. 6.2 Fuerza cortante V y momento flexionante M en la viga.

De la estática se establece que la resultante de los esfuerzos que actúan sobre la sección transversal se puede reducir a una **fuerza cortante** V y a un **momento flexionante** M (figura 6.2b). Como la carga P es transversal al eje de la viga, no existe fuerza axial en la sección transversal. Tanto la fuerza cortante como

el momento flexionante actúan en el plano de la viga, es decir, el vector para la fuerza cortante se encuentra en el plano de la figura y el vector para el momento es perpendicular al plano de la figura.

Los esfuerzos cortantes y los momentos flexionantes, al igual que las fuerzas axiales en barras y los pares de torsión internos en ejes, son las resultantes de esfuerzos distribuidos sobre la sección transversal. Por lo que a estas cantidades se les conoce colectivamente como **resultantes de esfuerzo**.

Las resultantes de esfuerzo en vigas estáticamente indeterminadas se pueden calcular con ecuaciones de equilibrio. En el caso de la viga en voladizo de la figura 6.2a, utilizamos el diagrama de cuerpo libre de la figura 6.2b. Sumando fuerzas en la dirección vertical y también tomando momentos con respecto a la sección cortada obtenemos:

$$\Sigma F_{\text{vert}} = 0 \quad P - V = 0 \quad \text{o} \quad V = P$$

$$\Sigma M = 0 \quad M - P_x = 0 \quad \text{o} \quad M = P_x$$

Cabe señalar que “x” es la distancia desde el extremo libre de la viga hasta la sección transversal donde se van a determinar V y M. Así, utilizando un diagrama de cuerpo libre y dos ecuaciones de equilibrio, podemos calcular la fuerza cortante y el momento flexionante sin dificultad.

Factor de diseño y factor de seguridad

Un enfoque general del problema de la carga permisible contra la carga de pérdida de función es el método del factor de diseño determinístico, al que algunas veces se le llama método clásico de diseño. La ecuación fundamental es la (2-4), donde n_d se conoce como factor de diseño. En este esquema deben analizarse todos los modos de pérdida de función, recalcando que el modo de diseño más pequeño será el modo gobernante. Después de determinar el diseño, el factor de diseño real puede cambiar como resultado de modificaciones, por ejemplo con el redondeo a un tamaño estándar de una sección transversal. En este caso, el factor se conoce como factor de seguridad n , que tiene la misma definición que el factor de diseño, pero por lo general difiere en su valor numérico.

$$n_d = \frac{\text{parámetro de pérdida de función}}{\text{parámetro máximo permisible}} \quad (2-4)$$

Como el esfuerzo puede no variar en forma lineal con la carga, tanto el uso de la carga como el parámetro de pérdida de función puede no ser aceptable. Por esta razón, es más apropiado expresar el factor de diseño en términos del esfuerzo y una resistencia relevante. Así, la ecuación (2-4) puede reescribirse como:

$$n_d = \frac{\text{resistencia de pérdida de la función}}{\text{esfuerzo permisible}} = \frac{S}{\sigma(\tau)} \quad (2-5)$$

El factor de seguridad debe ser mayor que 1.0 para que no ocurra la falla. Según las circunstancias se usan factores de seguridad con valores superiores a 1.0 hasta de 10.

Sin embargo, para determinar un factor de seguridad se deben considerar diferentes factores como la probabilidad de una sobrecarga en la estructura, tipos de cargas ya sean dinámicas o estáticas, si las cargas se aplican una vez o en forma repentina, variabilidad en la calidad de la mano de obra, variaciones en las propiedades de los materiales, deterioro debido a la corrosión u otros factores ambientales.

Si el factor de seguridad es muy pequeño, la probabilidad de una falla será alta y la estructura no será aceptable, pero si el factor de seguridad es muy grande, en la estructura se estará desperdiciando material y tal vez no sea apropiada para desempeñar su función, es decir, puede ser demasiado pesada.

Teorías de falla

Eventos como la deformación permanente, el agrietamiento y la ruptura, se encuentran entre las formas más comunes en las que falla un elemento de máquina. Las deformaciones se pueden medir y los esfuerzos se infieren hasta que ocurre la "falla", no existe una teoría universal para un caso general de las propiedades del material y el estado de esfuerzo, en su lugar, a través de los años, se han formulado y probado varias hipótesis, las cuales han conducido a las prácticas aceptadas en la actualidad. Debido a su aceptación, estas prácticas se caracterizan como teorías.

El comportamiento del metal estructural se clasifica de manera típica como dúctil o frágil; normalmente los materiales se clasifican como dúctiles cuando $\epsilon_f < 0.05$ y como frágiles cuando $e_f < 0.05$. Las teorías generalmente aceptadas son:

Materiales dúctiles (criterios de fluencia)

- Esfuerzo cortante máximo (ECM)
- Energía de distorsión (ED)
- Mohr-Coulomb para materiales dúctiles (CMD)

Materiales frágiles (criterios de fractura)

- Esfuerzo normal máximo (ENM)
- Mohr-Coulomb para materiales frágiles (CMF)
- Mohr modificada (MM)

Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles

La teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir. La teoría del ECM también se conoce como la teoría de Tresca o Guest.

Cuando una tira de un material dúctil se somete a tensión se forman líneas de desplazamiento (llamadas líneas de Lüder), aproximadamente a 45° de los ejes de la tira. Estas líneas de desplazamiento representan el inicio de la fluencia, y cuando se carga hasta la fractura, también se observan líneas de fractura en ángulos de aproximadamente 45° con los ejes de tensión. Como el esfuerzo cortante es máximo a 45° del eje de tensión, es lógico pensar que éste es el mecanismo de falla.

Para el esfuerzo en tensión simple ($\sigma = P/A$), el esfuerzo cortante máximo ocurre a 45° de la superficie en tensión con una magnitud de $\tau_{max} = \sigma/2$, de manera que el esfuerzo cortante máximo en la fluencia es $\tau_{max} = S_y/2$. Para un estado de esfuerzo general, pueden determinarse y ordenarse tres esfuerzos principales, de modo que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Entonces, el esfuerzo cortante máximo es $\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$. Por lo tanto, para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo produce la fluencia cuando:

$$\tau_{max} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad (\sigma_1 - \sigma_3) \geq S_y \quad (2-6)$$

Esto implica que la resistencia a la fluencia en cortante está dada por:

$$S_{sy} = 0.5 S_y \quad (2-7)$$

Para propósitos de diseño, la ecuación (2-6) puede modificarse para incorporar un factor de seguridad, n. Por lo tanto:

$$\tau_{max} = \frac{(S_y)}{2n} \quad \text{o} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n} \quad (2-8)$$

Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.

La teoría de la energía de distorsión se originó gracias a la comprobación de que los materiales dúctiles sometidos a esfuerzos hidrostáticos (esfuerzos principales iguales) presentan resistencias a la fluencia que exceden los valores que resultan del ensayo de tensión simple. Por lo tanto, se postuló que la fluencia no era un fenómeno de tensión o compresión simples, sino más bien, que estaba relacionada de alguna manera con la distorsión angular del elemento forzado. Para desarrollar la teoría, se puede apreciar en la figura 7.2a) el volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional, designado por los esfuerzos $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. El estado de esfuerzos que se muestra en la figura 7.2b) es de tensión hidrostática debida a los esfuerzos σ_{prom} que actúan en cada una de las mismas direcciones principales. La fórmula de σ_{prom} es:

$$\sigma_{prom} = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3} \quad (2 - 9)$$

De esta manera, el elemento de la figura 7.2b) experimenta un cambio de volumen puro, es decir, sin distorsión angular. Si se considera σ_{prom} como un

componente de σ_1 , σ_2 y σ_3 , entonces este componente puede restarse de ellos, lo que da como resultado el estado de esfuerzos que se muestra en la figura 7.2c). Este elemento está sometido a distorsión angular pura, es decir, no hay cambio de volumen.

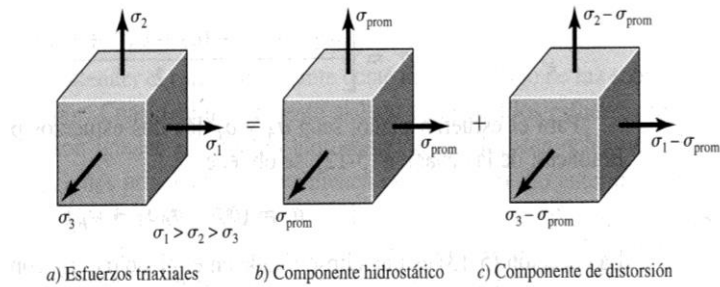


Fig. 7.2 Esfuerzos triaxiales, componente hidrostático y de distorsión.

La ecuación de la fluencia puede escribirse como:

$$\sigma' = S_y \quad (2 - 10)$$

Donde el esfuerzo *Von Mises* es:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2 - 11)$$

Para el esfuerzo plano, sean σ_A y σ_B los dos esfuerzos principales diferentes de cero, de la ecuación (2-11) se obtiene:

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2 - 12)$$

Usando las componentes xyz del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo **von Mises** puede escribirse como:

$$\sigma' = \left[\frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)] \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2 - 13)$$

Y para el esfuerzo plano:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2 - 14)$$

La teoría de la energía de deformación también se denomina:

- Teoría de von Mises o von Mises-Hencky

- Teoría de la energía de cortante
- Teoría del esfuerzo cortante octaédrico

Teoría de Mohr-Coulomb para materiales dúctiles

No todos los materiales tienen resistencias a la compresión equivalente a sus valores correspondientes en tensión. Esta teoría predice la falla de materiales cuyas resistencias en tensión y en compresión no son iguales. La idea de Mohr se basa en tres ensayos “simples”: tensión, compresión y cortante, a la fluencia si el material puede fluir, o a la ruptura.

La hipótesis de Mohr consistía en usar los resultados de los ensayos de tensión, compresión y cortante a fin de elaborar los tres círculos de la figura 2.5), con objeto de definir una envolvente de falla, representada como la línea recta ABCD. Es importante resaltar que la envolvente de falla no debe ser necesariamente recta. El argumento se basa en los tres círculos de Mohr que describen el estado de esfuerzos de un cuerpo y que se cruzan durante la carga hasta que uno de ellos se hace tangente a la envolvente de falla.

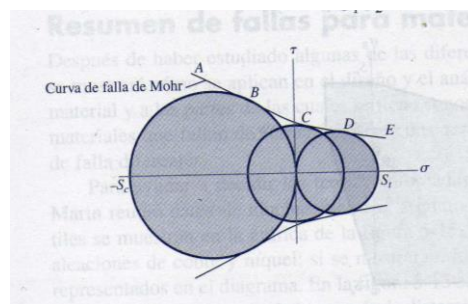


Fig. 8.2 Círculos de Mohr.

Principios del Método de Elemento Finito

El método de los elementos finitos o FEM consiste en tomar un cuerpo y dividirlo en pequeños elementos adyacentes entre sí, haciendo que cada una de sus partes al unirse correspondan geoméricamente con el cuerpo original de modo cada vez más perfecto. Esto quiere decir que mientras menor es el tamaño de cada uno de ellos, mayor la cantidad de elementos. Esta idea básica permite que situaciones cuyo cálculo real resulta imposible de realizar dada justamente la infinitas operaciones

que requieren, se vuelven posibles de calcular por medio de infinitos elementos bien delimitados por sus bordes, ya sean estos, bi o tridimensionales. Cabe señalar que este modelo aproximado solamente se acerca a la solución real, denominado “discretización del modelo”.

Actualmente, el FEM es usado en una extensa gama de aplicaciones, como por ejemplo para la simulación del comportamiento de los fluidos, llenado de moldes de inyección de polímeros y, por supuesto, para la resolución de problemas de resistencia y comportamiento mecánico estructural.

El método de forma genérica se compone de tres etapas:

- La primera etapa se denomina **pre-procesado** y consiste en tomar un modelo geométrico con la calidad de modelado necesaria para que, en el entorno informático adecuado, se proceda a su discretización. Este proceso es conocido como “**mallado**” ya que se genera una malla en la superficie de la estructura o modelo producto de su subdivisión en elementos pequeños. Posteriormente, se determinan las condiciones de contorno, las cuales consisten en aportar al software los datos necesarios para asimilarlo a las condiciones reales del problema.
- Cuando las condiciones de contorno se han determinado, la siguiente etapa es el **procesado**, realizado mediante la opción del software comúnmente conocido como “**solver**”.
- Finalmente, en la etapa llamada **post-procesado** y mediante herramientas gráficas propias de cada aplicación informática, se revisan los resultados calculados mediante escala de colores, líneas y tablas numéricas que permiten comprender de forma más clara y visual el comportamiento de los elementos del problema sea éste estructural, de dinámica de fluidos u otros.

La ventaja más importante del FEM es la habilidad de obtener soluciones arbitrariamente precisas para cualquier problema mecánico práctico. En cuanto a problemas físicos gobernados por ecuaciones diferenciales ordinarias, se pueden modelar o discretizar como un sistema de elementos unidimensionales.

Los elementos unidimensionales son segmentos de recta cuya longitud y posición quedan definidas por las coordenadas de sus nodos inicial y final. Estos elementos se unen o conectan en ciertos puntos llamados nodos, formándose de esta manera un sistema.

Análisis estático lineal

El análisis estático es usado para encontrar esfuerzos, tensiones, desplazamientos y fuerzas de reacción en estructuras bajo cargas estáticas. El análisis estático se divide en análisis lineal y no lineal debido a que en algunas situaciones el comportamiento de la estructura puede ser adecuadamente descrito cuando sus propiedades son lineales.

El Programa de NX resuelve los análisis estáticos lineales, por medio de dos métodos: el método directo y el método iterativo. Para resolver todas las ecuaciones que resultan del análisis estático el programa usa el motor de cálculo NX Nastran.

NX Nastran presenta tres tipos de soluciones para el análisis estático lineal:

- SESTATIC 101 – Single constraint: Puede ser usado para crear varios casos de simulación con las mismas restricciones pero diferentes cargas.
- SESTATIC 101 – Multi constraint: Puede ser usado para crear varios casos de simulación con diferentes restricciones y diferentes cargas para cada caso en particular.
- SESTATIC 101 – Super-elements: Puede ser usado para reducir estáticamente la masa y las matrices del modelo de simulación general.

Capítulo III CAD

En este capítulo se describen brevemente cada uno de los componentes que forman parte del soporte mecánico para automóviles. En pocas palabras, la estructura está compuesta principalmente por tres partes: el cilindro, la base y el perno de sujeción.

Cilindro principal: Tubo sólido de hierro fundido de 310.6 mm y una altura máxima de 328 mm con un diámetro de 45 mm, cuatro orificios para el perno de fijación de 15 mm de diámetro cada uno, con una separación de 66.6 mm comenzando de la parte superior hacia la inferior; además, cuenta con descanso en forma cuadrangular de 45mm por lado con un espesor de 2.5 mm y dos prismas rectangulares con el mismo espesor a 145° de la base. (Véase anexo 1)

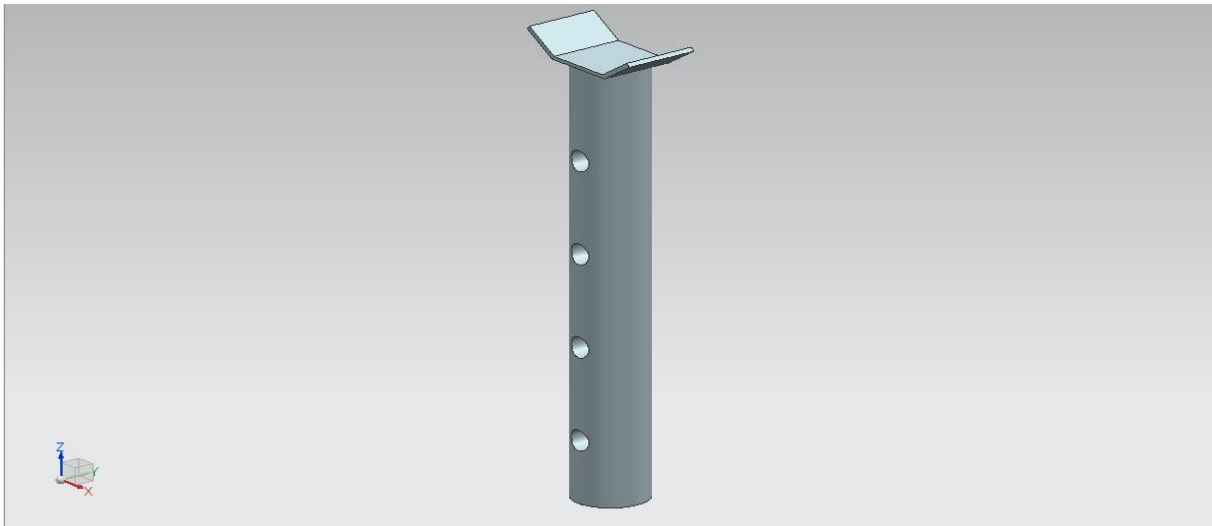


Figura 1.3 a) Vista isométrica cilindro.

Base Triangular: Compuesta por una base de hierro en forma de triángulo de 250 mm por lado, una altura de 25 mm y 3 mm de espesor, cuenta con tres soportes, cada uno de ellos esta compuesto por dos placas unidas perpendicularmente de 21 milímetros de largo a 78.9° y 3 milímetros de ancho; como tercer componente se tiene un cilindro hueco de 100 mm de altura y 5 mm de espesor, con un barreno para el perno a 60 mm. (Véase anexo 2).

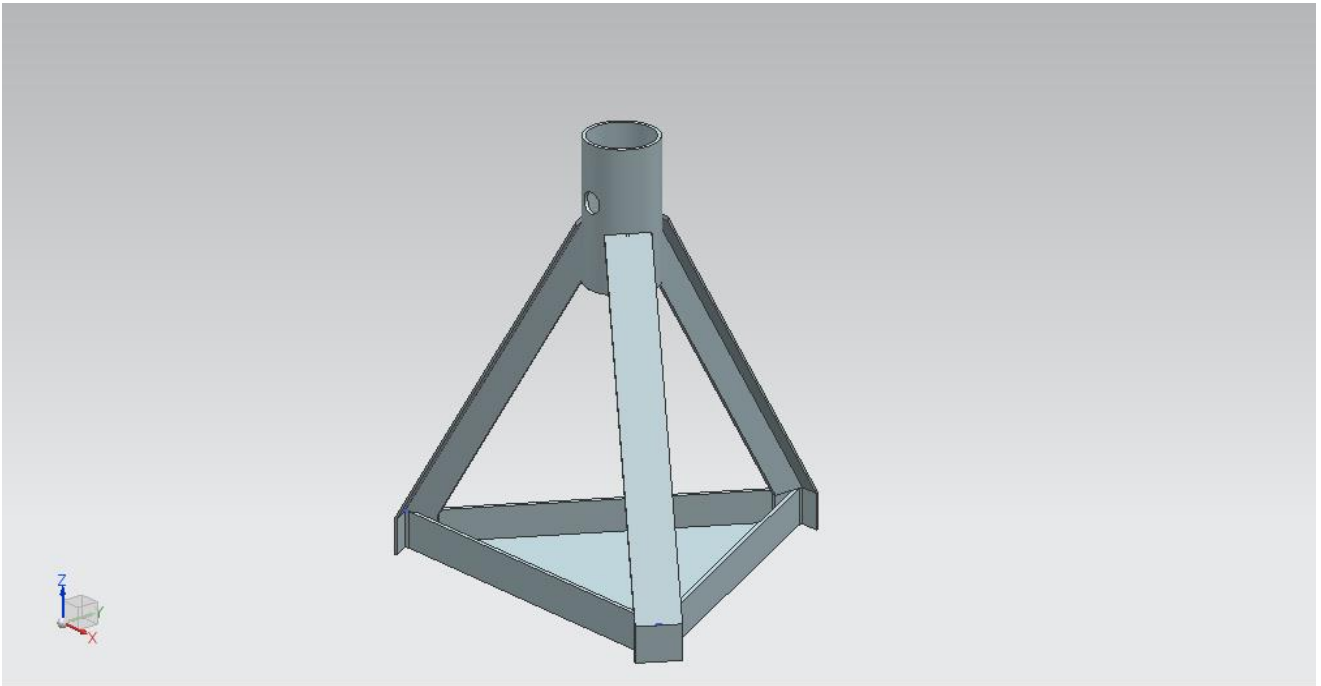


Figura 2.3 Vista isométrica base.

Perno: Cilindro de hierro sólido de 60 milímetros de largo con un diámetro de 15 milímetros. (Véase anexo 3)

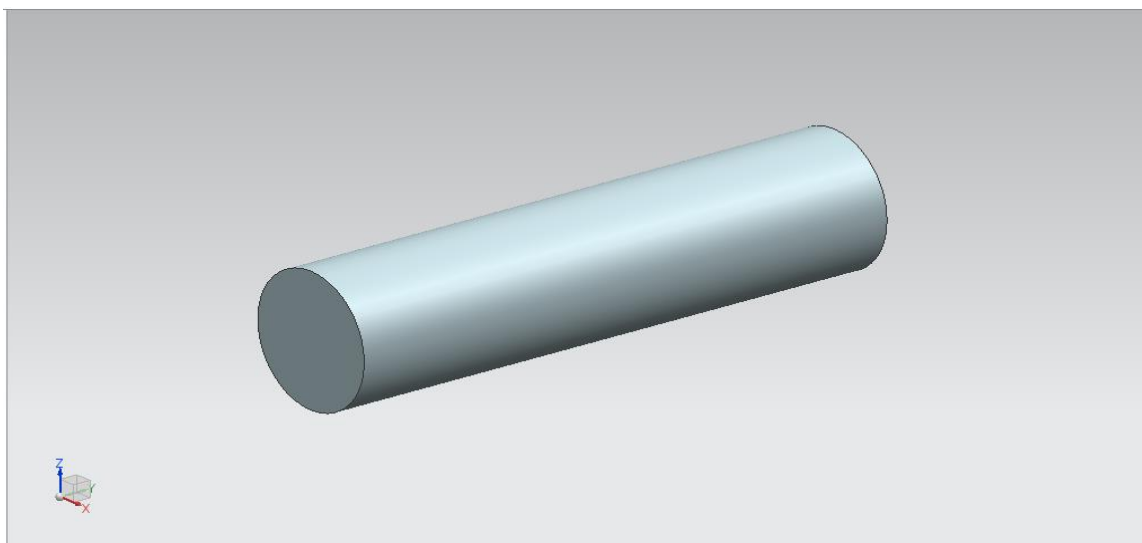


Figura 3.3 Vista isométrica perno.

CAPÍTULO IV DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN

El siguiente capítulo tiene la finalidad de mostrar el desarrollo de la simulación y los pasos a seguir para aplicar la carga de una tonelada y media a un soporte para automóviles en el módulo simulación avanzada.

1. Para poder comenzar la simulación se tienen que agregar los componentes que conforman la pieza original al módulo de ensamble, en este caso la base triangular, el cilindro principal y el perno de sujeción.

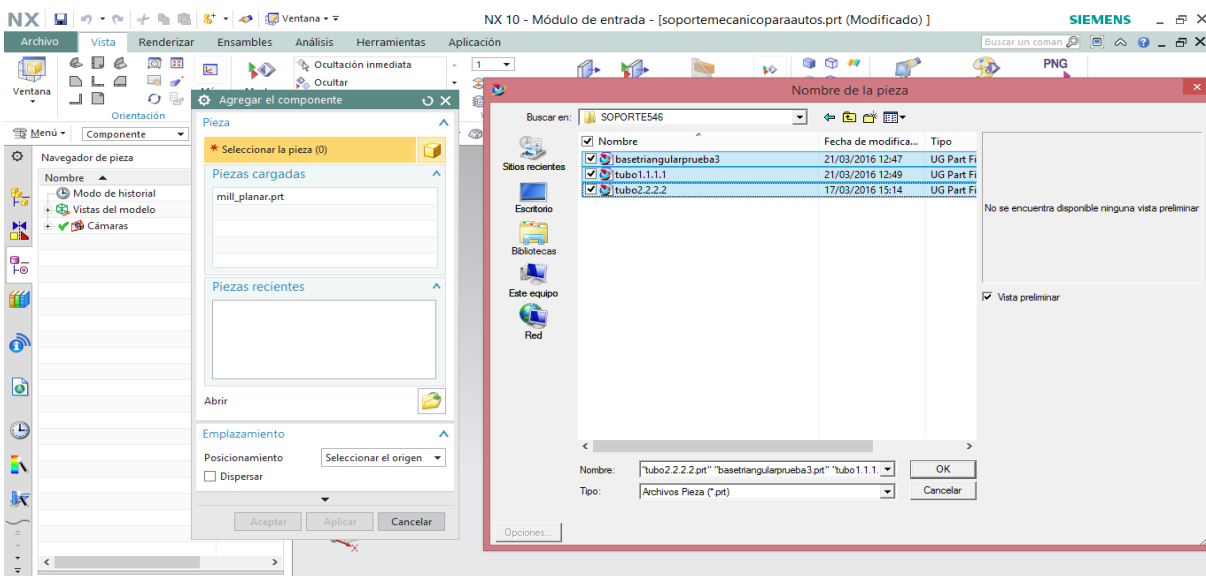


Fig. 1.4 Ventana de componentes.

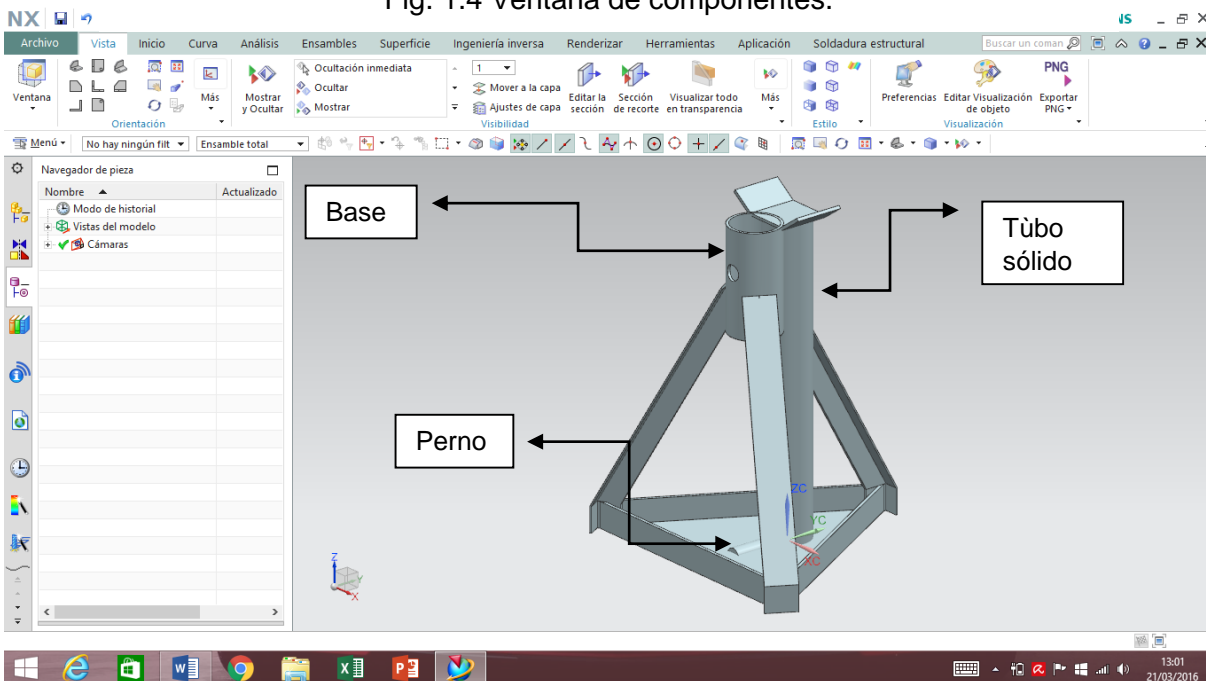


Fig. 2.4 Módulo ensamble.

- Una vez que los componentes se encuentran en este módulo se asignan las restricciones de ensamble. Lo más conveniente es alinear el centro del cilindro principal con el de la base triangular, después seguir con el perno y, finalmente, establecer las restricciones de distancia.

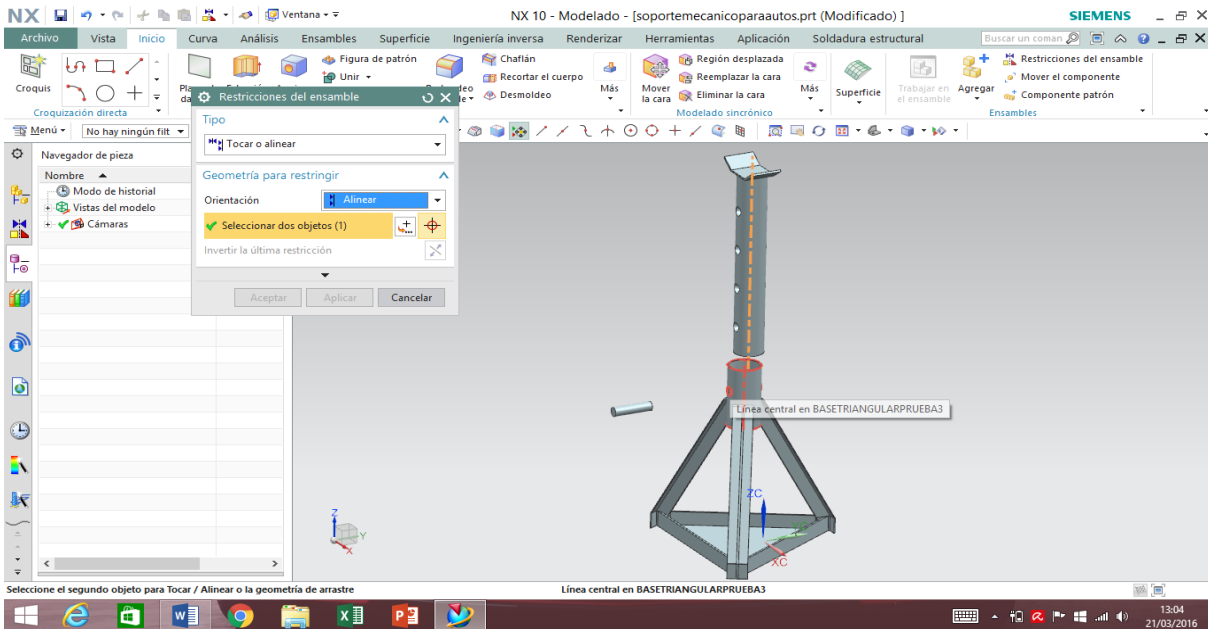


Fig. 3.4 Restricciones de ensamble.

La pieza ensamblada se muestra a continuación.

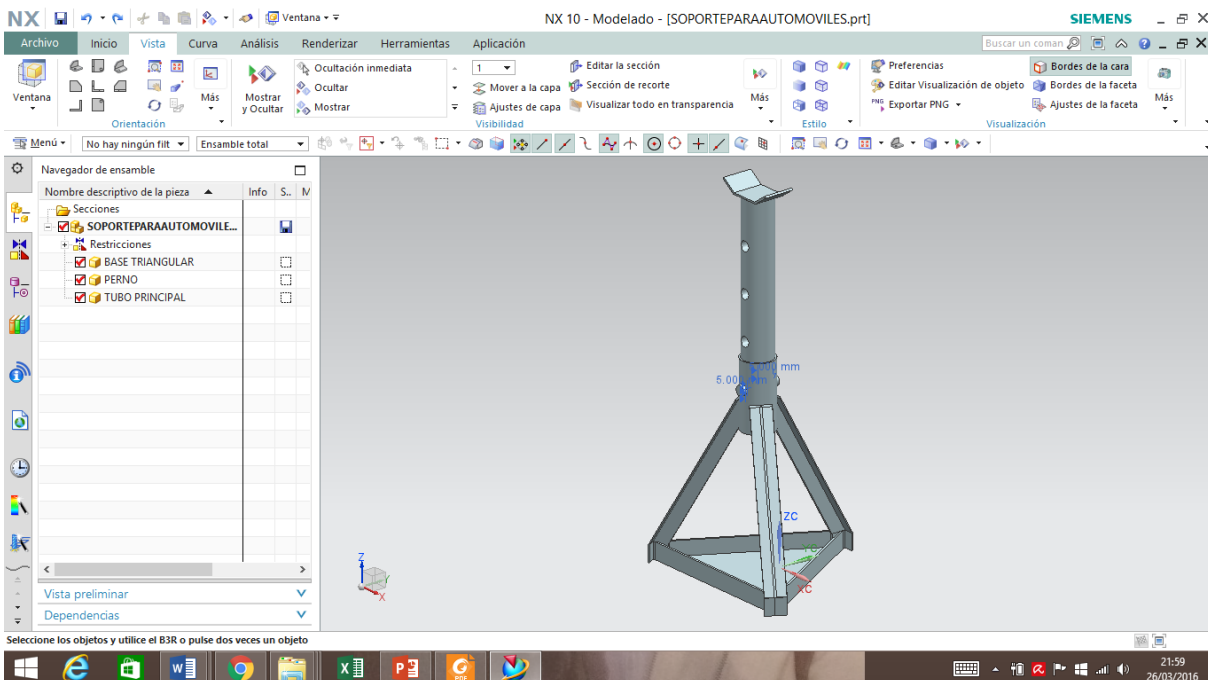


Fig. 4.4 Ensamble completo.

3. Se entra al menú simulación avanzada.

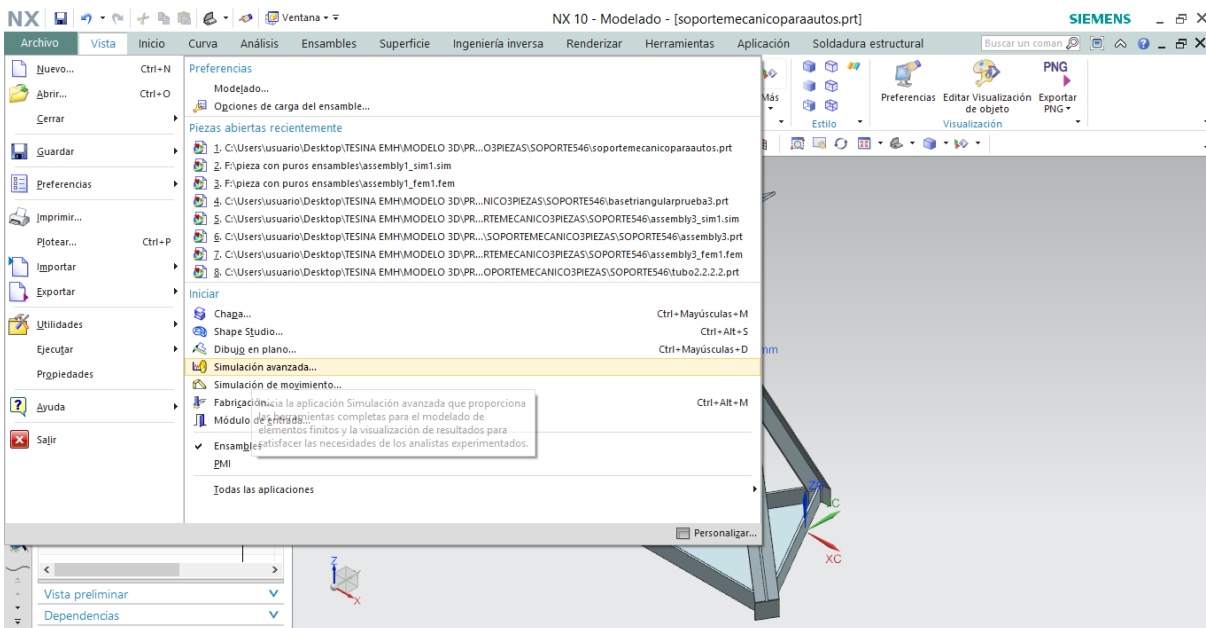


Fig. 5.4 Menú simulación avanzada.

4. Automáticamente se mostrará la ventana método de elemento finito y simulaciones nuevas, en este apartado se tienen que activar todas las opciones de geometría o geometrías de CAD como puntos, líneas, secciones cónicas etc. y corroborar que para dicha solución se utilizará el motor de cálculo NX NASTRAN, contemplando, además, que el tipo de análisis es estructural.

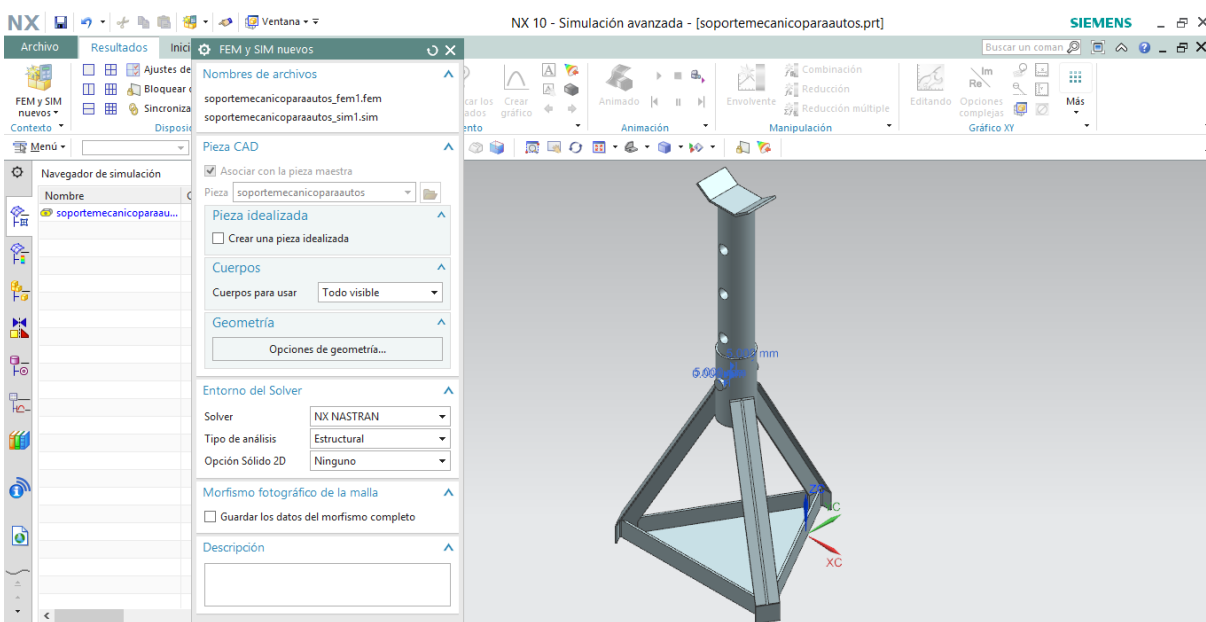


Fig. 6.4 Ventana método de elemento finito.

5. Se selecciona el tipo de estudio que se va a utilizar “SOL 101- restricciones globales” esta opción hace referencia a un análisis de tipo estático que nos sirve para encontrar esfuerzos, tensiones, desplazamientos y fuerzas de reacción en la estructura.

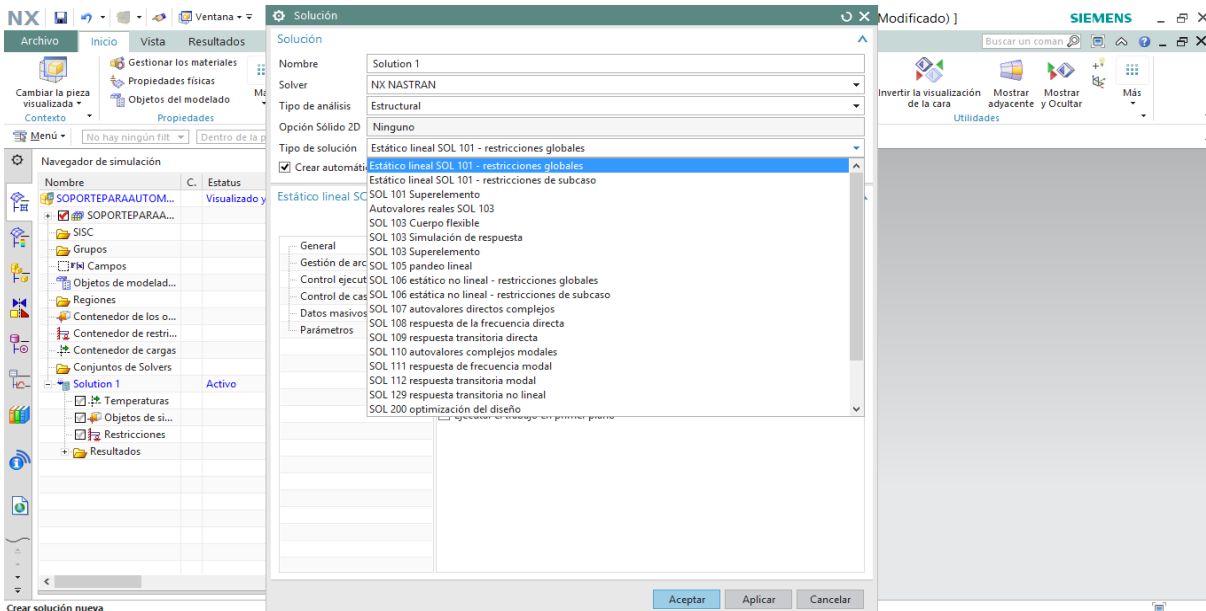


Fig. 7.4 Tipo de solución.

6. A continuación se malla el primer componente, esto con la opción tetraédrico 3D, seleccionando en la ventana el tamaño del elemento, resaltando que, entre más pequeño, la aproximación a la solución real será más exacta.

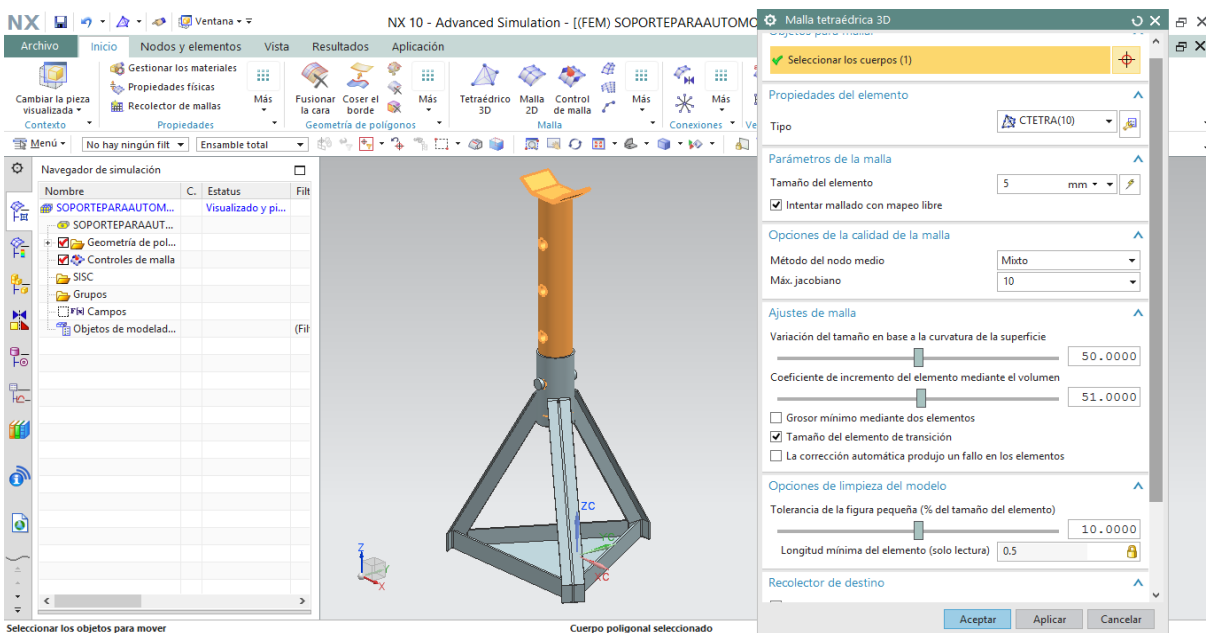


Fig. 8.4 Selección cilindro (primer componente).

- En el apartado recolector de destino, seleccionar recolector nuevo, esto con el fin de elegir el tipo de material con el que está constituido el soporte. En seguida, aparecerán dos ventanas, en la primera, “recolector de malla”, se selecciona **crear físico**, y en la segunda, **PSOLID**, se escoge el material.

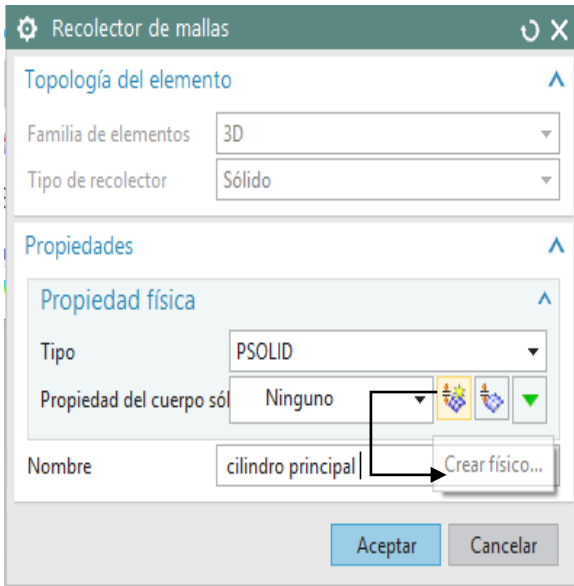


Fig. 9.4 Recolector de mallas.

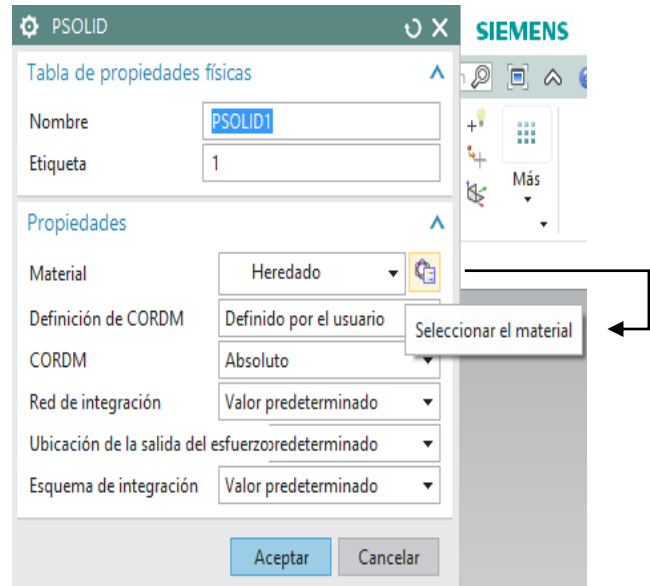


Fig. 10.4 Tabla de propiedades.

Selección de material (iron_60).

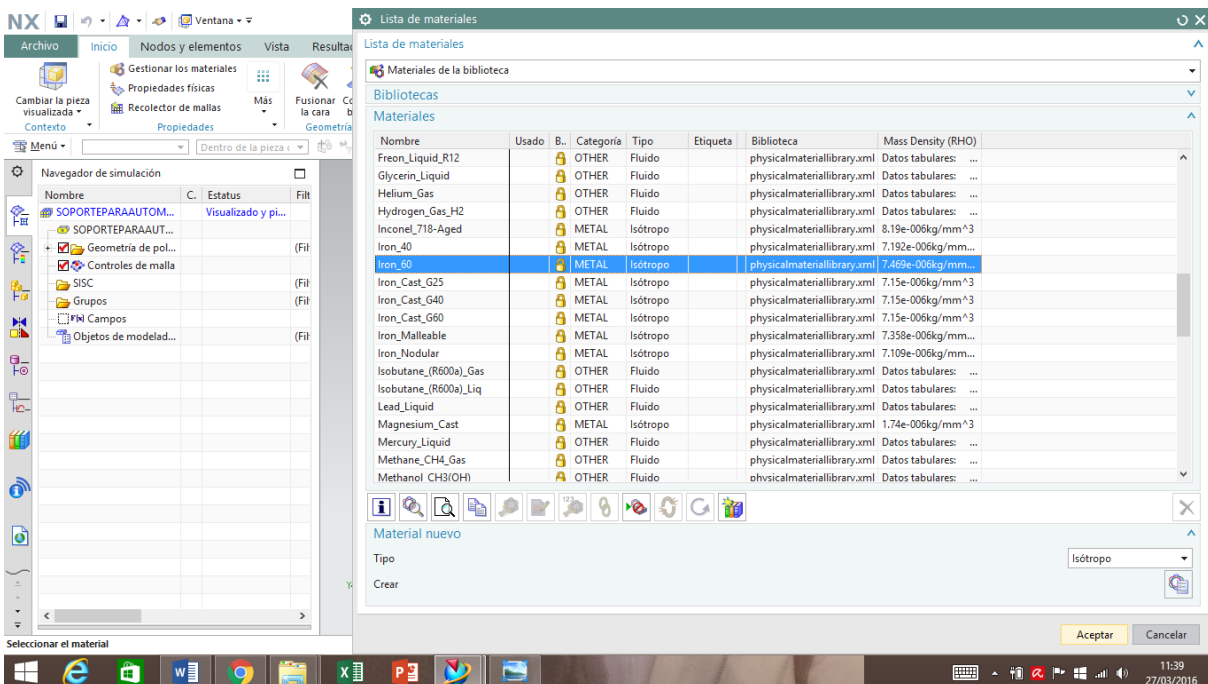


Fig. 11.4 Lista de materiales.

En las siguientes dos imágenes se muestra como queda el mallado de la primera pieza del ensamble.

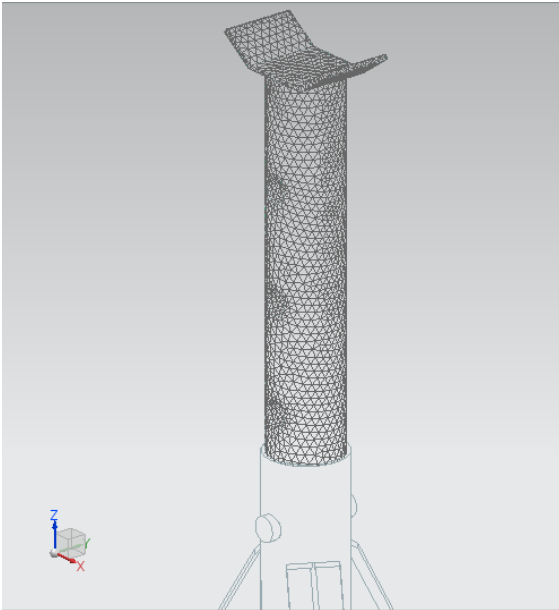


Fig. 12.4 a) Mallado cilindro principal vista trama alámbrica con bordes opacos.



Fig. 12.4 b) Mallado cilindro principal.

8. Los pasos 6 y 7 se repetirán con las dos piezas restantes (perno y base).

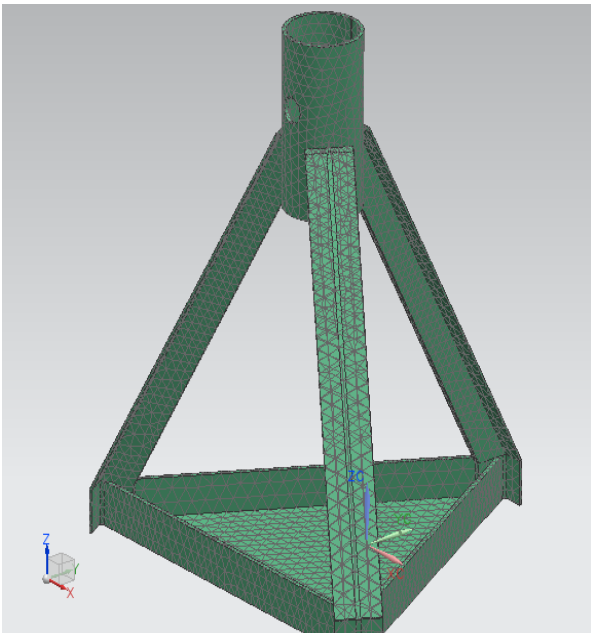


Fig. 13.4 Mallado base triangular.

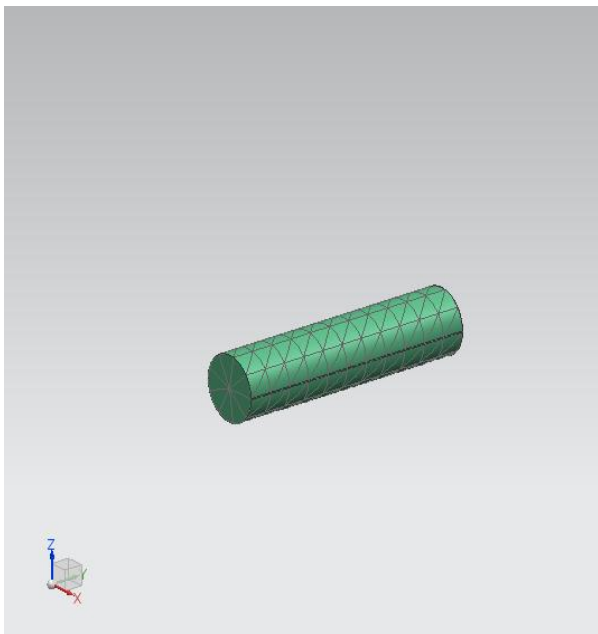


Fig. 14.4 Mallado perno.

Una vez que se encuentran mallados todos los elementos del ensamble, lo que sigue es establecer los objetos de simulación, creando diferentes tipos de contacto. En este ejemplo, todos los contactos serán “contacto superficie con superficie”.

9. Se comienza seleccionando la superficie de los barrenos que se encuentra en la parte superior de la base, designada como región 1. Después de presionar el botón *aceptar* aparece el menú **Región** para escoger la segunda superficie y así poder formar el contacto.

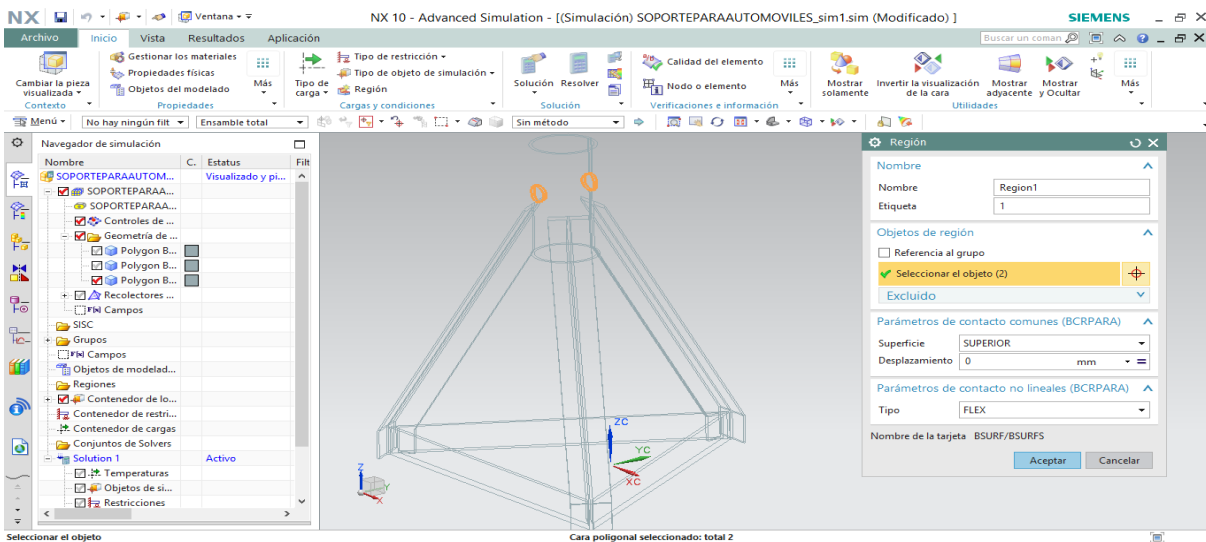


Fig. 15.4 Selección superficie de barreno.

10. La región 1 se pone en contacto con la superficie del perno de sujeción designada como región 2.

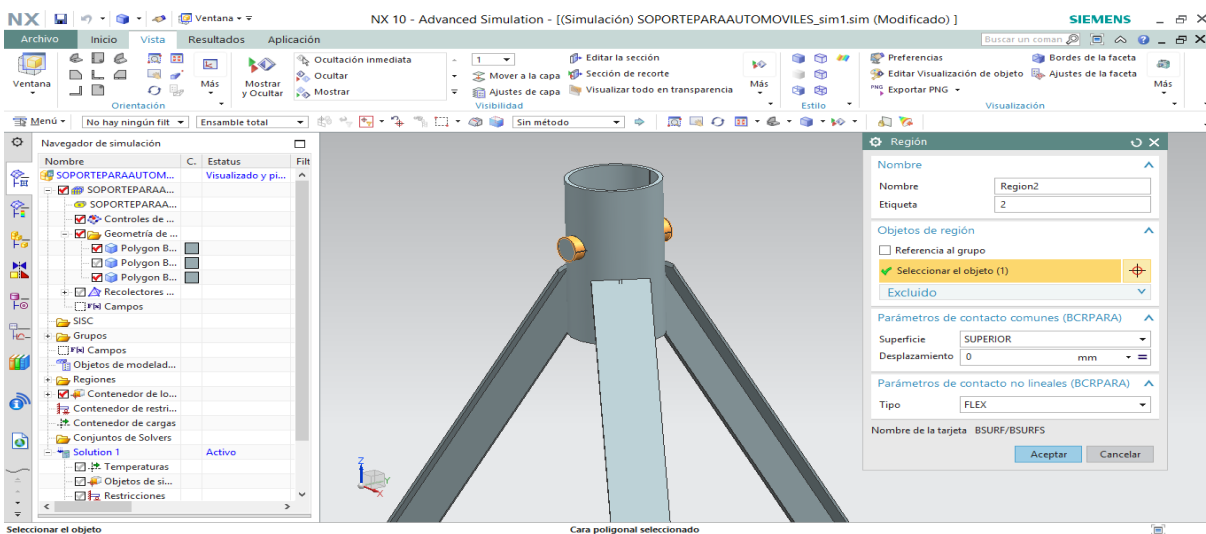


Fig. 16.4 Selección superficie de perno.

11. Poner en contacto el perno de sujeción designado como región 3 con el cilindro principal región 4.

Se selecciona la superficie del perno y se elige el botón aceptar. Posteriormente, aparecerá el menú **Región** para escoger la segunda pieza.

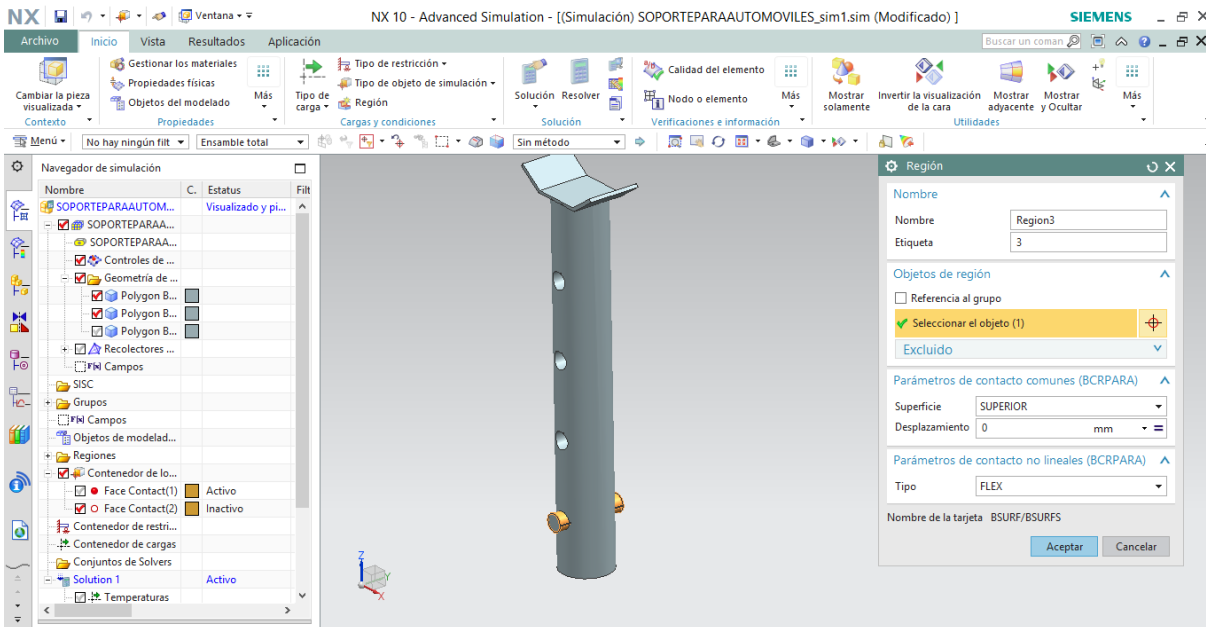


Fig. 17.4 Selección de Perno.

12. La región número 3 (perno) se une con la región número 4 (superficie del barreno) formando así un contacto superficie con superficie.

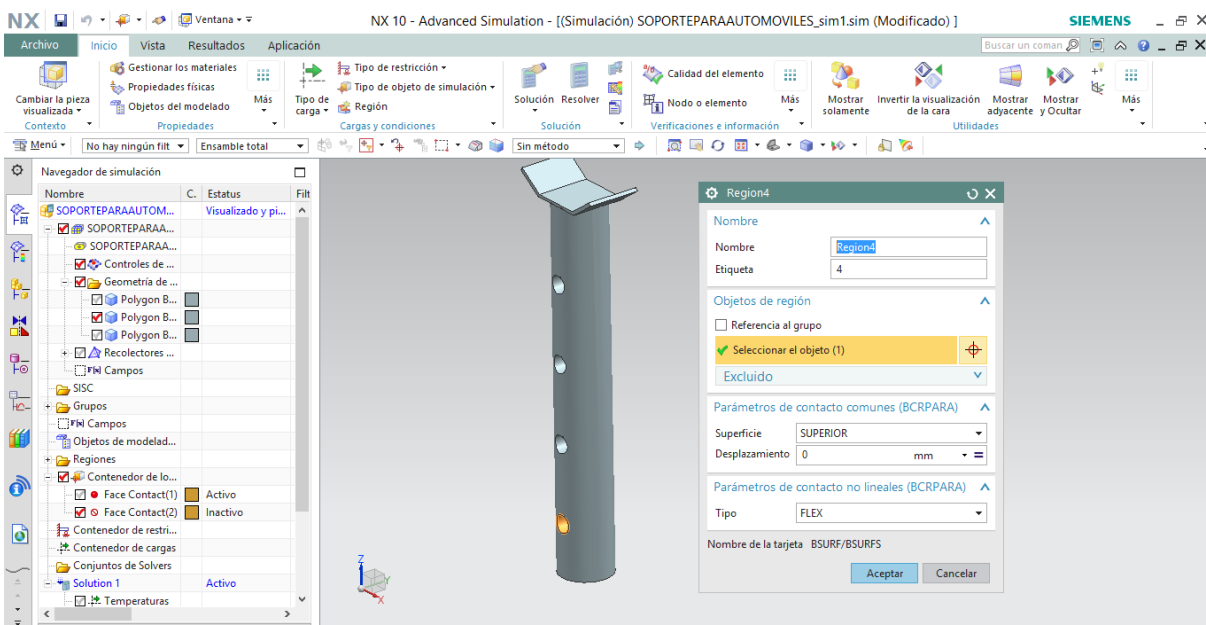


Fig. 18.4 Selección superficie interna de cilindro.

13. En la última unión se pone en contacto la superficie de mayor área del cilindro (designada como región 7) con la superficie interna del cilindro de la base (región 8).

Para comenzar se selecciona el cilindro y elegimos la opción aceptar, en seguida aparece el menú para escoger la segunda pieza y así formar el contacto.

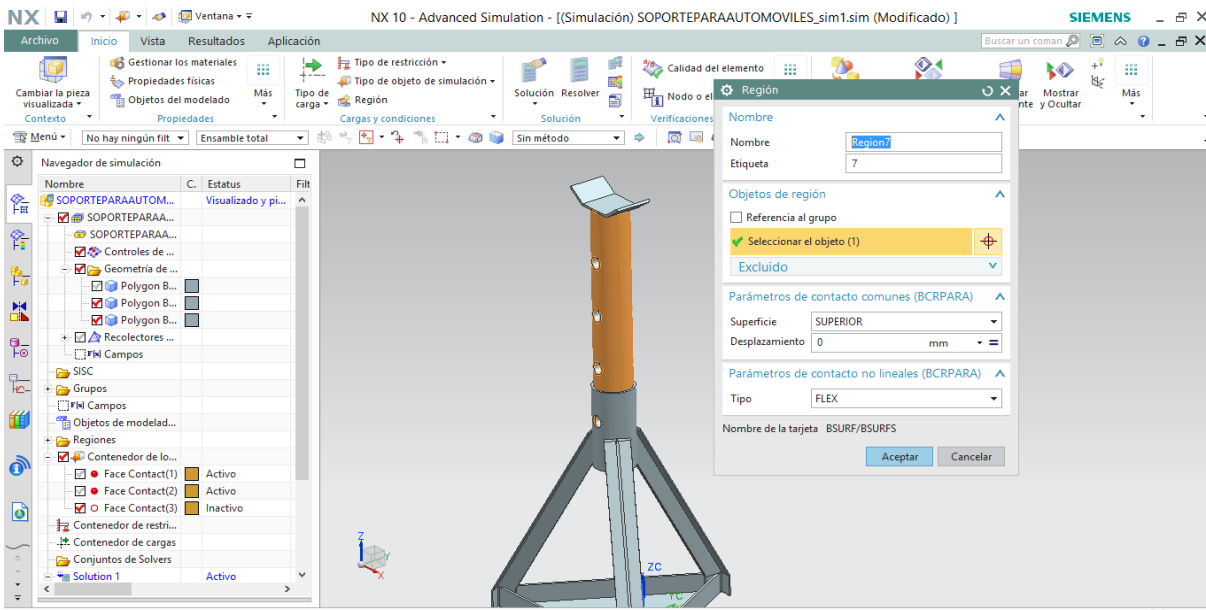


Fig. 19.4 Selección superficie cilindro principal.

14. La región número 7 (cilindro) se une con la región número 8 (superficie del cilindro de la base).

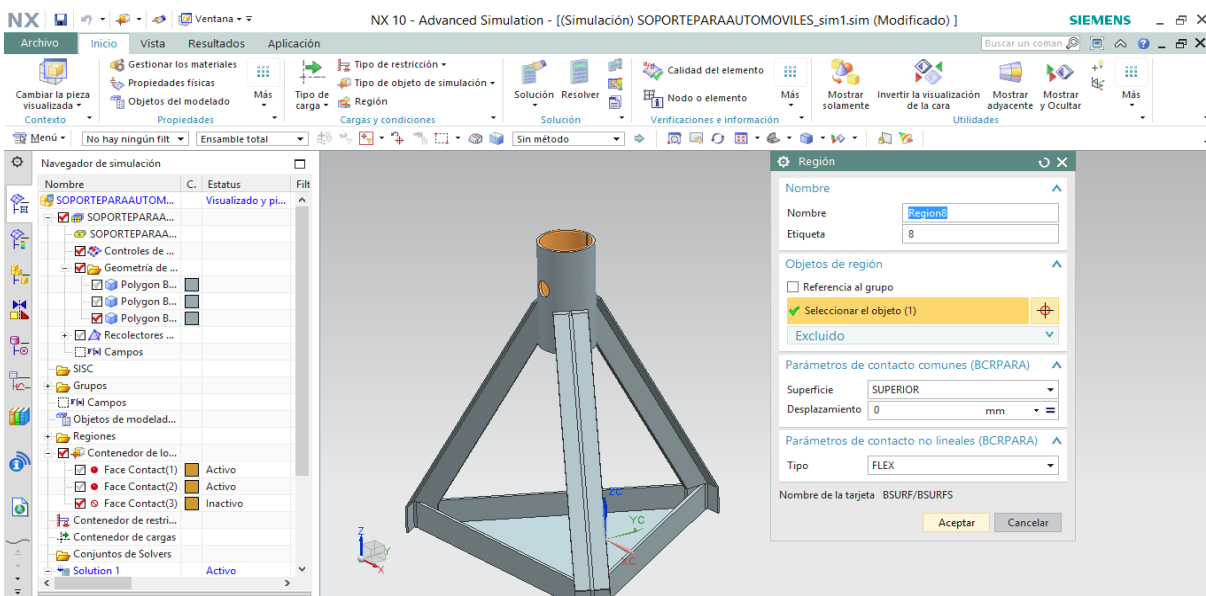


Fig. 20.4 Superficie interna de base.

A continuación se muestran más a detalle cada uno de los contactos que forman la base, el perno y el cilindro.

1. Contacto de superficie de barreno con perno de fijación.

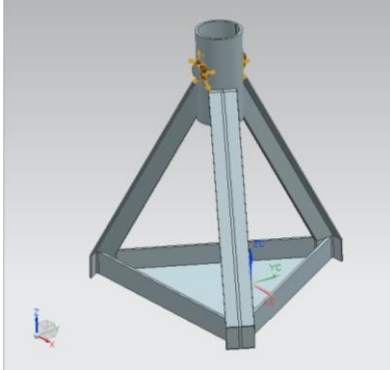


Fig. 21.4 a) Contacto barreno con perno.

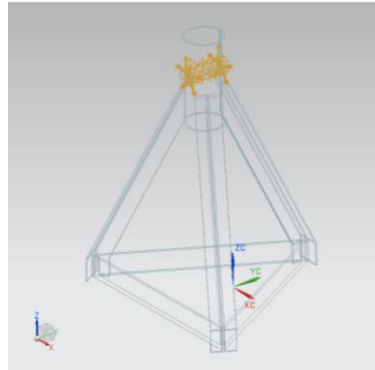


Fig. 21.4 b) Vista trama alámbrica estática base.

2. Contacto perno de fijación con cilindro principal.

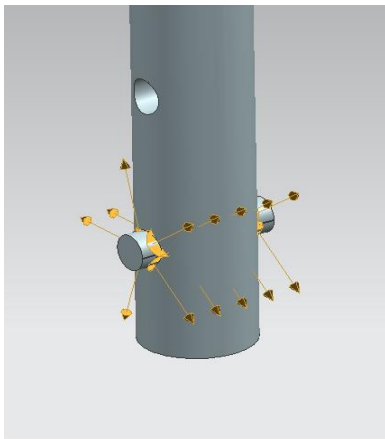


Fig. 22.4 a) Contacto perno con cilindro.

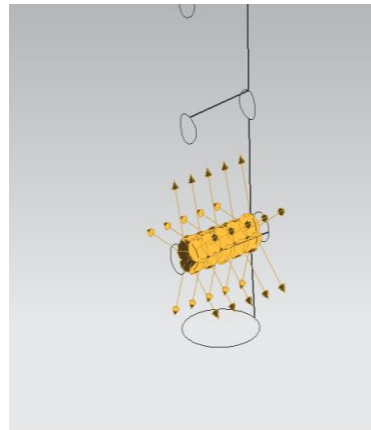


Fig. 22.4 b) Vista trama alámbrica con bordes ocultos cilindro.

3. Contacto entre cilindro y superficie interna de base triangular.

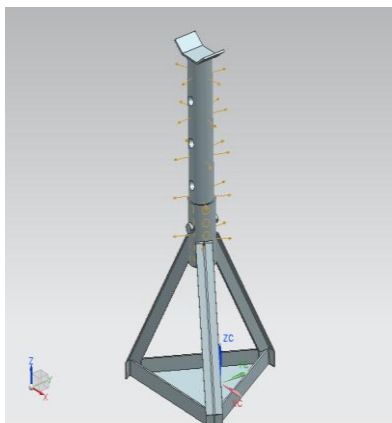


Fig. 23.4 a) Contacto perno con cilindro.

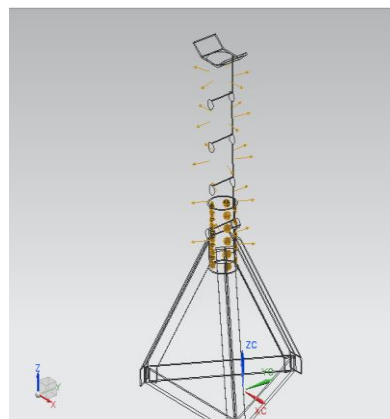


Fig. 23.4 b) Vista trama alámbrica base contacto perno con cilindro.

15. Una vez que se mallaron cada uno de los componentes del ensamble, en el menú **Tipo de restricción**, se elige la opción “restricción fija” para después seleccionar la base del soporte triangular.

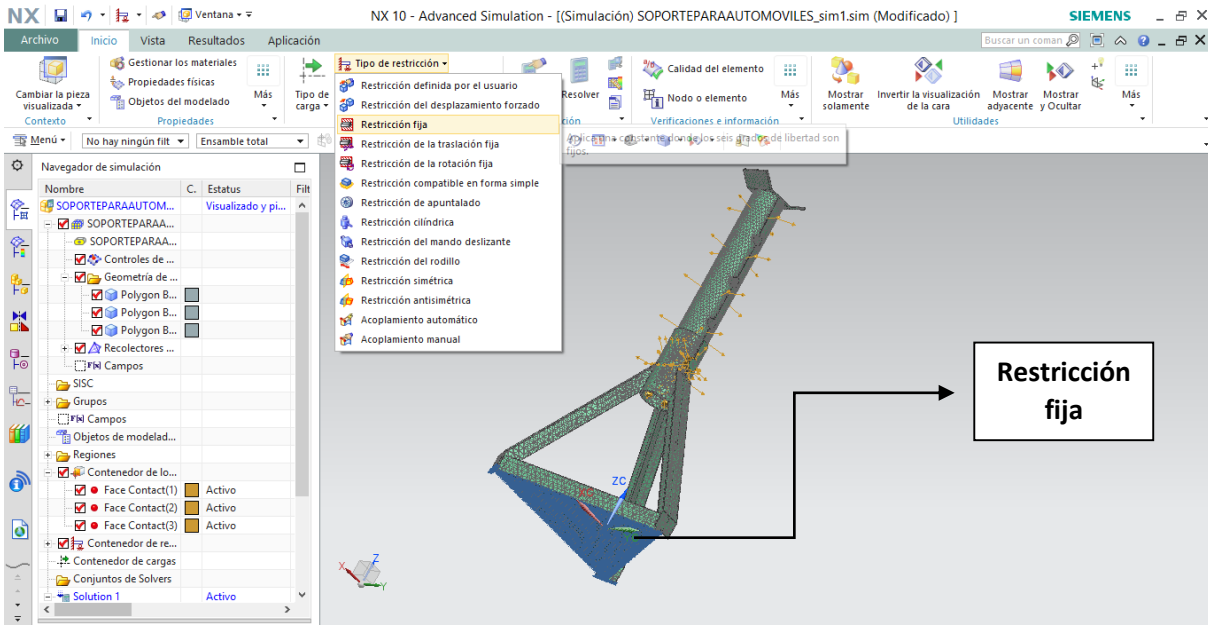


Fig. 24.4 Restricción fija (base).

16. Como último paso se agrega la carga de una tonelada y media, seleccionando la opción fuerza en el menú **Tipo de carga**, la dirección de la fuerza es en el vector $-ZC$. Una vez concluido este procedimiento, se va a la opción “resolver” y se esperan los resultados.

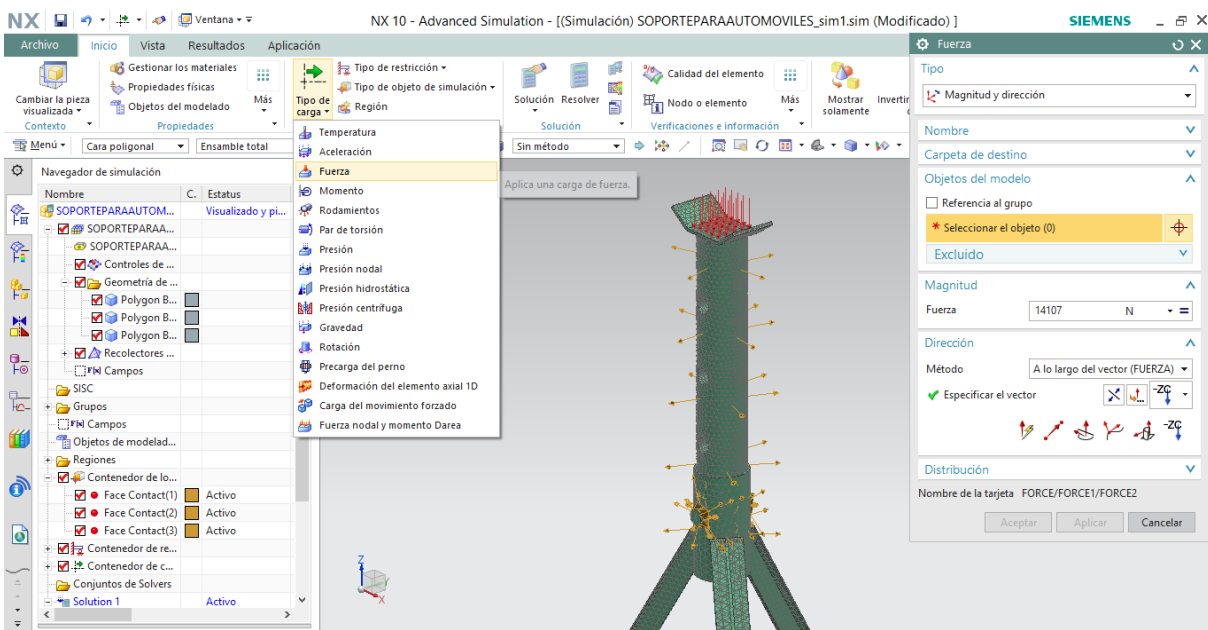


Fig. 25.4 Carga aplicada.

CAPÍTULO V RESULTADOS

Caso 1

En la siguiente imagen se muestra el máximo esfuerzo de **96.068 MPa** ejercido por la carga, generado en el elemento 6767, el cual es una intersección entre el soporte y la base.

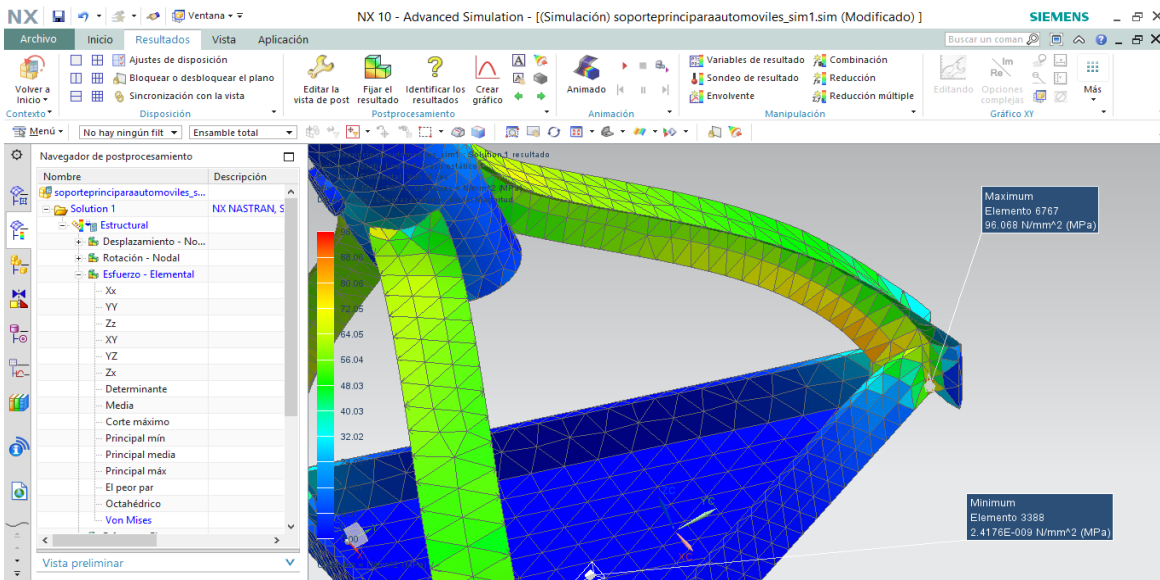


Fig. 1.5 Esfuerzo máximo.

El desplazamiento máximo del soporte A es de 0.04 mm, menos de una décima parte de milímetro.

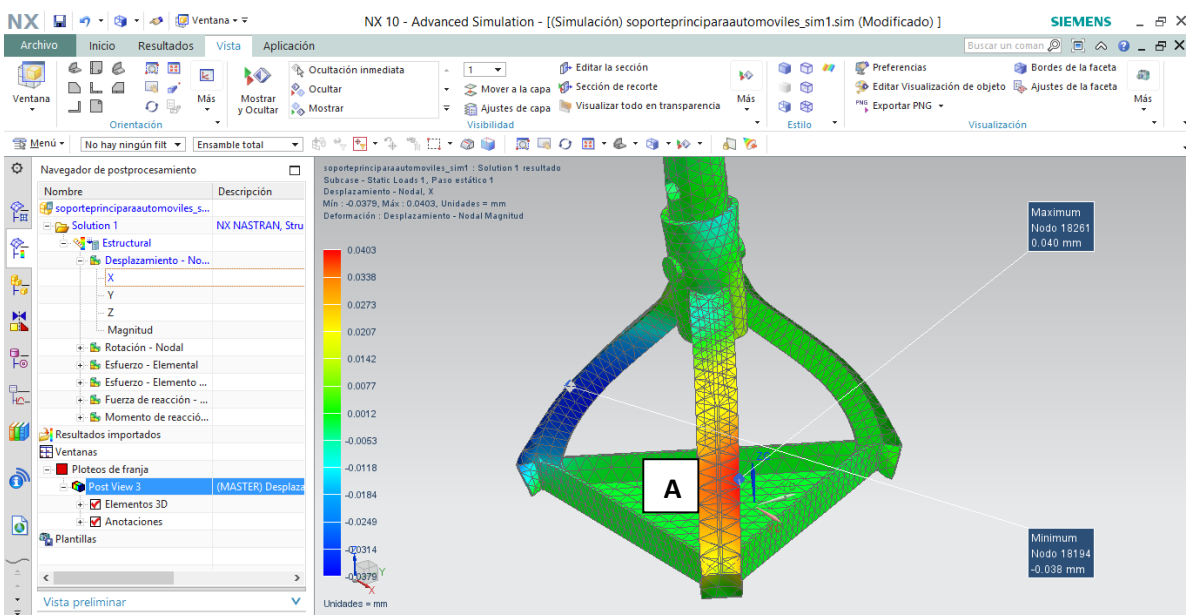


Fig. 2.5 Desplazamiento máximo soporte A.

El desplazamiento máximo del soporte B es de **0.05** mm y el mínimo en la parte superior de **-0.039** en el cuadro para el acoplamiento.

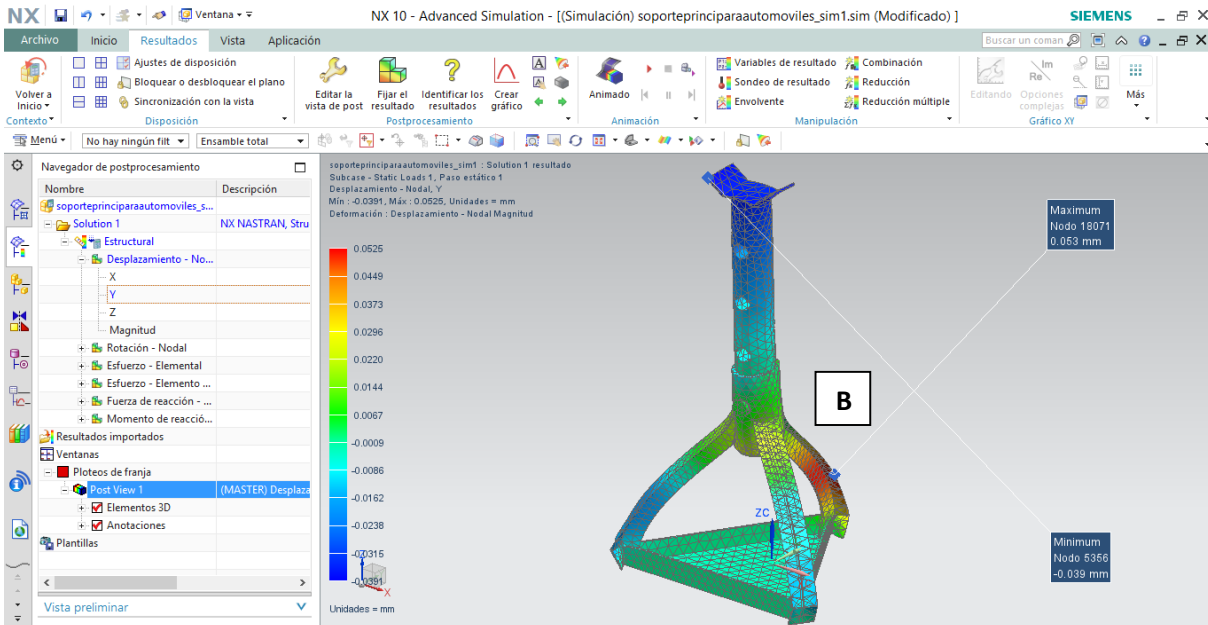


Fig. 3.5 Desplazamiento máximo soporte B.

El desplazamiento máximo del soporte C es de **0.051** mm y de **0.001** mm en la parte inferior de los tres soportes como se muestra en la figura.

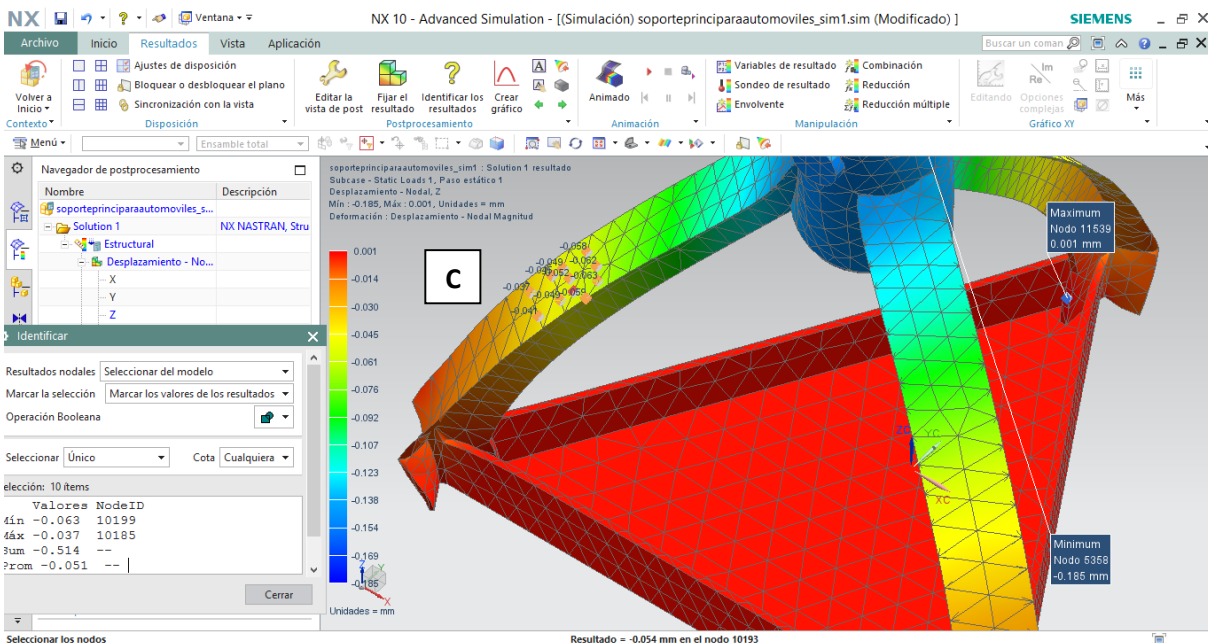


Fig. 4.5 Desplazamiento máximo soporte C.

El desplazamiento en el cuadro de acoplamiento al momento de aplicar la carga es de **0.188 mm**, esto en el punto que se muestra en la ilustración.

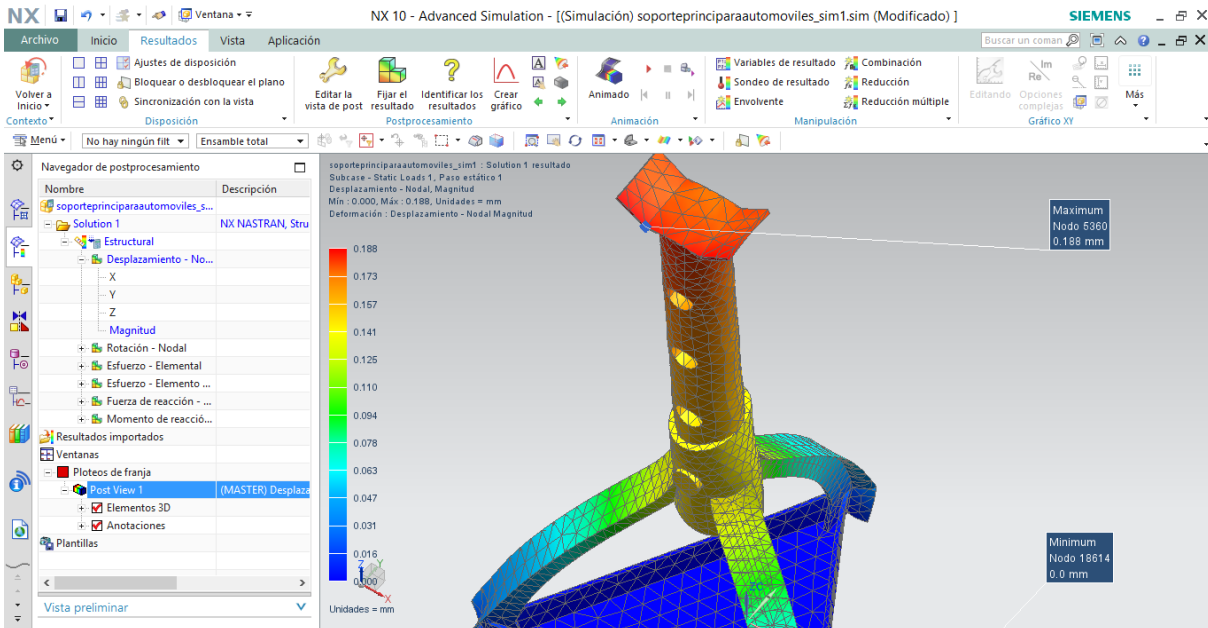


Fig. 5.5 Desplazamiento en cuadro de acoplamiento.

En el elemento 6646 -mostrado a continuación- se está ejerciendo un esfuerzo elemental máximo de **42.280 MPa**.

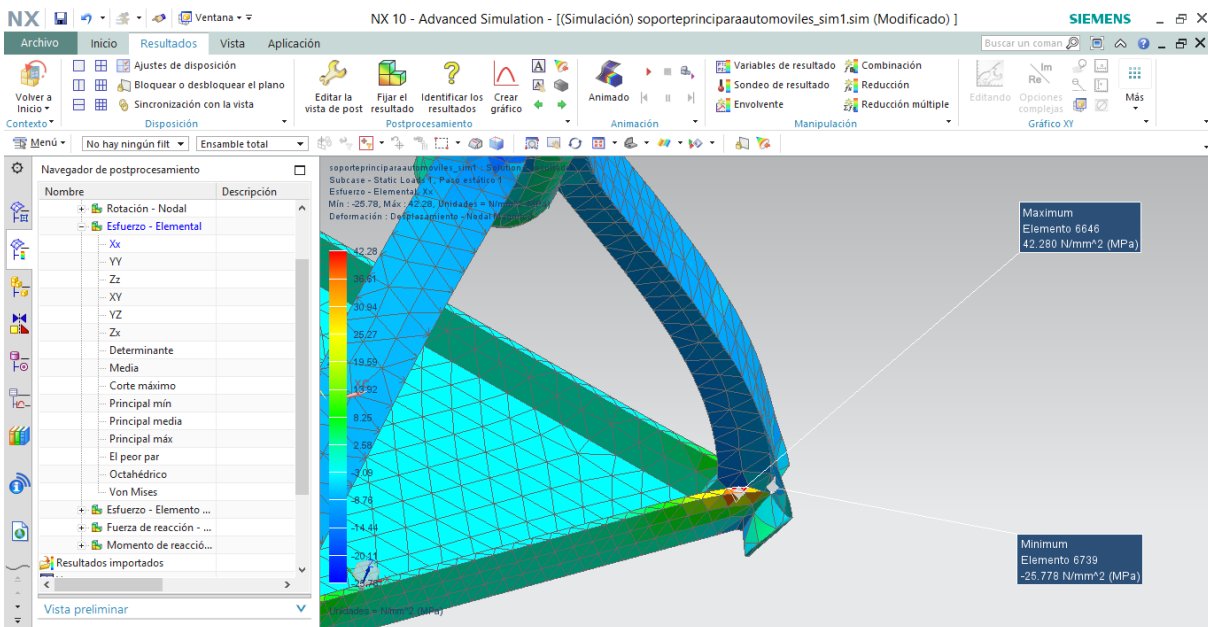


Fig. 6.5 Esfuerzo elemental máximo en punto 6646.

En la parte inferior de los soportes actúa un esfuerzo elemental máximo de **37.887** MPa.

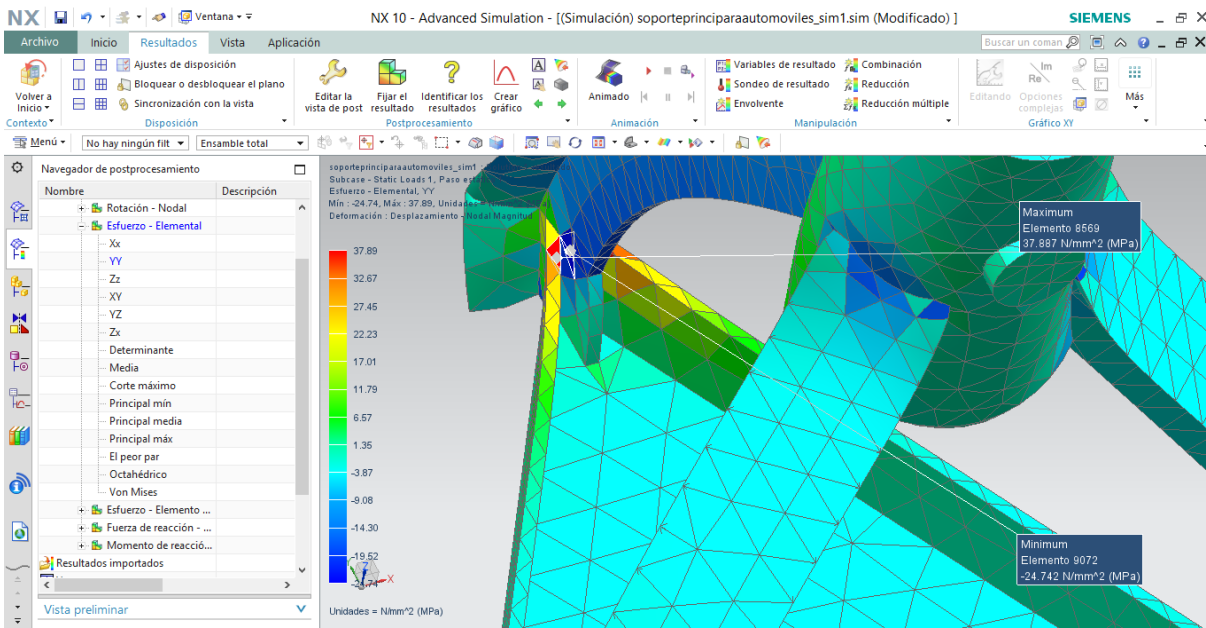


Fig. 7.5 Punto de esfuerzo máximo en base.

En la parte superior se encuentra un cilindro al cual están unidos los tres soportes principales de la base, en él se ejerce un esfuerzo elemental máximo de **22.712** MPa.

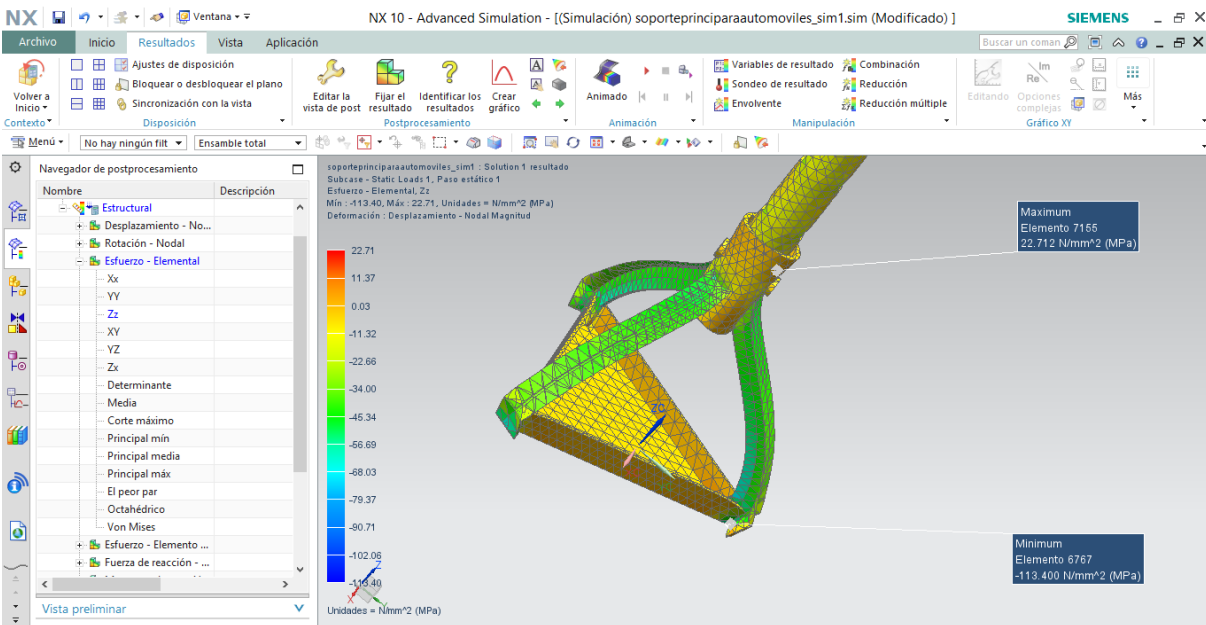


Fig. 8.5 Esfuerzo máximo en cilindro de base.

El esfuerzo elemental máximo a **compresión** de la estructura en los soportes principales es de **77.783 MPa**.

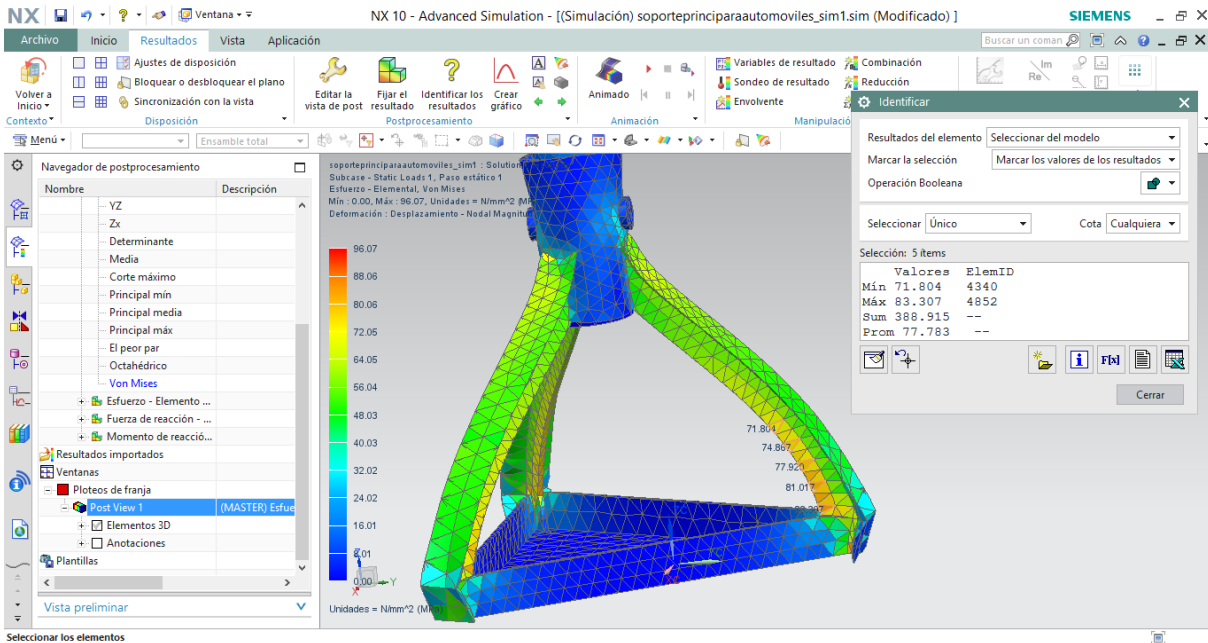


Fig. 9.5 Esfuerzo elemental máximo a compresión.

El esfuerzo elemental máximo a **tensión** de la estructura en los soportes principales es de **49.697 MPa**.

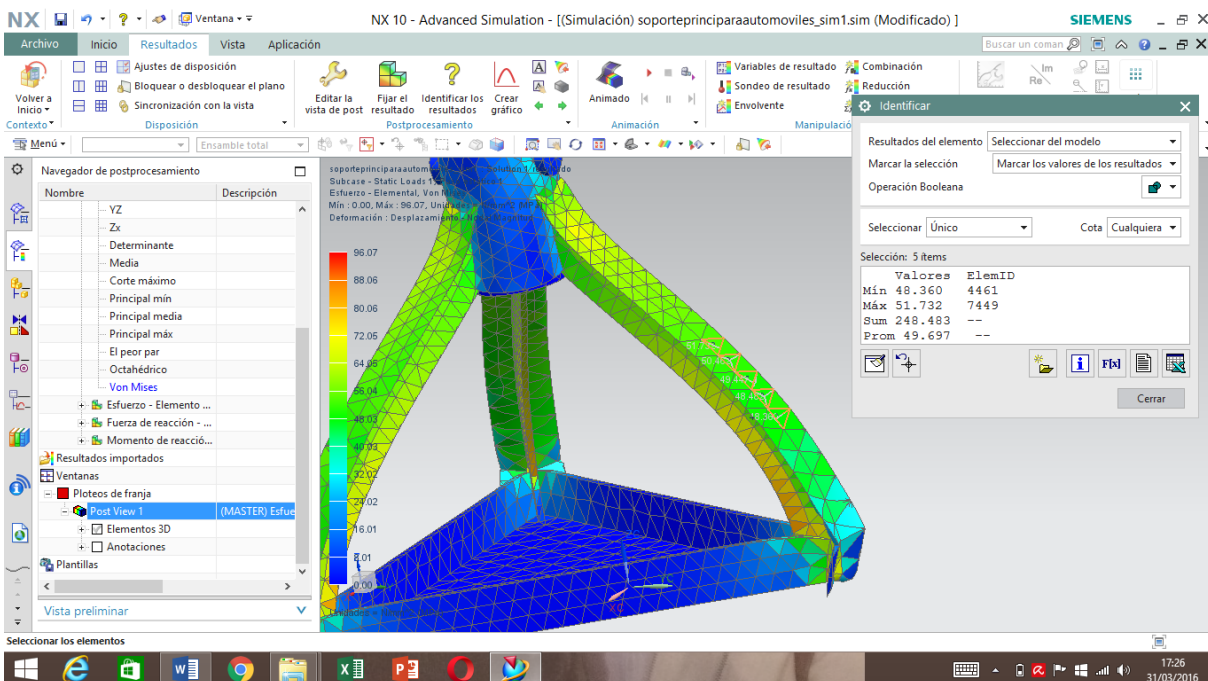


Fig. 10.5 Esfuerzo elemental máximo a tensión.

En los orificios pertenecientes a la barra sólida existe un desplazamiento máximo de **0.0154 mm**.

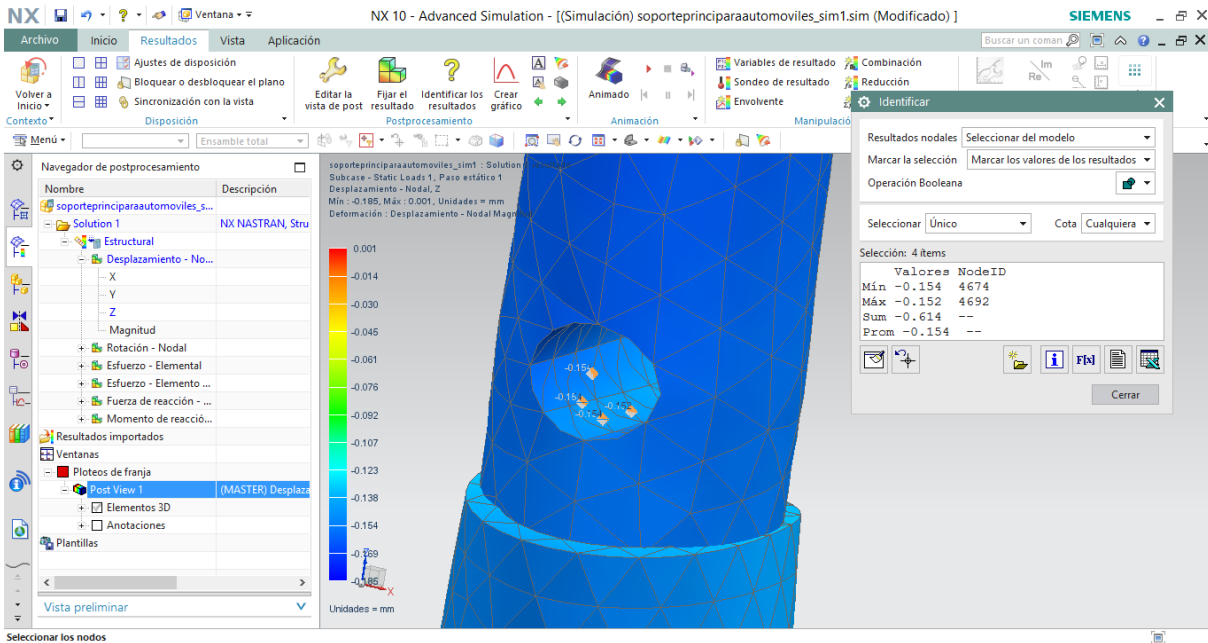


Fig. 11.5 Desplazamiento en orificio de cilindro.

Caso 2

En la siguiente ilustración se muestra el máximo esfuerzo de **1157.29 MPa** ejercido por la carga de una tonelada y media en la misma estructura pero sin la base.

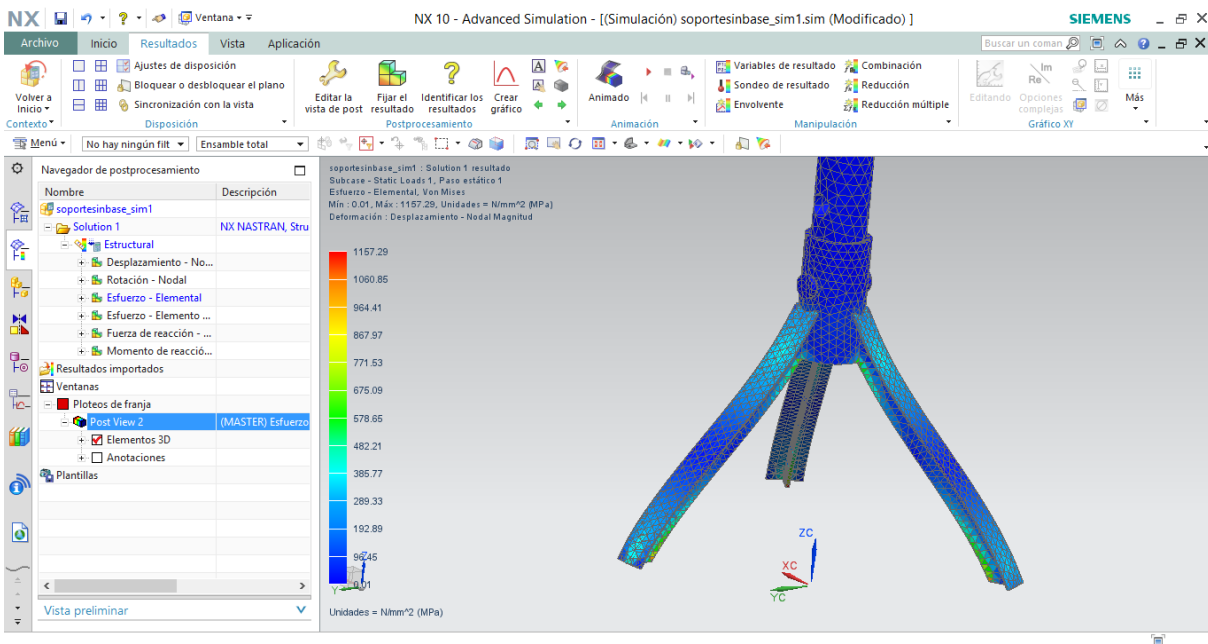


Fig. 12.5 Esfuerzo máximo en soporte sin base.

El desplazamiento máximo del soporte A es de **6.902 mm**.

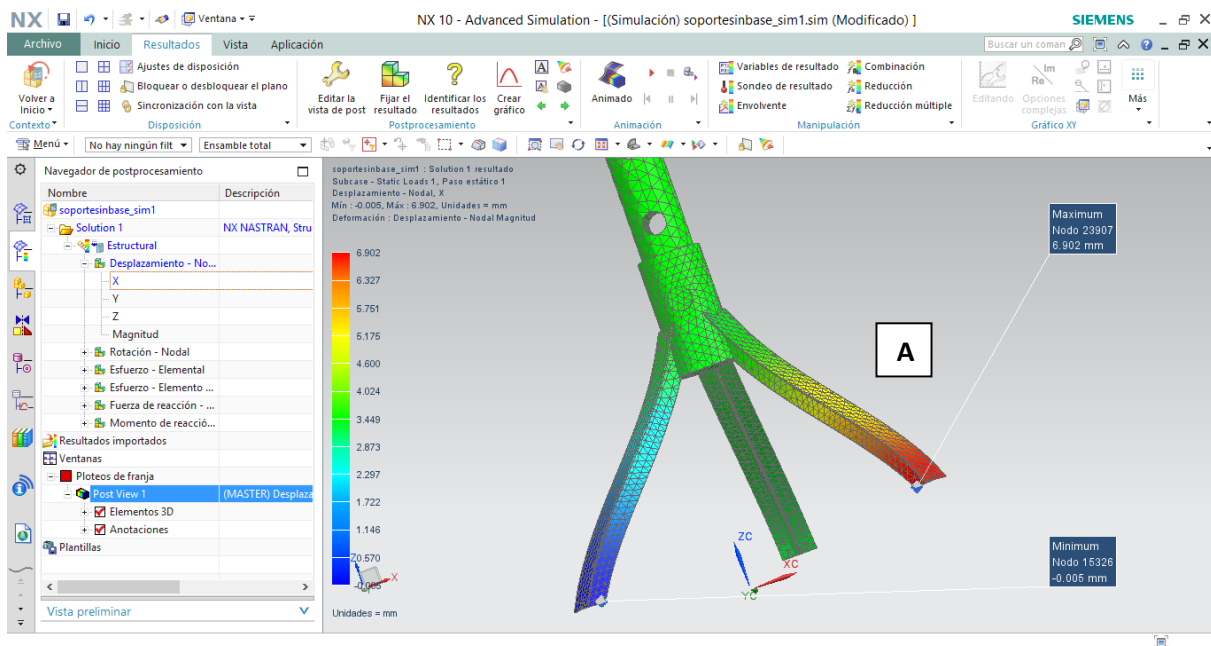


Fig. 13.5 Desplazamiento máximo en soporte A.

El desplazamiento máximo del soporte B es de **5.989 mm**.

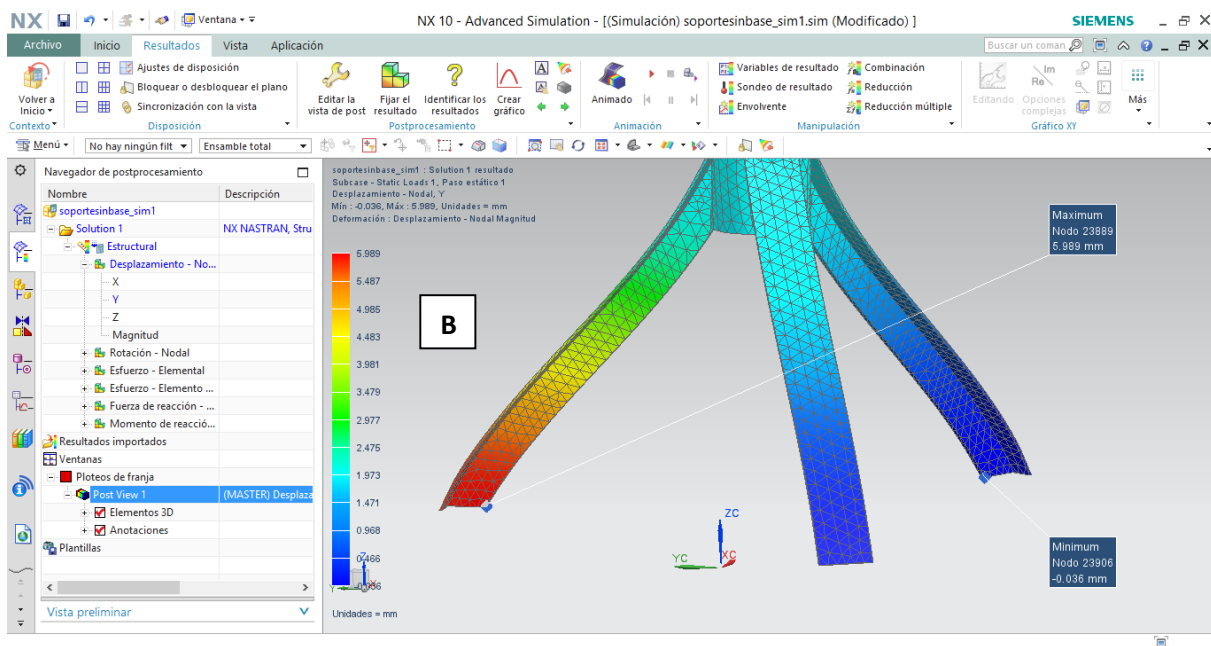


Fig. 14.5 Desplazamiento máximo en soporte B.

El desplazamiento máximo del soporte C en “z” es de **0.040** mm, y donde se lleva acabo el acoplamiento de **-2.339** mm.

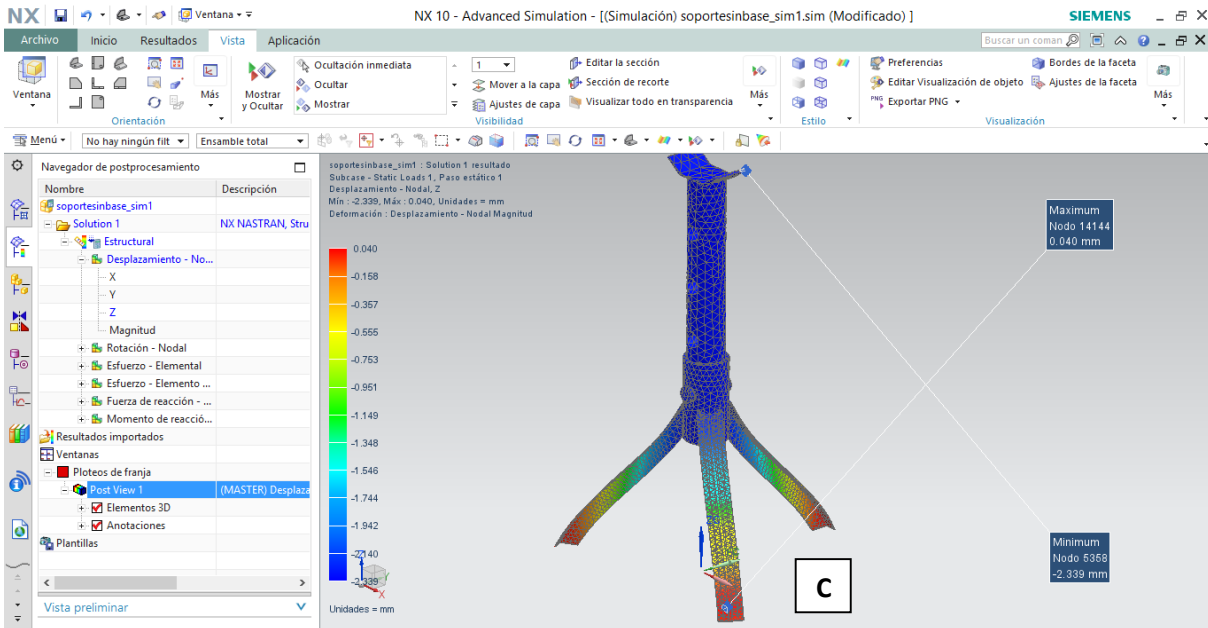


Fig. 15.5 Desplazamiento máximo en soporte C.

El máximo esfuerzo elemental se encuentra en los bordes de intersección entre el soporte y el cilindro secundario, correspondiente a **456.30 MPa**. (Soporte A)

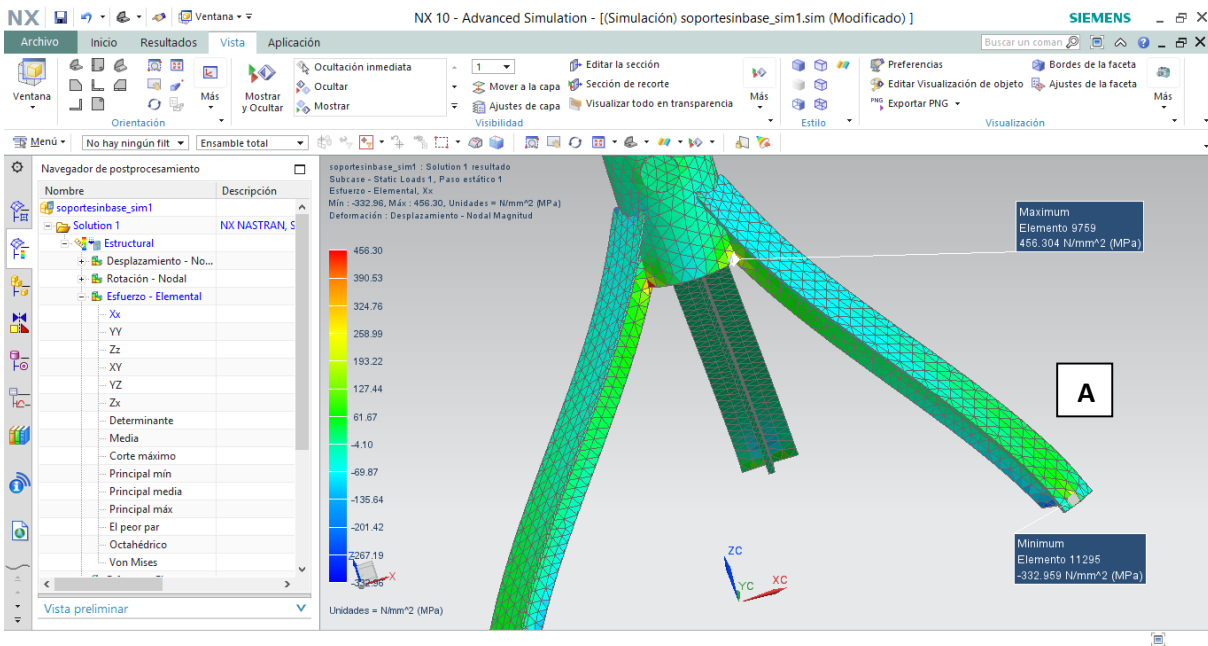


Fig. 16.5 Esfuerzo máximo en intersección entre soporte A y cilindro.

El máximo esfuerzo elemental que se encuentra en los bordes de intersección entre el soporte y el cilindro secundario es de **679.45 MPa**.

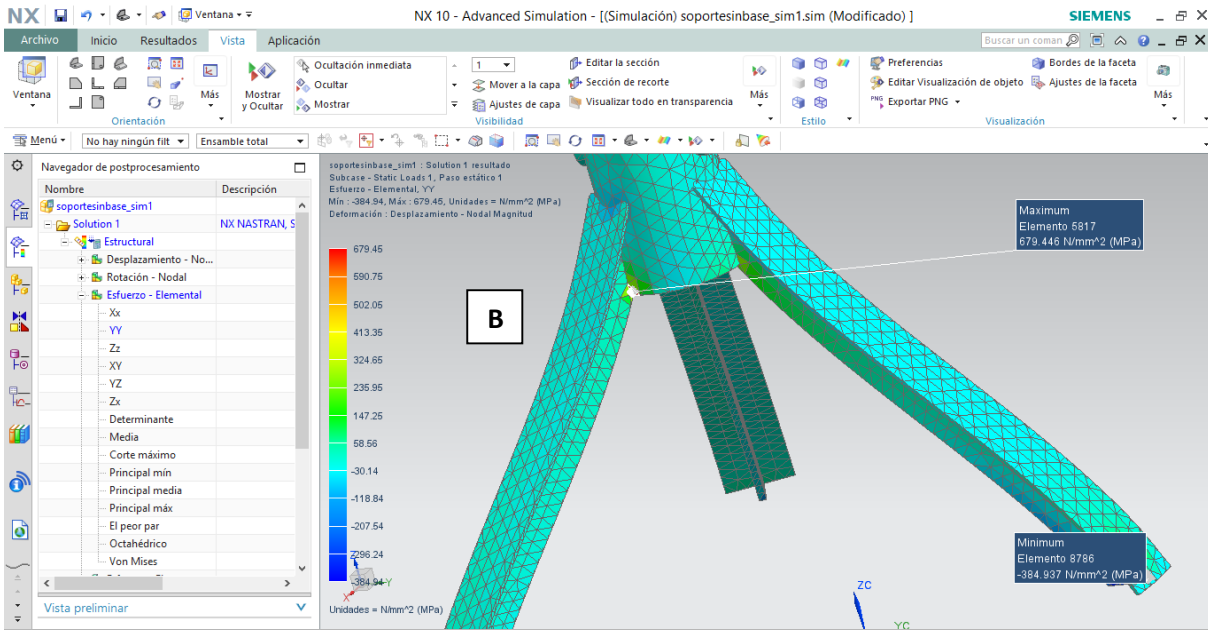


Fig. 17.5 Esfuerzo máximo en intersección entre soporte B y cilindro.

El esfuerzo elemental se concentra en un punto en la parte inferior de los soportes con un máximo de **626.34 MPa**.

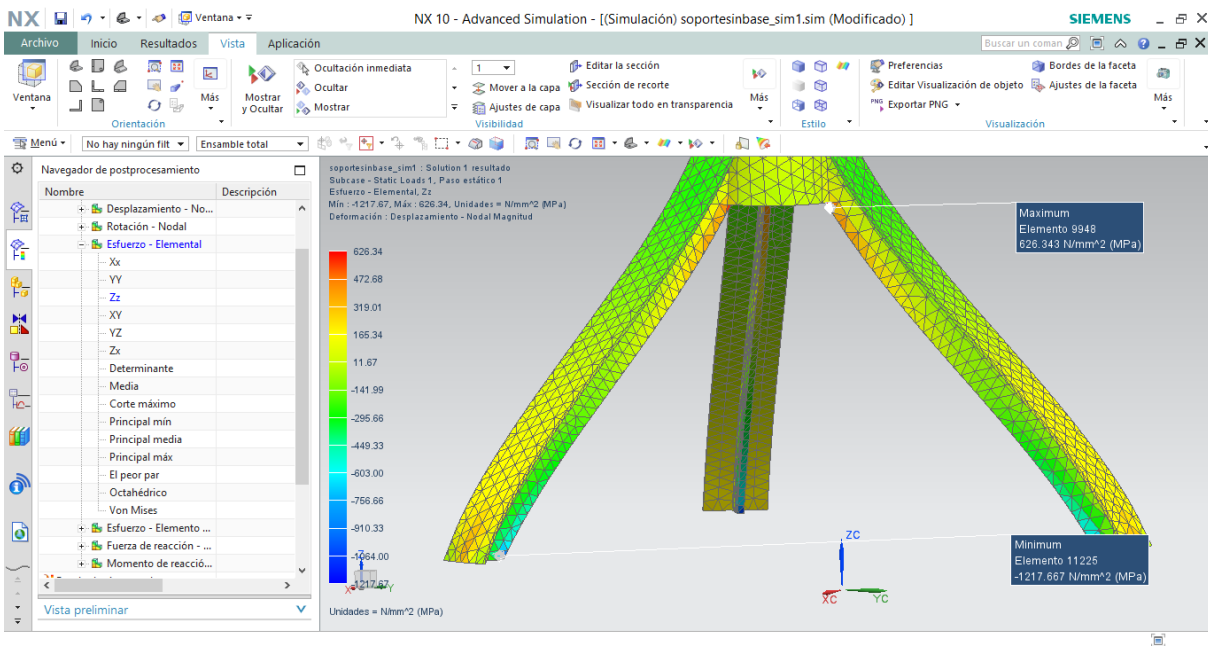


Fig. 18.5 Punto de esfuerzo máximo en soporte.

El esfuerzo promedio a **tensión** en la parte baja del soporte es de **308.388 MPa**.

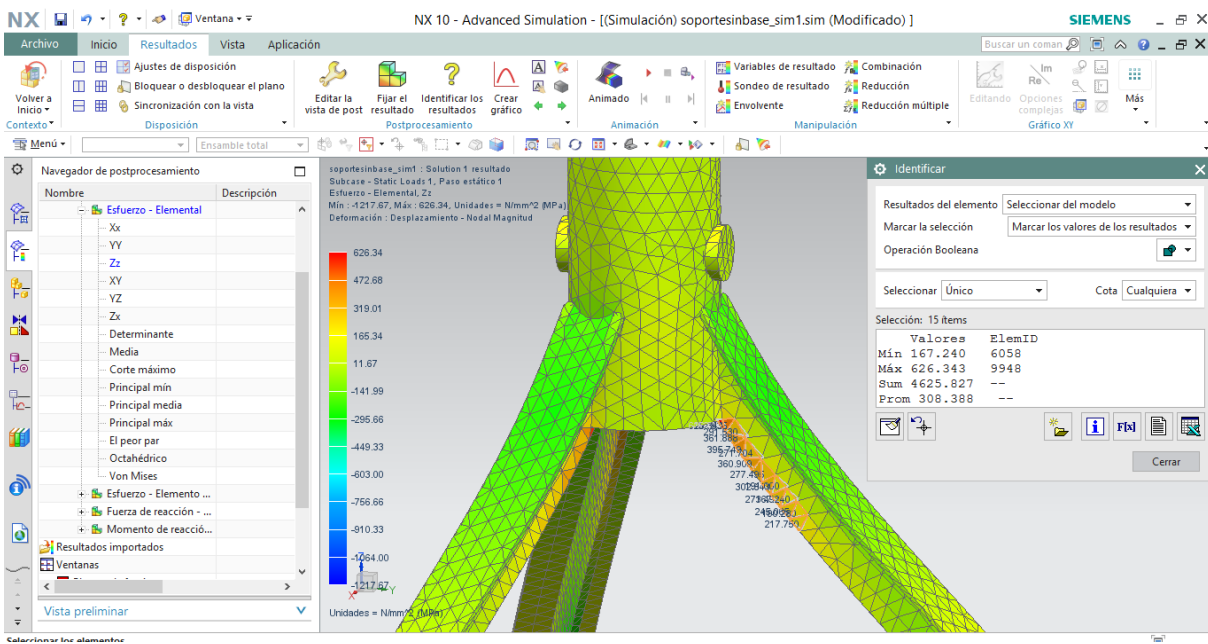


Fig. 19.5 Esfuerzo a tensión de soporte sin base.

El esfuerzo promedio a **compresión** en la parte superior del soporte es de **-232.354 MPa**.

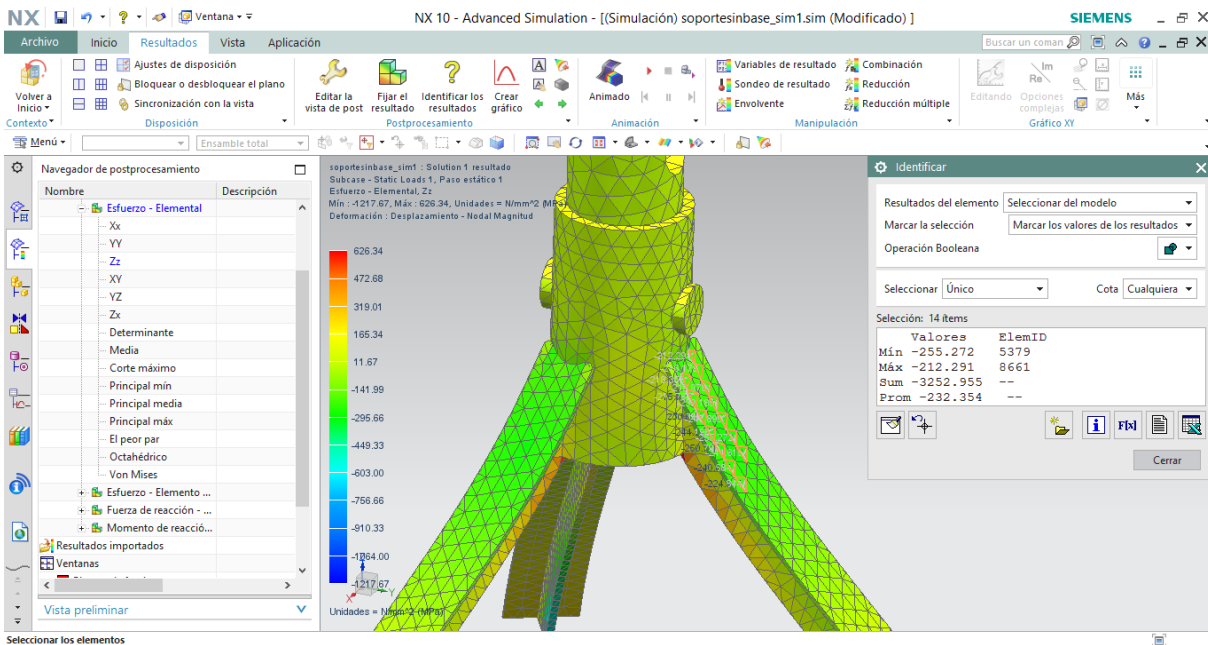


Fig. 20.5 Esfuerzo a compresión de soporte sin base.

La estructura soporta una carga de 1714.9 N tomando en cuenta que el límite elástico del material es de 135 000 KPa.

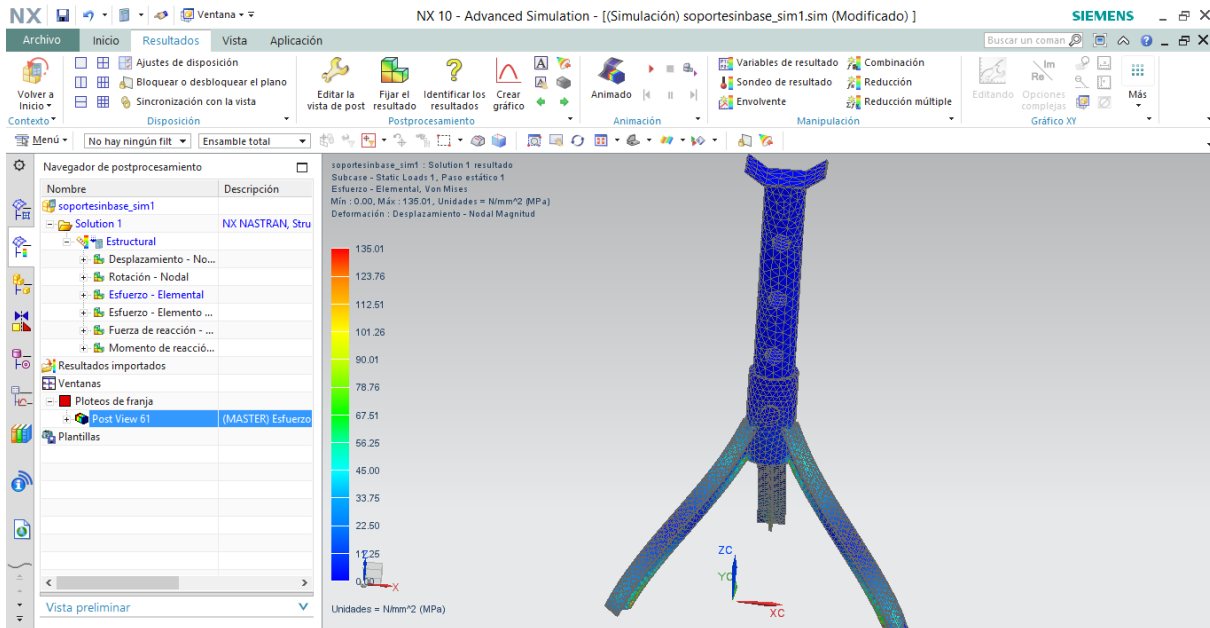


Fig. 21.5 Esfuerzo máximo en estructura sin base.

Conclusiones

Caso 1

A partir de los resultados arrojados por medio del factor de seguridad y Von Mises, se concluye que la estructura original soporta la tonelada y media aplicada.

$$\frac{\text{Límite elástico}}{\text{Esfuerzo elemental Von Mises}} = \frac{135 \text{ MPa}}{96.068 \text{ MPa}} = 1.40$$

Los segmentos de mayor concentración de esfuerzos a tensión se encuentran en la parte inferior del soporte principal, con un valor promedio de 77.783 MPa, y a compresión 49.697 MPa, con un punto de esfuerzo máximo de 96.068 MPa en la intersección del soporte y la base. La fuerza provoca que los soportes se desplacen 0.047 mm, menos de una décima parte de milímetro y el orificio del perno -0.0154 mm. En cuanto al cuadro de acoplamiento, éste sufre un desplazamiento de 0.188 mm.

Caso 2

La estructura sin base no soporta la carga de una tonelada y media.

$$\frac{\text{Límite elástico}}{\text{Esfuerzo elemental Von Mises}} = \frac{135 \text{ MPa}}{1157.29 \text{ MPa}} = 0.1$$

El esfuerzo máximo es de 1157.29 MPa y se encuentra en la parte inferior de las patas de la estructura; debido a la carga, éstas sufren un desplazamiento promedio de 6.44 mm. Los esfuerzos máximos elementales se encuentran en los bordes de intersección entre el soporte y el cilindro secundario y son de 587.36 MPa. (Soporte A, B, C). Entre las intersecciones de dichos soportes existe un punto que une a ambos y es donde se concentra el mayor esfuerzo de 626.34 MPa.

Los esfuerzos a tensión son de 308.388 MPa y los de compresión de 232.354 MPa.

Este sistema soporta 174.81 Kg o 1714.9 N en donde se ejerce una fuerza máxima en la estructura de 135 MPa.

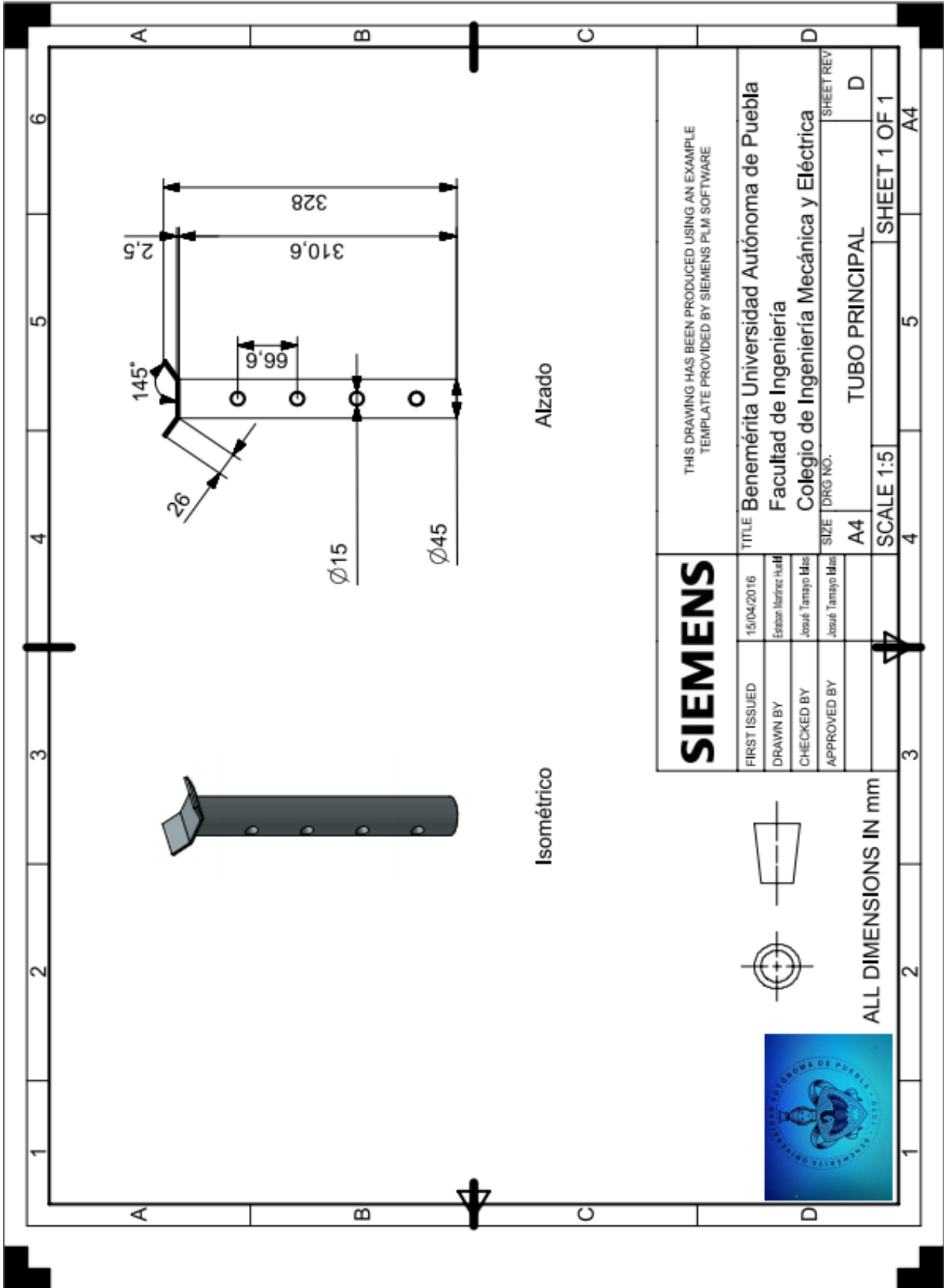
$$\frac{\text{Límite elástico}}{\text{Esfuerzo elemental Von Mises}} = \frac{135 \text{ MPa}}{135 \text{ MPa}} = 1$$

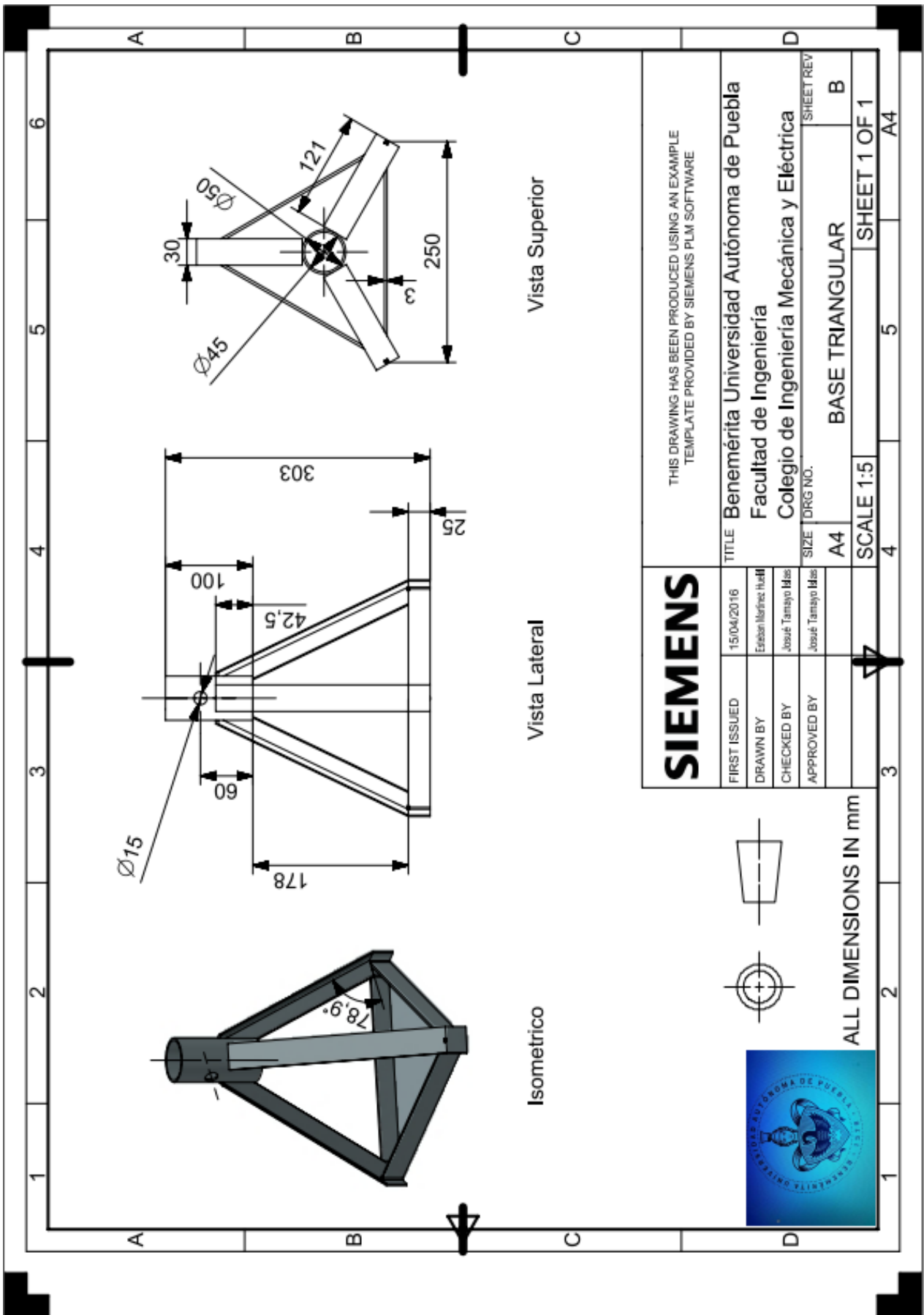
Con base en lo anterior, se deduce que no se debe modificar ninguna parte del soporte mecánico para automóviles, ya que al hacerlo se reduce

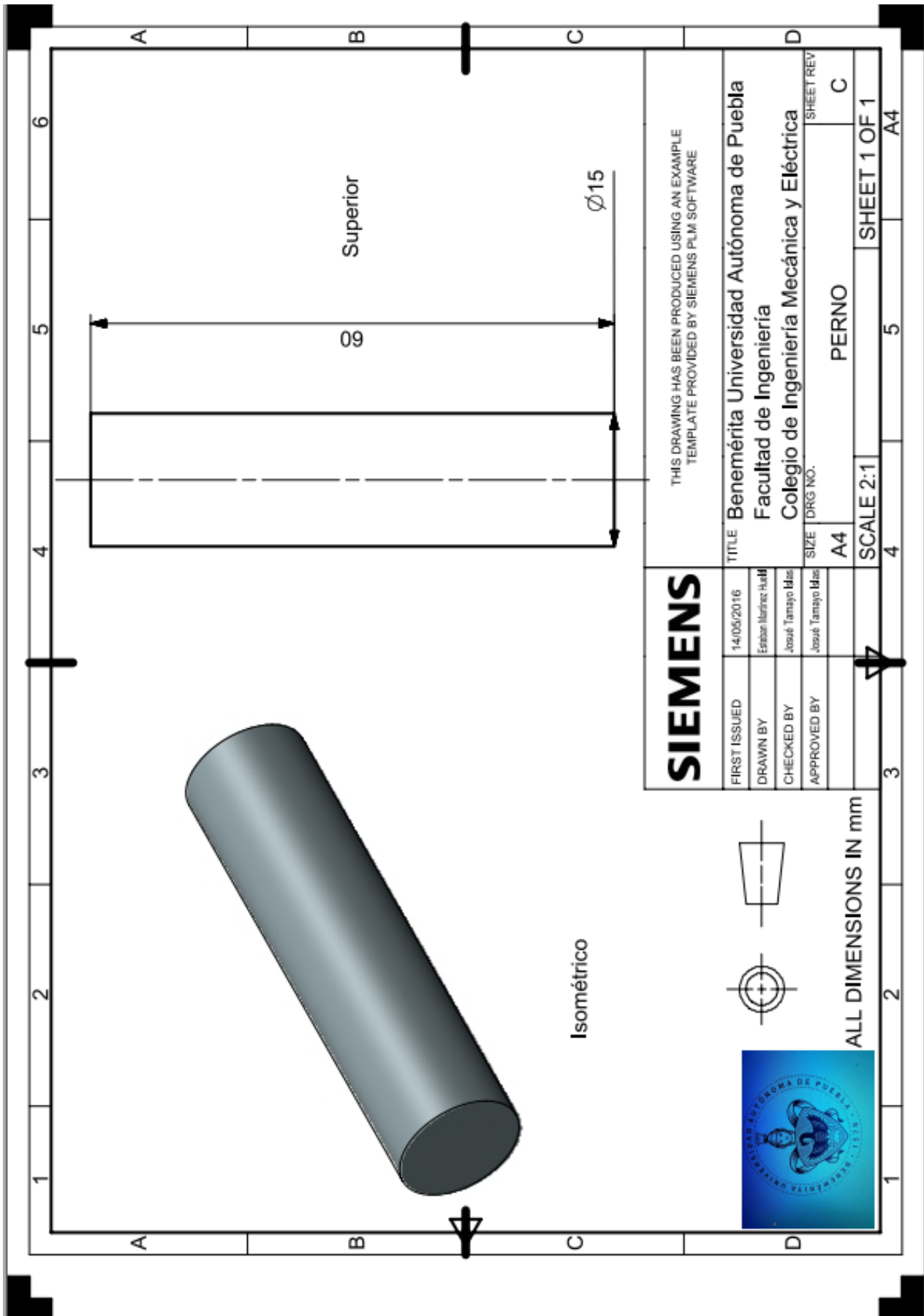
considerablemente la funcionalidad y seguridad que proporciona el equipo. Por lo tanto, de los 1500 kilogramos que soportaba el mecanismo, se percibió una disminución a 174.81 kilogramos por el hecho de quitar la base, que se traduce en una pérdida del 88.34% menos que el original con respecto al peso que resistía.

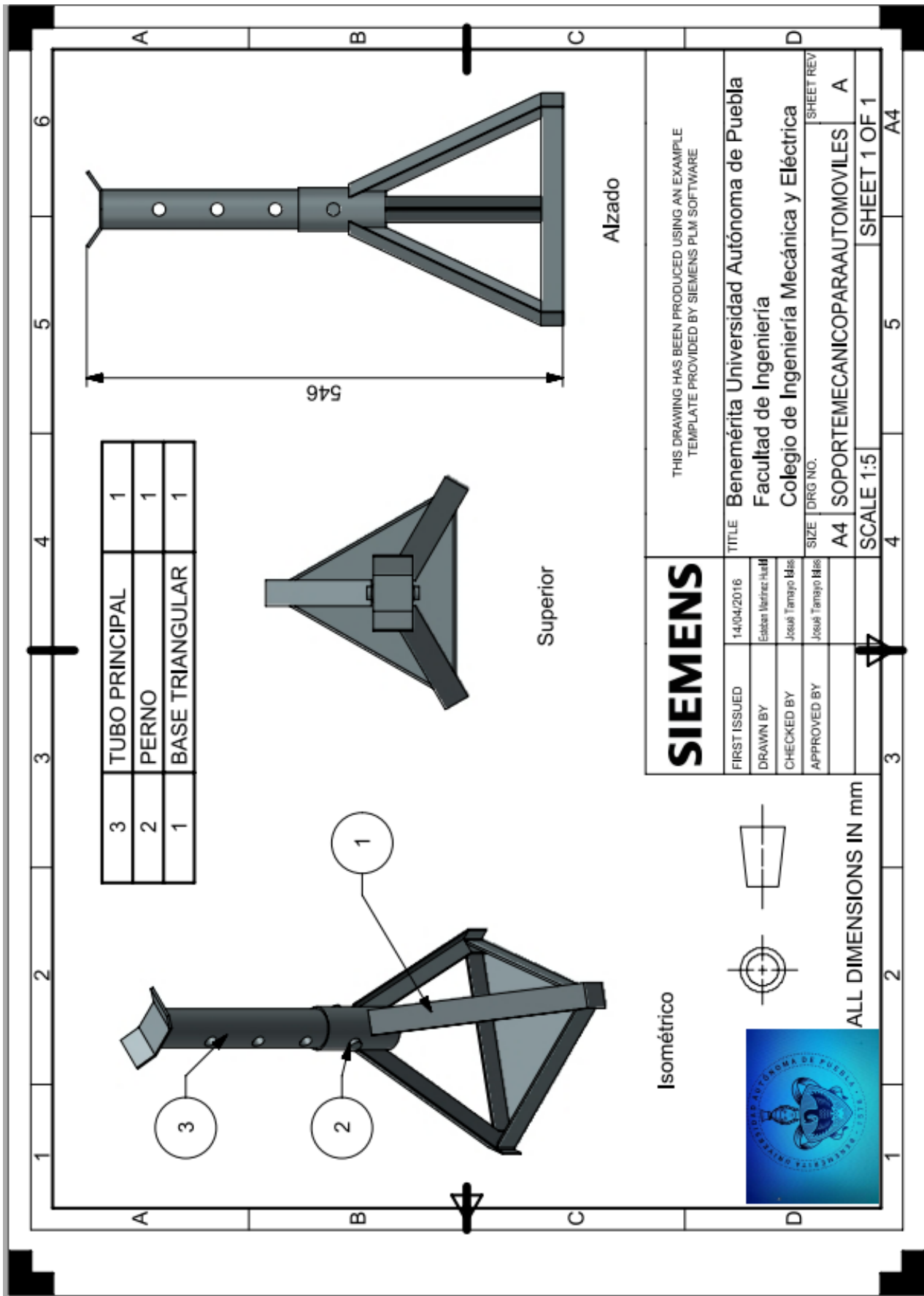
ANEXOS

Anexo 1









BIBLIOGRAFÍA

A. J. Durelli., (1968) aplicaciones del ANALISIS DE ESFUERZOS (APPLIED STRESS ANALYSIS). 1ª. Edición en español. CECSA.

Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett., (2012) Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Novena edición. Mc Graw Hill.

James M. Gere y Barry J. Goodno, (2009) Mecánica de materiales. Séptima edición. EE.UU.CENGAGE Learning.

SITIOS WEB

<http://www.taringa.net/posts/autos-motos/5147784/Gato-hidraulico-problemas-y-soluciones.html>

http://www.bdigital.unal.edu.co/794/3/163_-_2_Capi_1.pdf

http://www.ehowenespanol.com/sucede-rotulas-automovil-rompen-info_134925/

<http://noticias.coches.com/consejos/25-averias-mas-habituales-coches/154136>