

Universidad Internacional del Ecuador



Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz

ARTÍCULO DE INVESTIGACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ

**Tema:**

Análisis mecánico y optimización topológica de un brazo de biela del motor J20A empleando herramientas CAD/CAE para mejorar resistencia física e inercia dinámica.

Wilson Javier Juna Chinchuña

**Director:** Ing. Miguel Granja

**Quito, junio 2022**

## **Certificación (ACUERDO DE CONFIDENCIALIDAD)**

Yo, Wilson Javier Juna Chinchuña, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional, y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Internacional del Ecuador puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normatividad Institucional vigente.



---

**Wilson Javier Juna Chinchuña**

Yo, Ing. Miguel Granja, en calidad de director del Artículo de Titulación: Análisis mecánico y optimización topológica de un brazo de biela del motor J20A empleando herramientas CAD/CAE para mejorar resistencia física e inercia dinámica. Documento desarrollado por Wilson Javier Juna Chinchuña, estudiante de la carrera de la Ingeniería Mecánica Automotriz. Doy por aprobada la redacción final del documento escrito para que prosiga con los trámites correspondientes a la sustentación de la Defensa Oral.



---

**Ing. Miguel Granja**

**Director Técnico del Trabajo de Grado**

## **DEDICATORIA**

Dedico este artículo a:

A Dios por permitirme llegar hasta a ser quien soy ahora, por brindarme las fuerzas necesarias para seguir en adelante, por guiarme a ser alguien mejor, y especialmente por seguir manteniendo a mis padres junto a mí.

A mis Padres por ser guía y apoyo constante en mi vida, por demostrar ese cariño y amor especiales de muchas formas.

A mi Padre por enseñarme que hay que seguir en adelante frente a las adversidades, que si nos caemos es para aprender a levantarnos. Por ser un gran ejemplo de persona, por apoyarme y guiarme en cada momento de mi vida.

A mi Madre por el cariño, afecto y apoyo sincero e incondicional. Agradezco infinitamente por el trabajo arduo que realiza junto a mi padre, por el cual he podido superarme.

A mi Madrina Dra. Ana Marçayata que por ser esa luz que ha permitido tomar las decisiones y acciones correctas. Por sus bondadosos y sabios consejos.

A mis estimados profesores, por su sabiduría impartida, la confianza y paciencia hacia mi persona, durante mi formación profesional.

***Wilson Javier Juna***

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por la oportunidad de lograr este gran hito en mi vida. Por habernos brindado la vida, la salud y el trabajo a mis padres, a mi madrina y a mi persona. Por las bendiciones y guías, gracias a las cuales he podido superarme.

A mis Padres por ser la guía fundamental en mi vida, por apoyarme moral y económicamente, por corregirme cuando cometo errores, y por aconsejarme para tomar las mejores decisiones.

A mi Madrina Anita por su valioso apoyo moral y sabio consejo. Que la considero como mi segunda madre, y junto a mis padres son las únicas personas en las que más confío en esta vida.

A la UIDE que me acogió, brindándome la oportunidad de seguir en adelante con mis estudios. A mis apreciados profesores por sus grandes enseñanzas que abarcaron mi formación tanto humana como profesional, y que han aportado a lograr este gran proyecto de vida.

*Wilson Javier Juna*

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN .....	1
1. INTRODUCCIÓN .....	2
1.1. Planteamiento, formulación y sistematización del problema .....	3
1.2. Objetivo general .....	4
1.3. Objetivos específicos.....	4
1.4. Delimitaciones.....	5
1.4.1. Delimitación temporal .....	5
1.4.2. Delimitación geográfica .....	6
1.5. Hipótesis o alcance .....	6
2. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1. Motor J20A.....	6
2.2. Materiales empleados en los brazos de biela.....	7
2.3. Clasificación de bielas.....	7
2.4. Fuerza de explosión de un MCIA de ciclo Otto .....	8
2.4.1. Gasolinas Extra y Súper .....	8
2.4.2. Modelo termodinámico ciclo Otto.....	8
2.4.3. Presión indicada (p.m.i.).....	10
2.5. Dinámica y esfuerzos del mecanismo biela – manivela.....	10
2.6. Optimización estructural topológica y de forma .....	11
2.6.1. Proceso de optimización.....	11
2.6.2. Conceptos y magnitudes de la optimización topológica .....	12
2.6.3. Optimización topológica en la industria automotriz .....	12
3. MATERIALES Y MÉTODOS .....	14
3.1. Vehículo .....	14
3.2. Datos.....	14
3.3. Biela.....	15
3.3.1. Material.....	15
3.3.2. Dimensionamiento.....	16
3.4. Metodología de diseño .....	16

4. RESULTADOS.....	18
4.1. Optimización topológica .....	18
4.2. Resistencia mecánica.....	18
4.3. Análisis y discusión de resultados.....	18
5. CONCLUSIONES .....	20
6. RECOMENDACIONES .....	24
7. REFERENCIAS .....	25
ANEXOS .....	29

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Tipos de optimización estructural: a) Optimización de forma y tamaño, b) Optimización de Forma, y c) Optimización topológica. ....	3
<b>Figura 2.</b> Tres formas de bielas para automoción.....	8
<b>Figura 3.</b> Diagrama presión / volumen del ciclo Otto .....	8
<b>Figura 4.</b> Proceso de optimización topológica y de forma. ....	12
<b>Figura 5.</b> Proceso de optimización topológica: a) creación de espacio de diseño, b) aplicación de condiciones de carga, c) Generación de estructura ideal, d) Refinamiento de geometría. ...	14
<b>Figura 6.</b> Medida de presión del motor J20A .....	14
<b>Figura 7.</b> Biela original del motor J20A.....	16
<b>Figura 8.</b> Metodología de optimización.....	16
<b>Figura 9.</b> Metodología de análisis estático .....	17
<b>Figura 10.</b> Metodología de estudio de optimización de topología .....	17
<b>Figura 11.</b> Biela OEM sin optimizar .....	18
<b>Figura 12.</b> Biela optimizada topológicamente con 10% de reducción de masa .....	18
<b>Figura 13.</b> Factor de seguridad de Biela Original.....	19
<b>Figura 14.</b> Factor de seguridad de: a) Biela Optimizada I, b) Biela Optimizada II.....	19
<b>Figura 15.</b> Variación porcentual de resultados estáticos de la Biela Optimizada I con respecto a la Biela Original.....	19
<b>Figura 16.</b> Variación porcentual de resultados estáticos de la Biela Optimizada II con respecto a la Biela Original.....	20

## ÍNDICE DE ECUACIONES

<b>Ecuación 1.</b> Presión de compresión.....	9
<b>Ecuación 2.</b> Temperatura de compresión.....	9
<b>Ecuación 3.</b> Flujo másico de aire.....	9
<b>Ecuación 4.</b> Temperatura de explosión.....	9
<b>Ecuación 5.</b> Presión de explosión.....	9
<b>Ecuación 6.</b> Presión de escape.....	10
<b>Ecuación 7.</b> Temperatura de escape.....	10
<b>Ecuación 8.</b> Temperatura de admisión.....	10
<b>Ecuación 9.</b> Grado de elevación de presión.....	10
<b>Ecuación 10.</b> Presión media indicada.....	10
<b>Ecuación 11.</b> Potencia indicada.....	10
<b>Ecuación 12.</b> Fuerza media del émbolo.....	10
<b>Ecuación 13.</b> Fuerza de biela según el grado de inclinación del cigüeñal.....	10
<b>Ecuación 14.</b> Esfuerzo debido a la fuerza axial.....	11
<b>Ecuación 15.</b> Factor de seguridad considerando esfuerzos: experimental y de fuerza de gas..	11

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Nomenclatura de los procesos termodinámicos del ciclo Otto.....	8
<b>Tabla 2.</b> Nomenclatura de las variables que componen las ecuaciones termodinámicas .....	9
<b>Tabla 3.</b> Ecuaciones de un proceso de ciclo Otto .....	9
<b>Tabla 4.</b> Especificaciones técnicas .....	14
<b>Tabla 5.</b> Datos para cálculo de la fuerza de explosión .....	14
<b>Tabla 6.</b> Parámetros de entrada al software CAD/CAE .....	15
<b>Tabla 7.</b> Análisis químico del acero SAE/AISI 1215 .....	15
<b>Tabla 8.</b> Ensayo experimental a compresión .....	15
<b>Tabla 9.</b> Ensayo experimental a tracción.....	15
<b>Tabla 10.</b> Ensayo de Dureza BRINELL .....	16
<b>Tabla 11.</b> Áreas de secciones transversales de la biela original .....	16
<b>Tabla 12.</b> Datos de convergencia de optimización .....	18
<b>Tabla 13.</b> Resultados de estudio estático de bielas: Original, Optimizada I, y Optimizada II .	18

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>Anexo 1.</b> Cálculos termodinámicos.....	29
<b>Anexo 2.</b> Cálculo de fuerza de explosión sobre el émbolo en punto muerto superior.....	32
<b>Anexo 3.</b> Determinación de fuerza de biela con émbolo en PMS y máxima.....	33
<b>Anexo 4.</b> Cálculo de secciones transversales del cuerpo de biela original .....	36
<b>Anexo 5.</b> Análisis de la Biela original.....	37
<b>Anexo 6.</b> Análisis de la Biela Optimizada I al 10% .....	48
<b>Anexo 7.</b> Análisis de la Biela Optimizada II al 5%.....	51
<b>Anexo 8.</b> Planos de la biela original perteneciente al motor J20A.....	54
<b>Anexo 9.</b> Planos de la biela topológicamente optimizada al 10% de reducción de masa perteneciente al motor J20A.....	55
<b>Anexo 10.</b> Planos de la biela topológicamente optimizada al 5% de reducción de masa perteneciente al motor J20A.....	56
<b>Anexo 11.</b> Resultados de análisis estático de biela original.....	57
<b>Anexo 12.</b> Resultados de análisis estático de biela topológicamente optimizada al 10% de reducción de masa .....	71
<b>Anexo 13.</b> Resultados de análisis estático de biela topológicamente optimizada al 5% de reducción de masa .....	85
<b>Anexo 14.</b> Certificación física de calibración del Equipo Universal .....	99
<b>Anexo 15.</b> Certificado de calibración de equipo de espectrometría de metales.....	100
<b>Anexo 16.</b> Certificado de calibración de equipo de ensayos universal .....	101
<b>Anexo 17.</b> Documento de la recepción de la probeta para ensayo por espectrometría .....	102
<b>Anexo 18.</b> Informe de resultados del ensayo de espectrometría por rayos x .....	105
<b>Anexo 19.</b> Documentos de recepción, identificación, y almacenamiento de probeta según norma ASTM E1085 .....	109
<b>Anexo 20.</b> Informes de resultados del ensayo de compresión .....	113
<b>Anexo 21.</b> Documento de almacenamiento de muestra para ensayos de tracción y dureza ...	117
<b>Anexo 22.</b> Informe de resultados del ensayo de Dureza Brinell .....	119
<b>Anexo 23.</b> Informes de resultados del ensayo de tracción .....	122

# ANÁLISIS MECÁNICO Y OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA DE UN BRAZO DE BIELA DEL MOTOR J20A EMPLEANDO HERRAMIENTAS CAD/CAE PARA MEJORAR RESISTENCIA FÍSICA E INERCIA DINÁMICA

*Ing. Miguel Granja*

*Ingeniería Automotriz Universidad Internacional del Ecuador*

*Wilson Juna*

## RESUMEN

Se debe tener en cuenta que los fabricantes automotrices se enfocan en mejorar cada vez más la eficiencia o rendimiento de los motores de combustión interna alternativos (M.C.I.A), donde tanto los motores por encendido provocado (M.E.P) como los de encendido por compresión (M.E.C), buscan aprovechar la mayor cantidad de energía potencial química contenida en el combustible, por lo que se propone diseñar un elemento sólido a través de la optimización topológica, mediante la herramienta FEM del software CAD/CAE SolidWorks, que permita conocer nuevos métodos y tendencias de desarrollo e ingeniería inversa en el ámbito automotriz; por lo se calcula la fuerza de explosión del motor bajo condiciones de fabricación normalizada, así como la presión de compresión, el cual es un dato necesario para iniciar los cálculos de motor, citándose la composición y esfuerzos experimentales de bielas OEM, mediante el empleo de modelos matemáticos, diseñándose con la ayuda de una herramienta CAD y analizando mediante el empleo de una herramienta tipo CAE; por lo que mediante el empleo de la biela simula con Acero SAE/AISI 1215, caracterizándolo bajo norma ASTM E1085, realizándose un estudio estático y posteriormente la optimización topológica; visualizándose mediante la optimización de 2 bielas el análisis en cada una dando factores de seguridad cercanos al original, después del rediseño con una reducción de hasta el %5 de masa, la cual se da por mantener los refuerzos estructurales que coinciden en las áreas a 1/3 y 2/3 del cuerpo de biela, evitándose el pandeo interno de las secciones más externas del cuerpo de biela, permitiendo mejorar el consumo de combustible incrementándose la autonomía de la batería hasta en un 13.7%.

**Pablara clave:** motores de combustión interna, encendido por compresión, encendido provocado, optimización topológica, factor de seguridad

## ABSTRACT

It should be noted that automotive manufacturers are increasingly focused on improving the efficiency or performance of reciprocating internal combustion engines (MCIA), where both provoked ignition (MEP) and compression ignition (MEC) engines, take advantage of the greatest amount of chemical potential energy contained in the fuel, so it is proposed to design a solid element through topological optimization, using the FEM tool of the CAD / CAE SolidWorks software, which allows new methods and development trends to be known and reverse engineering in the automotive field; Therefore, the explosion force of the engine is calculated under normalized manufacturing conditions, as well as the compression pressure, which is a necessary data to start the engine calculations, citing the composition and experimental efforts of OEM connecting rods, through the use of mathematical models, being designed with the help of a CAD tool and analyzed using a CAE-type tool; Therefore, by using the connecting rod, it simulates with SAE / AISI 1215 Steel, characterizing it under the ASTM E1085 standard, carrying out a static study and later the topological optimization; visualizing through the optimization of 2 connecting rods the analysis in each one giving safety factors close to the original, after the redesign with a reduction of up to% 5 in mass, which is given by maintaining the structural reinforcements that coincide in the areas at 1 / 3 and 2/3 of the connecting rod body, avoiding internal buckling of the outermost sections of the connecting rod body, allowing to improve fuel consumption by increasing battery autonomy by up to 13.7%.

**Keywords:** internal combustion engines, compression ignition, provoked ignition, topological optimization, safety factor

## 1. INTRODUCCIÓN

Los fabricantes automotrices se enfocan en mejorar cada vez más la eficiencia o rendimiento de los motores de combustión interna alternativos (M.C.I.A), donde tanto los motores por encendido provocado (M.E.P) como los de encendido por compresión (M.E.C), buscan aprovechar la mayor cantidad de energía potencial química contenida en el combustible, en forma de trabajo producido por el motor, teniendo en claro que cuando el trabajo es menor que la energía consumida, donde la diferencia se considera como pérdida o energía inútil. [1]

La industria automotriz actualmente se enfoca en la eficiencia energética, en los vehículos tanto electrificados como los de motor de combustión interna alternativos (M.C.I.A.), esto debido a la preocupación sobre el coste energético y la contaminación ambiental. Europa es uno de los Continentes primordiales donde se han elaborado normas estrictas para el control de emisiones contaminantes, denominadas EURO. Aplicadas sobre el desarrollo de nuevas tecnologías, con la finalidad de minimizar la huella de carbono. Esto reduciendo el peso de los elementos del vehículo; y sustituyendo materiales tradicionales como el acero, por otros más ligeros como el aluminio y el magnesio. Así la influencia de la masa del vehículo con relación al consumo de combustible depende más de la configuración y diseño del motor. [2]

Los materiales ligeros se conciben como una forma de mejorar la eficiencia de consumo de combustible entre el 6 a 8% por cada 10% de reducción del peso, tornando a la vez a que los vehículos tanto eléctricos como a combustión sean más competitivos. Dando oportunidades de mejorar la eficiencia energética, la cuales se

obstaculizan por barreras tecnológicas asociadas con el rendimiento, la capacidad de fabricación y el costo.

Más del 85% de la energía química proveniente del combustible se desperdicia por ineficiencia térmica y mecánica; la cual se estima en una mejora del 6.8% según el consumo de combustible, el cual sirve para una reducción del 10% del peso del automóvil, cuando se redimensiona el motor manteniendo las características de rendimiento al original.

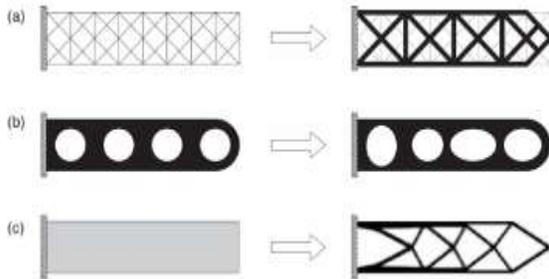
Eliminar peso puede tener un efecto sutil en la eficiencia energética, volviendo más competitivos a los vehículos: eléctricos (EV), de combustible alternativos (AFV) y convencionales de alta eficiencia, de la siguiente manera: 10% menos peso en un VE aumenta la autonomía de batería en un 13.7%, mientras que en un híbrido mejora en un 5.1% del consumo de combustible. [3]

El creciente interés de componentes ligeros, rentables, y que cumplan con los requisitos actuales de diseño como formas dinámicas y eficiencia de combustible; ha extendido la necesidad de aplicar nuevos enfoques en las etapas de diseño y fabricación; requiriendo con ello el uso de nuevas tecnologías y métodos para lograr productos altamente competitivos, donde el proceso de optimización estructural de diseño es una técnica que consiste en la distribución de material para producir piezas ligeras y resistentes; dividiendo en: optimización de tamaño de una estructura tipo armadura, optimización de forma y optimización topológica. [4]

La optimización topológica consiste en analizar el componente en simulación, bajo las siguientes condiciones: espacio de diseño, cargas mecánicas y térmicas, material y tecnología de fabricación, y reducción de costos de manufactura, con el

objetivo de mejorar la distribución del material en un espacio preestablecido. [5]

La optimización de forma es el proceso de rediseño basado en la modificación de la forma del componente, con la menor cantidad de material y cumpliendo requerimientos mecánicos y térmicos específicos. [6]



**Figura 1.** Tipos de optimización estructural: a) Optimización de forma y tamaño, b) Optimización de Forma, y c) Optimización topológica.

**Fuente:** [7]

Los procesos de optimización topológica y de forma se aplican de manera secuencial y mandatoria, con la finalidad de lograr esquemas de diseño maquinables y sin procesos adicionales que incrementen el tiempo de fabricación; donde el modelo influye sobre los costos del producto y el desempeño de la producción, calculando los esfuerzos y las vibraciones para lo cual se emplea el método de elementos finitos (Finite Element Method, FEM). [4]

La imperante necesidad de mejorar el rendimiento y aligeramiento de componentes del automóvil ha enfocado a la industria automotriz hacia nuevas técnicas, métodos y filosofía de diseño basados en la optimización y diseño generativo, para lo cual se emplean softwares de tipo CAD, CAE y CAM.

La reducción de peso y la redistribución geométrica de masas en componentes del vehículo en pro de la eficiencia energética y de la mejora del

rendimiento en condición de operación, son aspectos que forman parte del presente estudio a través del diseño mediante una optimización estructural topológica y de forma, aplicando como variables de entrada: las fuerzas, la configuración geométrica, las propiedades y composición del material de la pieza.

Con el objeto de conocer analítica y virtualmente cómo se comportan los esfuerzos de un elemento sólido al momento de utilizar materiales, como la biela. El presente estudio de optimización estructural se sustenta en la simulación de esfuerzos en la biela original mediante FEM en el software CAD/CAE; para luego optimizar topológicamente el diseño en términos de resistencia, distribución del material, peso y volumen; empleando estudios correlacionados con la obtención de un nuevo diseño de biela mejorada y manufacturable por métodos convencionales.

## **1.1. Planteamiento, formulación y sistematización del problema**

### **1.1.1. Planteamiento**

La optimización estructural de topología se aplica en el ámbito automotriz con el objeto de desarrollar productos competitivos en los aspectos de fabricación, rendimiento, durabilidad, y precio. Esto a través de softwares CAD/CAE que permiten unificar procesos de diseño y ahorrar costos de ensayos, empleando el método experimental únicamente para corroborar la fiabilidad del diseño. La optimización topológica en conjunto con el diseño generativo se aplica en el diseño de componentes sólidos, con el objetivo de reducir peso, incrementar la resistencia mecánica y aumentar la competitividad en términos de precio. Mejorando así la

eficiencia energética y autonomía de los vehículos de nueva generación.

### **1.1.2. Formulación**

¿Cómo mejora la optimización topológica la resistencia mecánica e inercia dinámica de una biela del motor J20A?

### **1.1.3. Sistematización**

La optimización estructural de topología aplicada para mejorar la biela del motor J20A, se realizará respondiendo las siguientes preguntas:

- ¿Cuál es la situación actual del motor J20A con relación a sus prestaciones y posibilidad de trucado o mejora?
- ¿Cuáles son las definiciones y conceptos de ciencia de materiales que se involucran en la optimización estructural de topología?
- ¿Cómo se desarrolla un proceso de optimización de topología de un elemento sólido?
- ¿Cuáles son las condiciones de operación, variables, características y propiedades de la biela del motor J20A?
- ¿Cuánto peso reduce la optimización topológica?
- ¿Cómo afecta la reducción de masa en la resistencia mecánica de la biela?

Para lo cual se ejecutarán cronológicamente los siguientes pasos:

1. Tomar el vehículo con motor J20A y dos brazos de biela que correspondan a su motor como sujetos de estudio

2. Realizar el levantamiento geométrico de la pieza utilizando la interfaz CAD.
3. Determinar experimentalmente la composición y propiedades del material de las piezas.
4. Determinar y calcular los parámetros y valores de entrada a la interfaz CAE, mediante modelos matemáticos.
5. Simular los esfuerzos máximos tolerables, factor de seguridad, peso, configuración geométrica y volumen de la pieza original.
6. Realizar la optimización estableciendo la reducción de peso como objetivo.
7. Rediseñar la biela original obteniendo espécimen/es bajo resultado de optimización y con mejoras de diseño.
8. Simular la/s biela/s optimizadas en las mismas condiciones de operación de la original.
9. Realizar un análisis comparativo entre los resultados de análisis estático de las bielas.

## **1.2. Objetivo general**

Elaborar el análisis mecánico de un brazo de biela del motor J20A, mediante herramientas CAD/CAE, para someter el elemento sólido a un proceso de optimización topológica.

## **1.3. Objetivos específicos**

- Realizar la revisión bibliográfica y documental sobre información relativa al elemento mecánico y la optimización topológica. Para

- determinar y delimitar las variables de optimización.
  - Describir y analizar el marco de referencia que defina los parámetros y aspectos a tomar en cuenta para la optimización de topología
- Obtener resultados de simulación estática bajo cargas, tanto de la biela original como de la optimizada topológicamente.
  - Encontrar las variables de entrada para la simulación de esfuerzos en el software CAD, mediante modelos matemáticos.
  - Determinar la composición y propiedades del material de la biela a optimizar, para definir las propiedades y comportamiento del elemento mecánico frente a cargas simuladas.
  - Realizar el análisis mecánico y la optimización topológica mediante estudio FEM, a través de software CAD/CAE. Para determinar las magnitudes de resistencia del elemento sólido frente a cargas mecánicas.
  - Realizar ensayos destructivos de tracción/compresión y de dureza Brinell.
  - Simular el elemento sólido optimizado topológicamente.
- Analizar los resultados de simulación y optimización, así como la precisión de estos.
  - Analizar de forma cuantitativa y comparativa en términos de peso y resistencia mecánica entre el elemento original y optimizado.
  - Describir y analizar la precisión de los valores obtenidos por simulación, a través de la comparación de estos valores con los obtenidos experimentalmente. Examinando la idoneidad del mallado y en efecto el buen desarrollo de la simulación.
- Realizar las conclusiones y recomendaciones relativas a los procesos de simulación y optimización topológica.
  - Concluir y recomendar las mejores experiencias a partir de la optimización de topología realizada

## **1.4. Delimitaciones**

### **1.4.1. Delimitación temporal**

El desarrollo del presente documento de investigación contemplará un tiempo de 7 meses como límite máximo para la ejecución total del. Iniciando en diciembre de 2020, y culminando en julio de 2021. Distribuyéndose de la siguiente manera.

- ✓ 1 mes para la revisión bibliográfico – documental y recopilación de la

información competente al presente estudio.

- ✓ 2 meses para el modelado CAD de la biela original y simulación de esfuerzos
- ✓ 2 meses para la optimización topológica de la biela original
- ✓ 1 mes para la realización de ensayos destructivos de tracción/compresión y de dureza Brinell.
- ✓ 1 mes para el estudio analítico comparativo entre la biela original y la optimizada.

#### **1.4.2. Delimitación geográfica**

La investigación, el desarrollo del documento y las simulaciones se realizarán en el Distrito Metropolitano de Quito, provincia de Pichincha, Ecuador, a una altitud de 2 850 metros sobre el nivel del mar.

Los ensayos destructivos y no destructivos se llevarán a cabo en la ciudad de Ambato, en los laboratorios de Centro de Fomento Productivo Metalmecánico Carrocero

Para el cálculo de la fuerza máxima de gas en la etapa de explosión, parámetro principal de entrada del software CAD/CAE se considerarán: el poder calorífico de la gasolina Súper ecuatoriana, las condiciones normalizadas de diseño (a nivel del mar) tomando como referente las que se dan en la ciudad de Guayaquil, la medición de la presión de compresión y datos de la ficha técnica del motor J20A.

El diseño optimizado tiene como finalidad su uso en motores térmicos no sobrealimentados, en condiciones de operación tanto a nivel del mar como en la ciudad de Quito.

#### **1.4.3. Delimitación de contenido**

La investigación está enfocada a las áreas de diseño CAD e ingeniería CAE del sector automotriz. Para un desarrollo de nuevos productos sólidos de características superiores a los de origen OEM.

#### **1.5. Hipótesis o alcance**

La optimización estructural, topológica, e ingeniería inversa aplicadas bajo un enfoque integral en un proceso simultáneo de diseño CAD e ingeniería CAE; permiten obtener un elemento sólido con características mecánicas e inerciales – dinámicas superiores, a partir de una biela del motor J20A OEM.

## **2. MARCO TEÓRICO**

### **2.1. Motor J20A**

El motor J20A es un motor de gasolina de la familia J fabricado por Suzuki Motor Co., de 1 995 cc de cilindrada, 9.7:1 de relación de compresión, 4 tiempos y aspiración atmosférica. Este propulsor de 4 cilindros culata y bloque de cilindros de aluminio, cuenta con sistema de inyección multipunto MPFI, sistema variable en la admisión VVT, ETCS y sistema de encendido electrónico con bobina individual por cada bujía. (ENGINE-SPECS, 2016) Este ha propulsado una serie de modelos como el Grand Vitara, el Liana y el SX4, además se equipa mediante modificaciones que triplican su potencia en vehículos WRC de rallyes. Su diseño neutro además de su construcción sólida y fiable ha permitido mantener estándares altos de durabilidad y fiabilidad de operación, en las tierras altas de América Central y del Sur, por los desiertos de Oriente Medio. (Kadota, 2008) Las características del sistema de inyección para este motor hacen recomendable su uso con un octanaje

mínimo de 91 RON. (Mera y Buenaño, 2011, p 37) Golzáles. (2017), en estudios realizados en la ciudad de Guayaquil concluye que este motor tiene buen performance funcionando con gasolina súper, debido a las curvas que se equiparan con las especificaciones del fabricante. (González, 2017, p 49)

## **2.2. Materiales empleados en los brazos de biela**

La biela es un elemento mecánico sustancial del motor, permite transformar el movimiento alternativo del pistón en rotativo del cigüeñal. Se divide en 3 secciones principales: un extremo pequeño o pie de biela con el cual se conecta por medio de un pasador al pistón, un extremo grande o cabeza que se une al cigüeñal, y un vástago o cuerpo de biela; donde se emplea con el mínimo peso posible. La biela debe tener suficiente resistencia para enfrentarse a innumerables ciclos repetitivos de cargas de tracción y compresión. Dependiendo del motor y los requerimientos se determina el material y el método de fabricación. El acero y el aluminio son los materiales más comunes. En el caso de motores de automóviles se suele emplear el acero aleado, mediante procesos de fabricación como fundición, forja o pulvimetalurgia. Debido a su gran resistencia a la tracción y compresión, e incluso se emplea el forjado para mejorar dichas propiedades. El aluminio es adecuado cuando se requiere de ligereza y capacidad de absorber impactos de alto choque (pero la durabilidad se ve afectada). [8] [14]

## **2.3. Clasificación de bielas**

La biela se clasifica en base a 3 parámetros principales:

### **a. Según el área de la sección transversal del cuerpo de biela**

El cuerpo de biela puede tener diferentes formas de sección transversal: circular, rectangular, en I, en H, y en +. El diseño depende del régimen de giro del motor.

La biela de sección en I es la más común en motores de alta velocidad, porque aumenta la resistencia a la tracción y a las cargas de compresión, disminuyendo la tensión general y la cantidad de material requerido. Sin embargo, cuando se trata de controlar el pandeo su grosor y su resistencia limitan esta capacidad; así que, debido a este fenómeno, la sección transversal en alguna parte del cuerpo de la biela se hace más gruesa y se emplean materiales de alta resistencia a la tracción y a la compresión.

La biela H consiste en dos caras planas perpendiculares al eje del cigüeñal, con una sección intermedia delgada, resistente al pandeo durante una carga de compresión elevada; pudiendo incrementar su peso debido a su doble columna, aumentando las vibraciones y recargando de esfuerzo al cigüeñal.

La biela + gracias a sus formas más redondeadas generan menos turbulencia en el aceite cuando desciende hacia el cárter, esto con un buen comportamiento en altas revoluciones.



**Figura 2.** Tres formas de bielas para automoción  
Fuente: [14]

**b. Según el método de fabricación**

- Forjado
- Fundición
- Pulvimetalúrgia o sinterizado

**c. Según el material**

- Aleación
- Compuesto [8] [14]

**2.4. Fuerza de explosión de un MCIA de ciclo Otto**

La presión de los gases generados en la cámara de combustión es la responsable de la máxima fuerza que actúa sobre la biela. Este elemento estructural debe poseer la suficiente resistencia para soportar el empuje del pistón y las tensiones generadas por las fuerzas de inercia. [8]

**2.4.1. Gasolinas Extra y Súper**

En las ciudades de Quito, Guayaquil y Cuenca de acuerdo con la norma NTE INEN 935, deben distribuirse las siguientes gasolinas: Extra de 87 octanos (RON) y Súper de 92 o 93 como mínimo.

Según Quimbita & Guallichico. (2017), el poder calorífico de los combustibles en el Ecuador es aproximadamente de 48 300, 46 400, 45 400 [kJ/kg] en promedio para las gasolinas SÚPER, EXTRA y ECOPAÍS respectivamente. [16]

**2.4.2. Modelo termodinámico ciclo Otto**

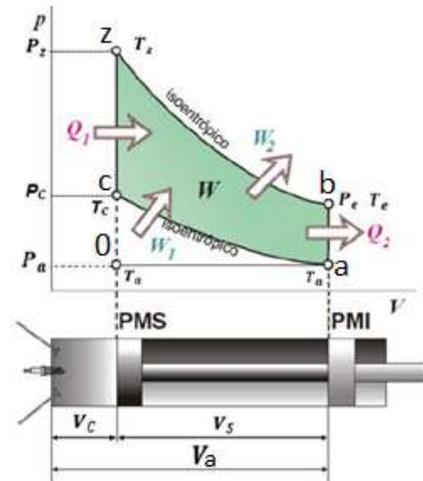
Un sistema termodinámico se define por sus propiedades (características físicas

como: masa, volumen, presión, temperatura, energía), así como estas predicen su comportamiento, y se clasifican en: propiedades intensivas, dependientes de la masa, ej.: temperatura; y propiedades extensivas, dependientes de la masa, ej.: energía interna total. Cuando se trata del estado del sistema, se refiere a la condición definido por el conjunto de propiedades.

Se dice que una sustancia se encuentra en equilibrio mientras no experimente cambio alguno en su estado, al estar sometido a las condiciones de su alrededor. Si una o más de sus propiedades varía, esta se encuentra experimentando un proceso, y en efecto pasa de un estado a otro.

En los procesos reales se suceden cambios en la totalidad de las propiedades, pero durante el análisis termodinámico, se idealizan los modelos, y al menos una propiedad permanecerá constante.

Los MCIA que operan con ciclo termodinámico Otto, se compone de los siguientes procesos: 2 adiabáticos y 2 isométricos. [17] [18]



**Figura 3.** Diagrama presión / volumen del ciclo Otto  
Fuente: [19]

**Tabla 1.** Nomenclatura de los procesos termodinámicos del ciclo Otto

Proceso	Definición
---------	------------

<b>Isotérmico</b>	A temperatura constante
<b>Adiabático</b>	Sin transferencia de calor. Se compromete un perfecto aislamiento térmico.
<b>Isocórico o isométrico</b>	A volumen constante
<b>Isobárico</b>	A presión constante
<b>Isoentrópico</b>	A entropía constante
<b>Isoentálpico</b>	A entalpía constante
<b>Politrópico</b>	Para gases ideales
<b>Calor específico</b>	Cantidad de calor por unidad de masa que necesita un cuerpo para que su temperatura se eleve en un grado Celsius.

Fuente: [19]

**Tabla 2.** Nomenclatura de las variables que componen las ecuaciones termodinámicas

Símbolo	Descripción	[Unidad]
$\epsilon$	Relación de compresión	-
$V_H$	Cilindrada total	cc
$i$	Número de cilindros	-
$k$	Constante adiabática de compresión / expansión	-
$CV$	Calor aportado a volumen constante	$\frac{kJ}{kg * K}$
$\rho_{aire}$	Densidad del aire	$\frac{kg}{m^3}$
$LHV$	Poder calorífico del combustible	$\frac{kJ}{kg}$
$R_{A/C}$	Relación aire / combustible	-
$P_a$	Presión de admisión	kPa
$T_a$	Temperatura de admisión	K
$V_a$	Volumen de cámara de combustión más cilindro	cc
$P_c$	Presión de compresión	kPa
$T_c$	Temperatura de compresión	K
$\dot{m}_{aire}$	Flujo másico de aire	$\frac{kg}{seg}$
$\dot{m}_{fuel}$	Flujo másico de combustible	$\frac{kg}{seg}$
$\delta_Q$	Flujo de calor aportado por el combustible	$\frac{kJ}{seg}$
$P_z$	Presión de explosión	kPa

$T_z$	Temperatura de explosión	K
$P_b$	Presión de escape	kPa
$T_b$	Temperatura de escape	K
$\eta_t$	Rendimiento termodinámico	-
$\lambda$	Grado de elevación de la presión	-
$pme$	Presión media efectiva	kPa
$P_e$	Potencia efectiva	cv
$pmi$	Presión media indicada	bar
$P_i$	Potencia indicada	cv
$n$	Número de revoluciones	RPM
$E$	Constante dependiente del tipo de motor. $E = 4$ para motor 4 tiempos, y $E = 2$ para motor 2 tiempos.	-

Fuente: [20]

**Tabla 3.** Ecuaciones de un proceso de ciclo Otto

Fase	Ecuación
<b>a – c</b>	$P_c = P_a * \epsilon^k$
<b>Compresión adiabática</b>	<b>Ecuación 1.</b> Presión de compresión
	$T_c = T_a * \epsilon^{k-1}$
	<b>Ecuación 2.</b> Temperatura de compresión

**c – z Aporte de calor a volumen constante**

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\rho_{aire} * V_H * n}{\text{Número de ciclos}} * \eta_V$$

**Ecuación 3.** Flujo másico de aire

*Nota.* – En la ecuación se transforma de centímetros cúbicos a metros cúbicos, y de minutos a segundos.

$$T_z = \frac{LHV}{R_{A/C} * CV} + T_c$$

**Ecuación 4.** Temperatura de explosión

$$P_z = \frac{P_c * T_z}{T_c}$$

**Ecuación 5.** Presión de explosión

<b>z – b</b> <b>Expansión</b> <b>adiabática</b>	$P_b = P_z * \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^k$
	<b>Ecuación 6.</b> Presión de escape
	<p><i>Nota.</i> – el volumen de expansión es equivalente al volumen de la cámara de combustión.</p>
	$T_b = T_z * \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}$
	<b>Ecuación 7.</b> Temperatura de escape
<b>b – a</b> <b>Extracción</b> <b>de calor a</b> <b>volumen</b> <b>constante.</b>	$T_a = \frac{P_a}{P_b} * T_b$
	<b>Ecuación 8.</b> Temperatura de admisión
	<b>Fuente:</b> [20] [21]

### 2.4.3. Presión indicada (p.m.i.)

Es aquella que se genera gracias a los gases en expansión en un motor que trabaja con fluido real y que permite vencer las resistencias mecánicas internas como la fricción y la inercia, impulsando así el pistón; la cual es proporcional al torque y, para un régimen de terminado de giro, a la potencia en el volante de inercia (potencia indicada). [20] [21] [22]

$$\lambda = \frac{P_z}{P_b}$$

**Ecuación 9.** Grado de elevación de presión

**Fuente:** [20] [21]

$$pmi = P_a * \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} * \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

**Ecuación 10.** Presión media indicada

**Fuente:** [20] [21]

$$P_i = \frac{V_H * pmi * n}{3\,000 * a}$$

**Ecuación 11.** Potencia indicada

**Fuente:** [20] [21]

## 2.5. Dinámica y esfuerzos del mecanismo biela – manivela

Los esfuerzos que actúan sobre la biela se deben a:

### a) Fuerza de presión de gas

Durante la operación del motor sin llegar al estado de exceso de régimen de giro, participan las fuerzas generadas por la expansión de los gases y por la inercia de las masas de los elementos en movimiento, siendo las primeras las que mayor efecto ejercen; las cuales para determinar la fuerza de biela se requiere conocer la fuerza que ejercen los gases en expansión sobre el pistón, misma que varía según el grado de giro del cigüeñal.

$$F_{em} = P_z * \frac{\pi * (D_{pistón})^2}{4} \text{ [N]}$$

$P_m$  = Presión media de la combustión [Bar de sobrepresión]

$D_{pistón}$  = Diámetro del pistón [cm]

**Ecuación 12.** Fuerza media del émbolo

**Fuente:** [24]

$$F_s = \frac{F_G}{\cos \beta}$$

$F_G$  = Fuerza de gas

$\beta$  = Ángulo de la biela [°]

**Ecuación 13.** Fuerza de biela según el grado de inclinación del cigüeñal

**Fuente:** [25]

### b) Inercia de los componentes

Las fuerzas alternativas de inercia se dividen en:

- **Primer orden.** – generada por el cambio de dirección del vector velocidad del émbolo para descender desde el punto muerto superior al inferior.
- **Segundo orden.** – debido a la aceleración del émbolo.
- **Tercer orden.** – por las fuerzas centrífugas producidas por las masas en movimiento alternativo (pistón, pasador, segmentos, pie y 2/3 del cuerpo de biela) y rotativo (tornillos, muñón, tapa, cabeza y 1/3 del cuerpo de biela). [25]

El peso es un factor crítico al momento de reducir las fuerzas de inercia; donde en las diferentes secciones se da el estrés mecánico mínimo es posible reducirse el material; la resistencia a la fatiga también puede ser mejorada con pequeños cambios en la geometría de la biela. La modificación metódica de los parámetros de diseño permite dar un buen resultado.

El rendimiento del motor es afectado directamente por el peso y el diseño de la biela, tal que al eliminar el material donde las tensiones son mínimas, es admisible modificar las dimensiones que no sean principales, y cambiar el material de constitución. [8]

### c) Rozamiento y falla estructural

Los factores como fatiga del material por defectos en la microestructura o desgaste; incremento del coeficiente de fricción por falta de lubricación, falla del bulón y/o cojinetes; sobre-revoluciones y el golpe hidráulico son causas principales para el fallo de una biela. Esto sucede cuando se sobrepasa la tensión de fluencia del material y en consecuencia el pandeo plástico del elemento genera la ruptura, originando defectos en el diseño como grosor mínimo

de la cabeza y peso deficiente generando fallos por deformación. [8] [26]

Morillo et al. (2017), afirman que el cuerpo de biela actúa como columna corta, debido a que la fuerza de explosión actúa de forma axial; donde el factor de seguridad de los componentes simulados debe ser determinado en base a los esfuerzos experimentales y generados por la fuerza de gas. [29]

$$\delta C_F = \frac{F}{A} \text{ [MPa]}$$

$F$  = Presión media de la combustión [Bar de sobrepresión]

$A$  = Diámetro del pistón [cm]

**Ecuación 14.** Esfuerzo debido a la fuerza axial

**Fuente:** [29] [31]

$$F_S = \frac{\delta C_F}{\delta C_{FE}}$$

$\delta C_F$  = Esfuerzo generado por fuerza experimental

$\delta C_{FE}$  = Esfuerzo generado por fuerza de gas

**Ecuación 15.** Factor de seguridad considerando esfuerzos: experimental y de fuerza de gas

**Fuente:** [29] [31]

## 2.6. Optimización estructural topológica y de forma

### 2.6.1. Proceso de optimización

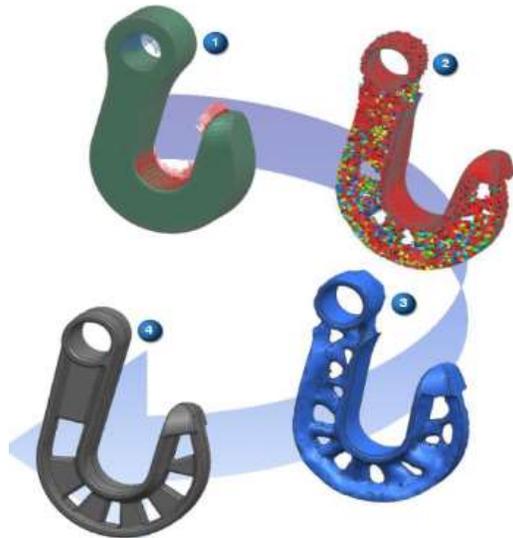
La optimización topológica inicia estableciendo un área de diseño inicial, con las condiciones límites y las cargas; para determinar una nueva distribución del material, cambiando la densidad y la rigidez del elemento original, que cumpla con los requerimientos y limitaciones de optimización; donde el diseño debe ser restringido garantizando que se pueda fabricar, mediante procesos de producción estándar como: fundición, forja o mecanizado por arranque de viruta.

Una optimización de forma inicial con el modelo FEM permite realizar mejoras menores, reduciendo al mínimo las

concentraciones de tensión, con la modificación de la geometría de la superficie hasta alcanzar un nivel de tensión aceptable o requerido; un cambio de la posición de los nodos de la superficie de la región a modificar, para reducir el efecto de la concentración de tensiones.

Un proceso de optimización estructural básico se define de la siguiente manera:

- 1) Determinación de las condiciones de borde y dominio de diseño
- 2) Cálculo computarizado basado en el método de elementos finitos, para redistribuir de forma óptima el material.
- 3) Extracción de información de la geometría optimizada
- 4) Rediseño.



**Figura 4.** Proceso de optimización topológica y de forma.

Fuente: [9]

### 2.6.2. Conceptos y magnitudes de la optimización topológica

- ✓ **Dominio.** - es el espacio en que se construye la geometría del elemento a través del algoritmo de optimización de topología;

conteniendo el componente sujeto de análisis, el cual está restringido por los factores que participan en el diseño de su estructura como puntos de apoyo y de aplicación de cargas.

- ✓ **Iteración.** – solución resultante del análisis de elementos finitos generado en bucle.
- ✓ **Parámetros del problema.** – magnitudes fijas y condicionadas a factores externos.
- ✓ **Variables del problema.** – magnitudes que cambian durante el proceso de diseño. Se definen en 4 tipos:
  - Propiedades de sección. Ej.: momentos de inercia.
  - Geometría. Ej.: longitud, ancho, espesor.
  - Topología. Ej.: perímetro total, densidad.
  - Propiedades constitutivas. Ej.: coeficiente de Poisson, módulo de Young. [32]

### 2.6.3. Optimización topológica en la industria automotriz

El proceso de reingeniería en la industria automotriz se ha extendido ampliamente; en empresas como el grupo LEIBER Group GmbH & Co. KG, inician piezas OEM existentes, para rediseñarlas digitalmente creando una geometría nueva para sustituir el componente original; o crean un componente completamente nuevo sin depender de las geometrías originales. El componente mejorado se manufactura con procesos de fabricación convencionales como el forjado, tomando en cuenta la reducción de tiempos de producción y ensayo, y la cantidad de materia prima empleada; donde las estructuras óptimas de peso ligero, requeridas actualmente, son llevadas a cabo mediante nuevos enfoques y metodologías en el proceso de diseño y fabricación, priorizando la ligereza, rigidez

y seguridad, simplificando el proceso de desarrollo en:

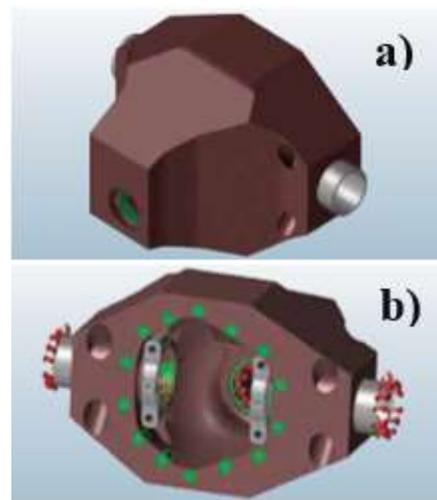
- d) Definir el espacio de diseño en donde el componente debe encajar
- e) Añadir las condiciones límite como características del material, cargas, espacio de diseño/ no diseño, y limitaciones de fabricación.

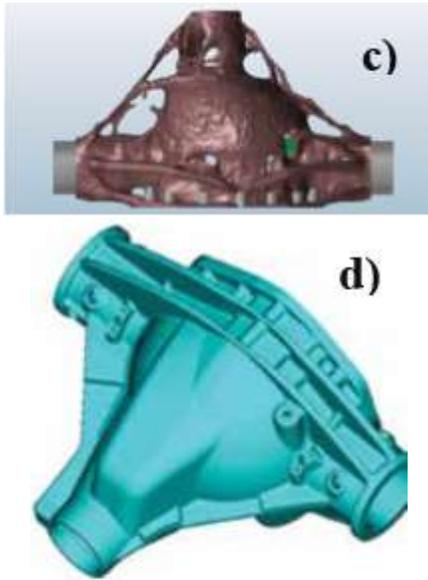
Con el cual la optimización genera un nuevo diseño ideal que se ajusta a los criterios del diseñador, donde los resultados obtenidos son interpretados en un modelo CAD listo para la producción. [10]

Al momento de buscar soluciones de diseños óptimos, se deben considerar los aspectos económicos y técnicos; donde con el apoyo de la simulación por el método MEF en el proceso de creación del producto, se permite observar la resistencia del componente frente a cargas y el factor de seguridad; para un posterior proceso de diseño general y redistribución de material, donde las opciones de optimización se amplían aumentando el volumen de diseño de la pieza; seguido de una optimización de topología en un espacio de diseño, con aplicación de cargas y condiciones límites del software CAE, ejecutando la optimización de topología, a través de procesos iterativos, tras los cuales se obtiene la solución personalizada según los criterios de diseño, donde la geometría final de la pieza se verifica con análisis FEM detallados, para su posterior preparación y análisis de fabricación. [11]

La constante presión en la industria de la automoción global hacia la necesidad de productos más ligeros, eficientes y seguros, bajo una gran competencia comercial y de precios. Obliga a los equipos de desarrollo de productos a acelerar el proceso para llegar en tiempos más cortos con nuevas innovaciones al mercado; pudiendo empresas como Scania CV AB, la

reevaluación de su proceso de diseño e ingeniería, migrando las pruebas físicas tradicionales a pruebas virtuales de prototipos, donde el problema radicaba en la gran cantidad de bucles de iteración entre los departamentos de diseño e ingeniería, fusionando los procesos de diseño y de ingeniería, volviéndolos simultáneos; bajo este enfoque de simultaneidad de procesos, el diseñador asume la responsabilidad de comprobar el cumplimiento de criterios de tensión, respondiendo 2 premisas primordiales: ¿Dónde poner el material? y ¿Cómo debe ser la estructura para soportar las cargas de funcionamiento? El software CAE actúa primero antes de refinar el diseño en el entorno CAD, definiendo un espacio de diseño, aplicando cargas y condiciones límite conocidas, y finalmente ejecutando la optimización, donde las formas estructurales óptimas generadas en el software CAE se transfieren después al sistema CAD, perfeccionando o refinando la geometría y ejecutando un primer análisis estructural para comprobar que las tensiones, la deformación y otros parámetros estén dentro de especificaciones, donde los criterios de entrada como cargas y condiciones límite, así como la verificación y pruebas físicas, todavía provienen del ingeniero. [13]





**Figura 5.** Proceso de optimización topológica: a) creación de espacio de diseño, b) aplicación de condiciones de carga, c) Generación de estructura ideal, d) Refinamiento de geometría.

Fuente: [13]

### 3. MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1. Vehículo

Se empleó el vehículo Suzuki Vitara, año 2012 dada su gran acogida en el parque automotriz ecuatoriano por su versatilidad y practicidad. [33]

**Tabla 4.** Especificaciones técnicas  
**CHEVROLET GRAND VITARA**

<b>Modelo</b>	GRAND VITARA 2.0L 5P DLX TM 4x2
<b>Año de fabricación</b>	2012
<b>Motor N°</b>	J20Axxxxxx
<b>Combustible</b>	Gasolina
<b>Cilindrada</b>	~2.0L, 1.995 cc cuatro tiempos
<b>Tecnología de motor</b>	16 válvulas, DOHC, Sistema VVT, ETCS, inyección MPFI, Sistema de encendido con bobina de encendido individual para cada bujía
<b>Diámetro de cilindro</b>	84.0 mm (3.31 inch)
<b>Carrera de pistón</b>	90.0 mm (3.54 inch)
<b>Relación de compresión</b>	9.7:1

<b>Potencia máxima</b>	127 hp (130 PS, 95 kW) @ 6 000 rpm
<b>Par máximo</b>	182 N.m (18,6 kg.m, 134 ft.lb) @ 3 000 rpm
<b>Radio del cigüeñal</b>	26 mm (0.026m)

Fuente: [26]

#### 3.2. Datos

Se calculó la fuerza de explosión del motor bajo condiciones de fabricación normalizada (a nivel del mar), funcionando con gasolina Súper.

La presión de compresión, dato necesario para iniciar los cálculos de motor, la cual se mide a través de un medidor de compresión marca TOPTUL en la ciudad de Guayaquil, donde su valor es de 140 psi aproximadamente.



**Figura 6.** Medida de presión del motor J20A

Fuente: Taller Autotécnica GM Daewoo, Guayaquil, Toptul JGAI0402, 2020

Los demás datos fueron citados de bibliografías que considera el diseño de motores para operar a nivel del mar, y de documentación relativa a las condiciones de operación en el Ecuador.

Mena. (2018), define algunos parámetros termodinámicos basados en su experiencia docente y laboral, empleando ecuaciones de Jóvaj. (1982), para realizar cálculos de MCIA operando en el medio ecuatoriano.

**Tabla 5.** Datos para cálculo de la fuerza de explosión

Dato teórico	Observación	Valor
$k$	$n_1$ se considera una constante politrópica.	$n_1 \approx 1.48$ $n_2 = 1.23$

	$n_2$ , este coeficiente politrópico varía de 1,23 a 1,30 para motores a gasolina [21] [28]	
$CV$	Fuente: [21]	$0.718 \frac{kJ}{kg \cdot K}$
$\rho_{aire}$	Fuente: [28]	$1.225 \frac{kg}{m^3}$
$LHV$	Poder calorífico de la gasolina Súper Fuente: [16]	$48\,300 \frac{kJ}{kg}$
$R_{A/C}$	Fuente: [21]	14.7
$P_a$	Se asume una presión atmosférica a nivel del mar [28]	101.325 kPa
$T_a$	Temperatura estándar a nivel del mar [28]	273.15 K
$\eta_v$	El llenado del cilindro es completo	1
$P_z$	Para motores gasolina se encuentra entre 25 a 50 bar. [16]	

Fuente: [16-28]

Primero se calculó los datos del proceso termodinámico del motor, con la finalidad de obtener la presión de explosión, por medio de derivación y criterios de máximos y mínimos, determinados por la fuerza máxima sobre la biela, la misma que ocurre a  $90^\circ$ , de giro del cigüeñal, y que es empleada para realizar los estudios estáticos y de optimización.

**Tabla 6.** Parámetros de entrada al software CAD/CAE

Parámetro	Valor
Presión de explosión [kPa]	6 399.029392
Potencia indicada [cv]	125.774574
Fuerza sobre el émbolo en PMS [kN]	35.4619455
Fuerza sobre biela en PMS [kN]	35.462
Fuerza máxima sobre biela [kN]	45.654

Fuente: Juna W., 2020

### 3.3. Biela

#### 3.3.1. Material

Se define como material de simulación al Acero SAE/AISI 1215, según

la aplicación del estudio de espectrometría de masas realizado.

La caracterización de este metal es bajo la norma ASTM E1085 2016, aplicando el método de prueba estándar para el análisis de los aceros de baja aleación por longitud de onda dispersiva de rayos X de espectrometría de fluorescencia, utilizando un espectrómetro OLYMPUS DPO2000-C, del Laboratorio de Ensayos No Destructivos (END), del Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico Carrocero, de la ciudad de Ambato

**Tabla 7.** Análisis químico del acero SAE/AISI 1215

Metales	%
Hierro	98,34
Manganeso	1,09
Cromo	0,16
Fósforo	0,10
Azufre	0,30
Vanadio	0,05

Fuente: Laboratorio de Ensayos no Destructivos, Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico Carrocero, 2020

Se realizaron ensayos destructivos de tracción y compresión. Esto en la Máquina de Ensayos Universal METROTEC STH-1500S/C bajo norma ASTM E9 para el ensayo de compresión.

**Tabla 8.** Ensayo experimental a compresión

Parámetro	Valor medido
Carga [kN]	125,30
Esfuerzo Calculado [MPa]	575,14
Desplazamiento [mm]	5,25

Fuente: Laboratorio de Ensayos Destructivos, Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico Carrocero, 2020

**Tabla 9.** Ensayo experimental a tracción

Parámetro	Valor medido
Carga [kN]	128,85
Esfuerzo Calculado [MPa]	564,15
Desplazamiento [mm]	10,75

**Fuente:** Laboratorio de Ensayos Destructivos,  
Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico  
Carrocero, 2020

Además, se aplicó un ensayo de dureza Brinell, mediante el empleo del Durómetro ERNST NR3 DR 4651, bajo el método de ensayo NTE INEN-ISO 6506-1, Ensayo de dureza Brinell, Parte 1.

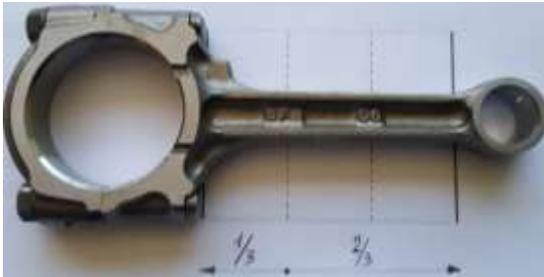
**Tabla 10.** Ensayo de Dureza BRINELL

Parámetro	Valor medido
Humedad Relativa [%]	49,3
Medición [HB30]	280

**Fuente:** Laboratorio de Análisis Metalográfico,  
Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico  
Carrocero, 2020

### 3.3.2. Dimensionamiento

Se realizó el trazado de los planos de bosquejos a partir de medidas tomadas a una biela OEM para el motor J20A del vehículo sujeto de estudio.



**Figura 7.** Biela original del motor J20A

**Fuente:** Autor

El área de sección transversal se determina a partir de las medidas tomadas a la biela original.

**Tabla 11.** Áreas de secciones transversales de la biela original

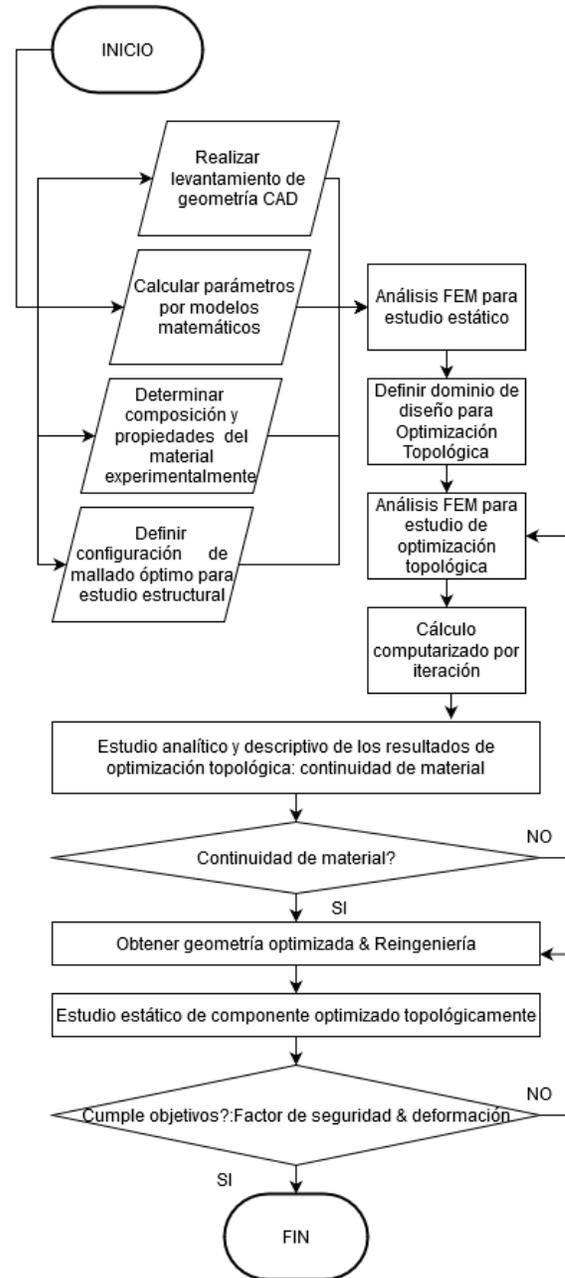
Área	Valor calculado
Sección A-A [ $m^2$ ]	$1.375 \times 10^{-4}$
Sección B-B [ $m^2$ ]	$1.506 \times 10^{-4}$

**Fuente:** Juna W., 2020

### 3.4. Metodología de diseño

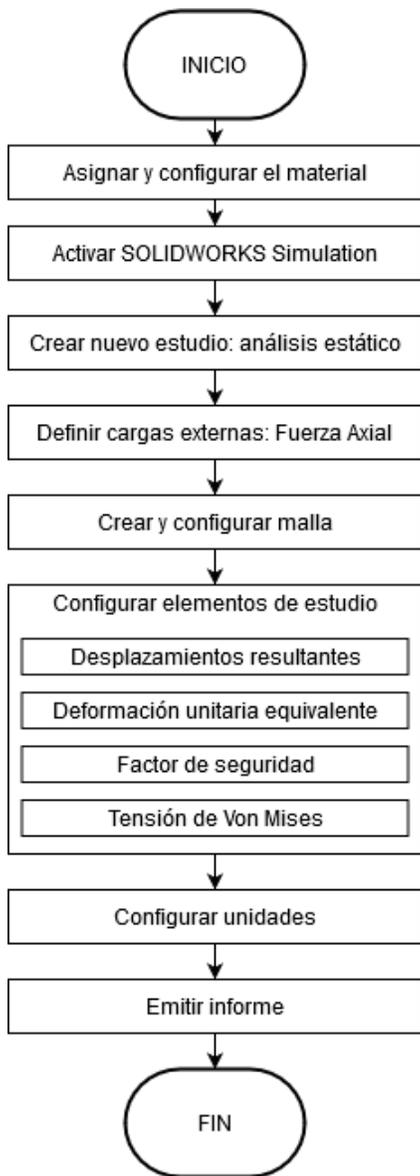
El proceso de optimización se realizó primero trazando la geometría de la

biela original (OEM) en la interfaz de SOLIDWORKS, realizándose el estudio estático, y posteriormente el estudio de optimización de topología.

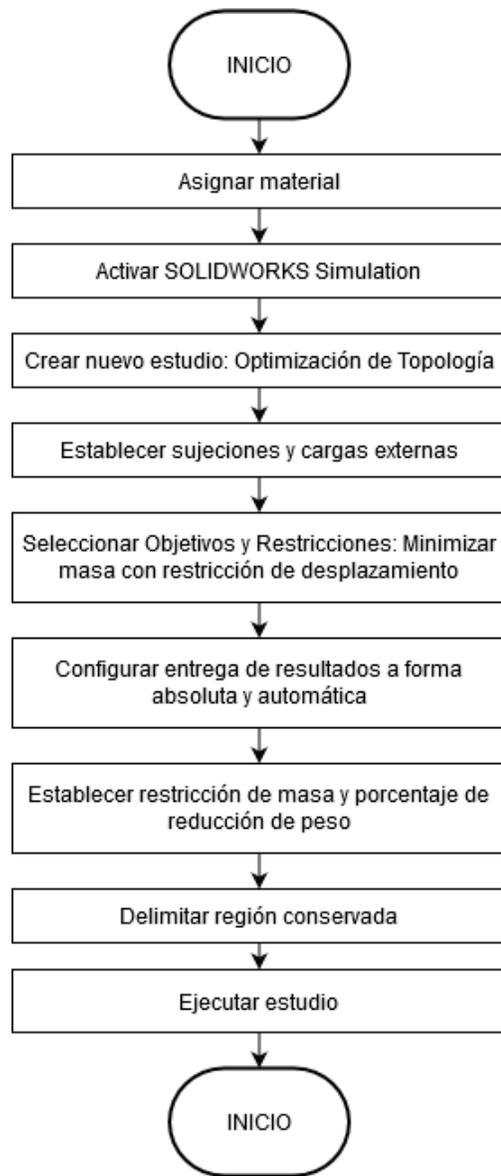


**Figura 8.** Metodología de optimización

**Fuente:** Juna W., 2020, draw.io

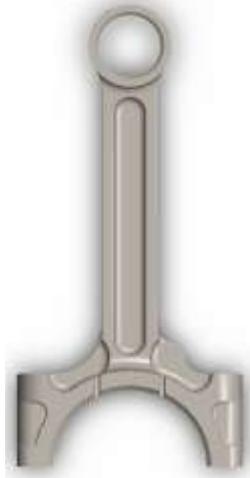


**Figura 9.** Metodología de análisis estático  
**Fuente:** Juna W., 2020, draw.io



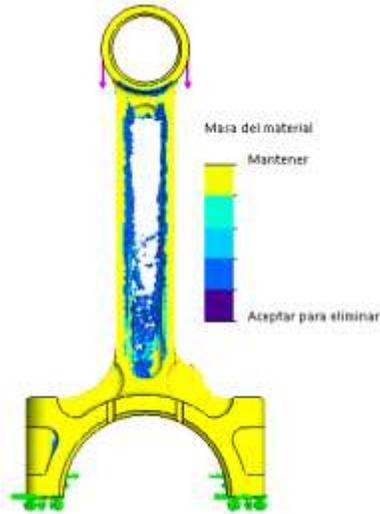
**Figura 10.** Metodología de estudio de optimización de topología  
**Fuente:** Juna W., 2020, draw.io

## 4. RESULTADOS



**Figura 11.** Biela OEM sin optimizar  
Fuente: Juna W., 2020, SolidWorks 2020®

### 4.1. Optimización topológica



**Figura 12.** Biela optimizada topológicamente con 10% de reducción de masa  
Fuente: Juna W., 2020, SolidWorks 2020 ®

Los datos de convergencia luego de realizar el proceso de optimización topológica son:

**Tabla 12.** Datos de convergencia de optimización

Nombre de objetivo / restricción	Valor final
Objetivo: Minimizar la masa (kg)	0,07960325
Factor especificado:	1,2
Desplazamiento Resultante (m)	
Masa final (kg)	0,238810

Fuente: Juna W., 2020, SolidWorks 2020®

### 4.2. Resistencia mecánica

**Tabla 13.** Resultados de estudio estático de bielas: Original, Optimizada I, y Optimizada II

Resultado	Biela original	Biela optimizada I	Biela optimizada II
Masa [kg]	0,31841	0,28916	0,2988
Volumen [mm <sup>3</sup> ]	40822,22	37072,41	38307,7
Esfuerzo máximo (Von Mises) [MPa]	1445	1476	1479
Desplazamiento máximo [mm]	0,4023	0,4857	0,4768
Deformación Unitaria máxima	0,00532	0,00558	0,005693
Factor de seguridad	2,009	1,998	2,003

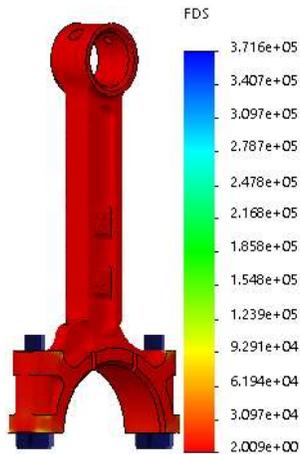
Fuente: Juna W., 2020, SolidWorks 2020 ®

### 4.3. Análisis y discusión de resultados

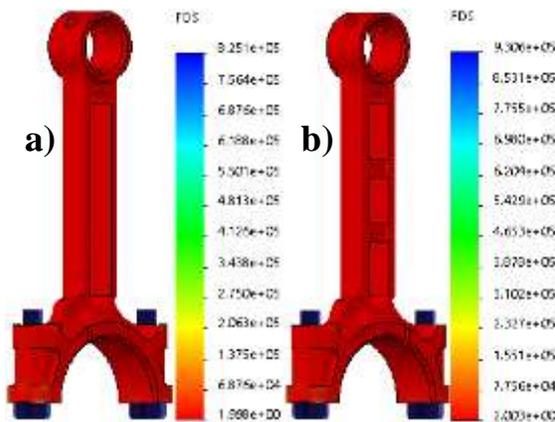
La potencia calculada es un 2.32% menor que la potencia dada en la ficha técnica, de 12.774 CV (124.047 hp) y 127 hp respectivamente, la misma que entrega el motor en el volante de inercia tras vencer las resistencias internas en condiciones de diseño normalizadas y empleando gasolina Súper.

Trazada la geometría aproximada de la biela OEM real versus el simulado se visualiza una diferencia existente en la masa en un 9,18627%; donde el peso en físico es de 0,35 kg aproximadamente, incluyendo los tornillos. Mientras la masa en propiedades volumétricas es de 0,31841 kg, dando la precisión del trazado en base a las medidas del elemento físico pese a haber simplificado secciones de la geometría original debido a la complejidad de forma.

Del proceso de optimización topológica se obtuvo como representativas las bielas optimizadas topológicamente con reducción de masa al 10% o biela optimizada I, y al 5% o biela optimizada II. Mismas que son representativas dado que mantienen la continuidad de material en el espacio geométrico del componente sólido original.



**Figura 13.** Factor de seguridad de Biela Original  
Fuente: Juna W., 2020, SolidWorks 2020 ®

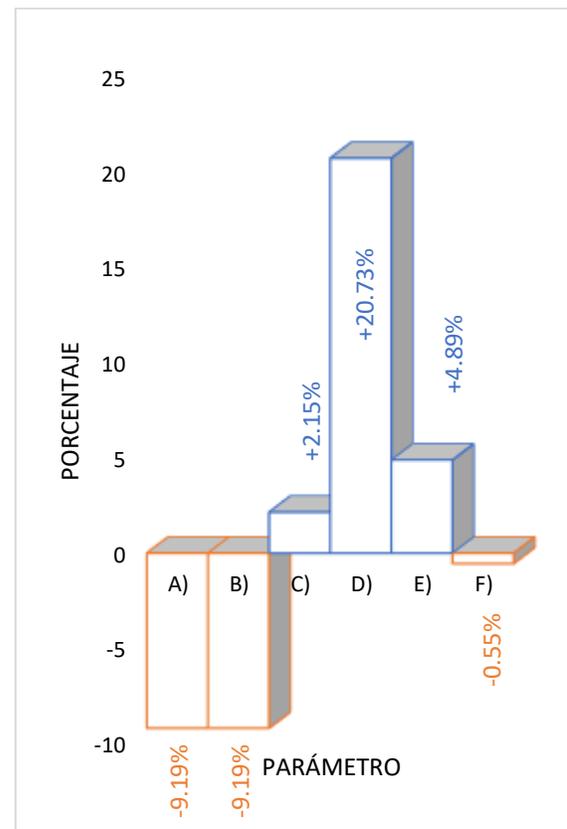


**Figura 14.** Factor de seguridad de: a) Biela Optimizada I, b) Biela Optimizada II  
Fuente: Juna W., 2020, SolidWorks 2020 ®

Debido a que la biela optimizada II tiene un factor de seguridad de 2.03, ligeramente superior al 1.998 de la optimizada I. Se optó por tomar a esta como referencia para realizar el diseño final y

trazado de planos de la biela. La biela optimizada II entrega un factor de seguridad cercano al componente OEM antes de optimizar. Se debe a que después del rediseño con una reducción al 5% de masa, se mantienen los refuerzos estructurales, cuyas posiciones coinciden a 1/3 y 2/3 del cuerpo, evitándose el pandeo interno de las secciones más externas.

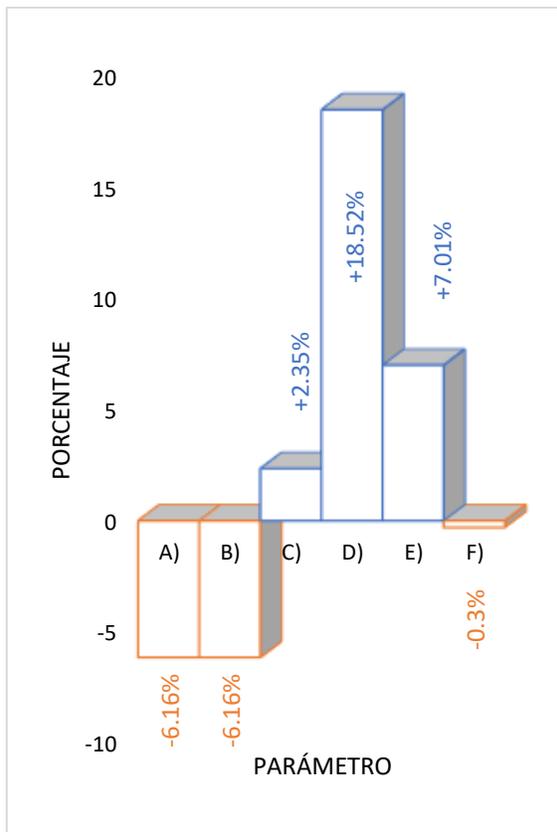
Las diferencias porcentuales de los resultados al 10% y al 5% de resultado en peso con respecto a la biela original tomada como referencia son:



**Figura 15.** Variación porcentual de resultados estáticos de la Biela Optimizada I con respecto a la Biela Original.

Parámetros: A) Masa [kg], B) Volumen [mm<sup>3</sup>], C) Esfuerzo máximo (Von Mises) [MPa], D) Desplazamiento máximo [mm], E) Deformación Unitaria máxima, F) Factor de seguridad

Fuente: Juna W., 2020



**Figura 16.** Variación porcentual de resultados estáticos de la Biela Optimizada II con respecto a la Biela Original.

Parámetros: A) Masa [kg], B) Volumen [mm<sup>3</sup>], C) Esfuerzo máximo (Von Mises) [MPa], D) Desplazamiento máximo [mm], E) Deformación Unitaria máxima, F) Factor de seguridad

**Fuente:** Juna W., 2020

Las Figuras 15 y 16, corroboran que la Biela Optimizada II es el elemento sólido que soporta mayor esfuerzo, sufre menor deformación y tiene un FSD (Factor de seguridad más cercano al de la biela OEM. A comparación con la Biela Optimizada I de menor masa y volumen, pero de menor resistencia en efecto.

## 5. CONCLUSIONES

El motor J20A dado su diseño neutro y construcción sólida, adaptable a condiciones de operación difíciles, en altitud y para diferentes calidades de

combustible. Tiene un amplio margen de seguridad en cuanto a fiabilidad, tal que este propulsor es modificado y potenciado para vehículos de rally. Por lo cual sus componentes internos admiten el trucado para potenciación y sobre todo en componentes mecánicos como lo es la biela.

La potencia que es capaz de desarrollar esta motorización en la costa ecuatoriana, con combustible local es equiparable a la indicada por el fabricante. Tal que la potencia calculada resultó ser un 2.32% menor que la indicada en el apartado técnico de especificaciones del motor J20A. La potencia de 124.047 hp es un resultado calculado considerando que: el motor no opera en sobre-régimen, se emplean datos de condiciones estandarizadas de diseño tropicalizadas para el Ecuador, y se combustiona gasolina Súper ecuatoriana de 92 o 93 octanos (RON) según la norma NTE INEN 935. Debido a que las características de su sistema de inyección requieren de un octanaje mínimo de 91 octanos (RON) (Mera y Buenaño, 2011, p37), y que tiene un buen performance en la ciudad de Guayaquil funcionando con gasolina Súper, esto reflejado en curvas de torque/potencia comparables con las especificaciones del fabricante. (González, 2017, p49).

La optimización topológica de una biela del motor J20A, es posible con una reducción del 5% de peso. Este elemento sólido de sección transversal en I presenta mejores resultados al eliminar masa manteniendo los refuerzos estructurales a 1/3 y 2/3 del cuerpo, posiciones en las que inciden las fuerzas alternativas de inercia de tercer orden. Con el propósito de evitar el pandeamiento y reducir las cargas que se transmitían por el material retirado. Prakash & Kaushik (2015), afirman que la eliminación de masa del cuerpo de la biela, manteniendo los refuerzos estructurales de

fábrica a 1/3 y 2/3, permite mejorar el estrés equivalente bajo condición de carga.

La diferencia mínima de su factor de seguridad, de 2.03, en comparación con el de la biela OEM sin optimizar, de 2.09. Corroboran la factibilidad de retirar masa del cuerpo. Sin embargo, deben relacionarse las cargas experimentales por ensayo y las teóricas por presión de gas. Morillo et al. (2017), calcularon los factores de seguridad de bielas OEM y alternas, empleando la fuerza máxima experimental, las secciones transversales de las bielas físicas, y la fuerza de explosión calculada. [29] Por tanto, para calcular el factor de seguridad considerando los esfuerzos experimental y teórico, se debería maquinar la biela OEM física considerando los resultados de optimización, para posteriormente someterla a ensayos destructivos y calcular las áreas de las nuevas secciones transversales. Sin embargo, el alcance de este estudio es únicamente la optimización topológica y la simulación del elemento sólido.

El trazado a mano de la geometría del elemento sólido puede generar imprecisión en los valores relacionados con las propiedades volumétricas y valores que desprenden del análisis estático, debido a la simplificación de secciones de la geometría original debido a la complejidad de forma. Una vez trazada la geometría aproximada de la biela OEM, el peso aproximado del elemento físico fue de 0.35 kg incluyendo los tornillos, mientras el peso simulado fue de 0.32 kg. Tal que la diferencia del 8.57% es resultante de una composición entre el peso de los sujetadores mecánicos y la desviación del alzado de geometría. Esto indica un trazado que se aproxima en lo máximo posible a las medidas del elemento sólido físico. Sin embargo, al asumir que tanto la fuerza experimental como la fuerza de gas, actúan sobre la misma sección

transversal de la biela en condición de columna, esta área se vuelve constante. Por lo cual al emplear la Ecuación 14 en la 15, resulta una ecuación en la que se relacionan directamente ambas fuerzas y no sus respectivos esfuerzos. Al dividir 125.300 sobre 45.654 kN, desprende un FSD de 2.745, el cual es superior en un 36.63% al FSD simulado de 2.009. Para evitar estas desviaciones existen máquinas que permiten digitalizar tridimensionalmente las formas del elemento sólido sujeto de levantamiento geométrico. Herrera. (2017), para mejorar la precisión de diseño CAD de un brazo de suspensión en software Unigraphics NX de Siemens. Empleó el método de escaneo 3D digitalizado sin contacto, con el equipo Go!SCAN50. Obteniendo un archivo estereolitográfico que empleó como base para el modelado 3D en un proceso de ingeniería inversa y de optimización topológica. [34]

La calidad del mallado en un elemento sólido que será sometido a un proceso FEA, determina la precisión de la simulación. Esta se encuentra definida por dos factores fundamentales: continuidad de la geometría del elemento sujeto de análisis, finura y forma geometría del mallado. Un mallado de baja calidad además de generar resultados inexactos, también puede provocar que el solucionador del programa genere errores debido a la inestabilidad.

Con una geometría continua, entendida como aquella que se encuentra cerrada y no tiene defectos geométricos. Es posible generar mallas que no sean pobres, ilegales y llenas de celdas. La conversión y compatibilidad de formatos generan errores o defectos en la geometría. Esto se observó durante el trazado del elemento en Inventor® y el posterior proceso de exportación del formato hacia SolidWorks® y ANSYS®, donde al momento de activar el generador de mallas,

este solucionador alertó de problemas de nodos en repetidas ocasiones. Razón por la cual se realizó el trazado directamente en SolidWorks®, para solucionar este problema, pese a que su interfaz CAD es menos amigable y práctica.

Aunque el incremento de la finura suele generar una malla de mayor calidad, el coste computacional relacionado con las operaciones a lo largo de las innumerables iteraciones incrementa significativamente. Una malla de alta calidad significa que hay un equilibrio óptimo entre el coste computacional y el nivel de finura logrado. [36] Empleando el límite de las capacidades y recursos de la computadora en la que se ejecutaron los estudios FEA, los resultados en teoría son los más ajustados posibles con las siguientes configuraciones aplicadas: geometría de elementos tetraédricos cuadráticos que incrementan la densidad de la malla [37], zonas de malla más fina excluidas, mallado basado en curvatura empleado en casos de geometrías más complejas, elementos cuadráticos de alto orden para garantizar un cálculo de resultados más preciso [38], un tamaño de elemento inferior a 2 mm, valor límite a partir del cual el porcentaje de error incrementa [39].

La reducción de peso en un 10% permite mejorar el consumo de combustible de vehículos convencionales e híbridos en un 6.8% y un 5.7%, mientras que en vehículos eléctricos incrementa la autonomía de batería en un 13.7%. Lo cual se puede obtener mediante la reducción de peso por redimensionamiento de los componentes manteniendo características de rendimiento y seguridad y el uso de materiales ligeros. [3] Bajo esta premisa se da el creciente interés de los fabricantes automotrices de crear piezas ligeras de alto rendimiento, ligereza y competitividad, obtenidas mediante un proceso de desarrollo

con optimización estructural. [4] De este método de diseño surge una técnica denominada optimización topológica, que permite analizar el componente en proceso de desarrollo, y redistribuir el material en secciones de baja tensión generadas por cargas mecánicas o térmicas. [5] [7] Esta se complementa de con la optimización de forma, con la cual se cambia la geometría para obtener un diseño manufacturable, acorde con los criterios y requerimientos de diseño, y que se acomode a un desempeño de producción aceptable. [4] [23]

Para calcular esfuerzos y vibraciones, softwares CAD/CAE por métodos de elementos finitos bajo las variables y parámetros ingresados por el diseñador CAD y analista CAE, en complemento con la inteligencia artificial. [4] El proceso de optimización estructural inicia con la optimización topológica en un dominio de diseño, en el cual se agregan las condiciones límite, restricciones y cargas. Este espacio de diseño puede ser la geometría propia del elemento a mejorar, o bien una simplificada. [9] Una vez que se ejecuta el proceso de cálculo computarizado en una serie de iteraciones, el software se encarga de redistribuir el material, retirándolo de las áreas de menor tensión que han sido obtenidas a partir de parámetros y variables de entrada. [23]

La optimización estructural en la industria automotriz es ampliamente empleando para el rediseño optimizado e ingeniería inversa de elementos sólidos. Empresas como el grupo LEIBER Group GmbH & Co. KG, crean productos OEM mejorados y competitivos, tanto en el desempeño en condiciones de operación como en la fabricación. Estos elementos optimizados con prioridad dando importancia a la ligereza, rigidez y seguridad; son desarrollados por esta compañía por softwares CAD/CAE como

SolidThinking Inspire®, en un proceso simplificado de desarrollo: definir dominio de diseño y añadir condiciones. A partir de lo cual la optimización genera un nuevo componente ideal que posteriormente se interpretan en CAD para la fabricación. [10] La geometría optimizada final, previo a la fase de producción, debe ser analizada y refinada considerando aspectos económicos y técnicos mediante FEM. [11]

La constante presión en la industria automotriz de productos competitivos en términos de desempeño, comercial y de precios, bajo periodos cortos de desarrollo. Hace imperante la reducción de tiempos de diseño y pruebas. Scania CV AB, como solución al bucle de iteración entre los departamentos de diseño e ingeniería, fusionó los procesos de diseño CAD y análisis CAE. Con esto el técnico asumiendo los papeles de diseñador y analista, crea nuevos productos competitivos respondiendo 2 preguntas principales: ¿Dónde poner el material? y ¿Cómo debe ser la estructura para soportar las cargas de funcionamiento? El nuevo producto obtenido de un estudio de optimización es transferido del software CAD CATIA al CAD/CAE SolidThinking, para el refinado y análisis estructural de comprobación. [13]

AISI 4140 o 42CrMo4 es la denominación del acero de bajo contenido de carbono, con aplicaciones estructurales. Empleado para aplicaciones de carga ligeras y severas, esto debido a que se encontró que en bielas para un motor diésel de una camioneta Mazda BT 50 y para un motor gasolina de un automóvil KIA Rio. [29] [30]

El material de la biela sujeto de estudio es un Acero SAE/AISI 1215, caracterizado por ser de alta maquinabilidad. Dado que es un acero resulturado no es idóneo para soldeo,

tratamiento térmico, ni forja a consecuencia de su bajo punto de fusión. Por lo cual se sugiere cambiarlo por un acero AISI 4140 o 42CrMo4, que admite estos procesos que mejoran las propiedades mecánicas de la pieza, es encontrado en aplicaciones de carga ligeras y severas como el caso de bielas para camioneta diésel Mazda BT 50 y auto gasolina KIA Rio, y que se comporta bien frente al templado progresivo debido a la transferencia de calor durante el funcionamiento del motor. [29] [30]

La presión media indicada es la que realmente impulsa al pistón, como una fuerza de impacto de alto choque, y permite al mecanismo biela – manivela vencer las resistencias internas del motor [39], o dicho de otra manera es aquella que se genera en la cámara de combustión, y suma la energía que entrega más la que pierde el motor. La fuerza generada por la expansión de gases será mayor cuando el motor no se encuentre sobre – revolucionado. Dado que ahí predominarían las fuerzas de inercia, que podrían generar fallos estructurales de los componentes internos. Por esta razón los fabricantes agregan el corte de inyección a determinado régimen de giro, reduciendo de esta manera la probabilidad de fallo.

Se evidencia una reducción de masa posible a determinado porcentaje, mediante un análisis descriptivo de la geometría resultante de la optimización topológica. El momento en el que la geometría pierde continuidad de masa, es cuando se dice que está en su porcentaje límite de reducción. Una vez obtenidos los resultados de análisis estático. Los gráficos de la geometría bajo cargas son exagerados por el software CAD/CAE a propósito para dar una mejor apreciación de los esfuerzos y las deformaciones. Por lo cual se debe tomar en cuenta más que una apreciación descriptiva del elemento, la comparación cuantitativa de las magnitudes resultantes del análisis.

## 6. RECOMENDACIONES

Es recomendable trabajar con 3 aspectos importantes como son: Tensión de Von Misses, Deformaciones, y Factor de seguridad. Para evitar redundancia y exacerbantes cantidades de datos que no podrían ser relevantes para el estudio.

La optimización de forma se realiza una vez obtenido el estudio topológico. Esto eliminando el material en las zonas de baja tensión, sobre una copia del modelo original. Debido a que el estudio de optimización de topología nos presenta el resultado de cómo quedaría el elemento sólido, mas no modifica el archivo original.

La modificación del elemento sólido optimizado debe ser tal que permita su fabricación bajo métodos convencionales y conocidos, como por ejemplo virutaje, maquinado o fundición. Y que permitan mantener o mejorar la eficiencia de producción, dado que la competitividad de un producto está marcada tanto por la calidad como por el precio.

Se debe considerar que las gráficas de convergencia no son de relevancia, dado que solo permiten validar la estabilidad de los datos a lo largo del proceso de iteración y cálculos que ejecuta el programa en la computadora.

Se recomienda que el mallado de la geometría sea adecuado tanto por la distribución de nodos como la densidad de este. Considerándose que un mallado fino y de nodos de geometría triangular presenta mejores resultados, por el contrario, un mallado grueso y de nodos de geometría cuadrada presenta menor precisión de resultados.

Las cargas deben ser aplicadas en función de las fuerzas máximas que tolerará el elemento mecánico. Vectorizándolas adecuadamente, de forma que los esfuerzos calculados sean los correctos.

El diseño CAD de la pieza original debe ser obtenido a través de un proceso de digitalización por escaneo 3D, esto con la finalidad de mejorar la precisión de diseño. Obteniéndose así las configuraciones geométricas reales.

Los gráficos de la geometría bajo cargas son exagerados por el software CAD/CAE a propósito para dar una mejor apreciación de los esfuerzos y las deformaciones. Por lo cual se debe tomar en cuenta más que una apreciación descriptiva del gráfico resultante del elemento, la comparación cuantitativa de las magnitudes resultantes del análisis.

Si bien existen una infinidad de programas que permiten la optimización de topología, es recomendable adoptar un software que sea manejable en términos de programación, y adecuados al trabajo a realizar. Existen programas complejos de manejar como SolidEdge, y por el contrario más amigables como lo son ANSYS o SolidWorks. Sin embargo, SolidEdge se encuentra soportado por Inteligencia Artificial y da la posibilidad de emplear diseño generativo.

La compatibilidad entre formatos entre softwares es primordial. Se debe revisar previamente cuáles son los tipos de documento que se pueden transferir, ser leídos y convertidos. Dado que procesos como el levantamiento geométrico, el mallado y la simulación se pueden realizar y transferir en programas distintos.

Se recomienda que todo el trabajo de optimización y simulación en lo posible sean realizables en el mismo programa, debido a que durante el proceso de conversión y transferencia se pueden producir errores por pérdida o malinterpretación de la información.

No se recomienda el maquinado de la biela del motor J20A para reducir peso, dado que se produce una especie de templado progresivo durante la operación del motor, lo cual podría terminar en un resquebrajamiento del elemento. Ni tampoco se recomienda el tratamiento térmico debido a que el material es un acero resulturado.

Si se plantea obtener una biela con propiedades mecánicas mejoradas, manteniendo su configuración geométrica original, es imperante cambiar el material.

Es recomendable verificar los valores de entrada, así como los calculados durante el proceso.

Debe considerarse para los fines de cálculo que el motor fuera de la condición de sobre – régimen, debido a que ahí la fuerza que impulsa es la de gas mas no la inercial.

Se debe realizar tanto un análisis descriptivo de las gráficas, así como cuantitativo de los valores resultantes de la optimización. Correlacionándolos para determinar la factibilidad de reducción y la congruencia de resultados.

## 7. REFERENCIAS

[1] Artés D. (2012). Los límites de la eficiencia térmica en motores gasolina y diésel. 14/04/2020, de

TECMOVIA Sitio web: <https://www.diariomotor.com/tecMOVIA/2012/10/02/los-limites-de-la-eficiencia-termica-en-motores-gasolina-y-diesel/>

- [2] Wenlong S., Xiaokai C., & Lu W.. (2016). Analysis of Energy Saving and Emission Reduction of Vehicles Using Light Weight Materials. En Science Direct(5). Beijing - China: Energy Procedia.
- [3] Joost W.. (August 24, 2012). Reducing Vehicle Weight and Improving U.S. Energy Efficiency Using Integrated Computational Materials Engineering. ResearchGate, 64, 1034.
- [4] Yildiz A.. (April 2008). Optimal Structural Design of Vehicle Components Using Topolgy Design and Optimization. ResearchGate, 4, 226.
- [5] EITA. (2019). ¿Qué es la Optimización Topológica?. 29/09/2020, de Estudio de Ingeniería y Tecnología Avanzada S.L Sitio web: <https://eitaingenieros.com/optimizacion/>
- [6] Lozano D., Velázquez F. & Zepeda A. (2010). OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL DE FORMA EN EL DISEÑO DE CAVIDADES EN ELEMENTOS PLANSO MEDIANTE ALGORITMOS EVOLUTIVOS. Asociación Argentina de Mecánica Computacional, XXIX, 1159.
- [7] Paz A. (17 December 2018). "state of the art on structural optimization". ResearchGate, -, 12.

- [8] Sriharsha B. & Sudhakar Rao P. (February 2020). Design Considerations for Connecting Rod. International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT), 9, 2373.
- [9] Villaroel N. (2018). OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA ESTRUCTURAL COMO MÉTODO PARA MEJORAR EL BRAZO FRONTAL INFERIOR DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO CHEVROLET ESTEEM. Quito - Ecuador: Universidad Internacional SEK.
- [10] Kasper U. (2014). CUSTOMER STORY: LEIBER Group. En INSPIRE solidThinking(2). Rudolf-Diesel-Straße 1-3, D78576 Emmingen, Germany: solidThinking, Inc.
- [11] Alstom, Inc. (2014). CUSTOMER STORY: Alstom Transportation/Railway. En INSPIRE solidThinking & EVOLVE solidThinking(2). Alstom 48, rue Albert Dhalenne 93400 Sain-Ouen, France: solidThinking, Inc.
- [12] Thellner M. (2015). CUSTOMER STORY: Scania Comercia Vehicles / Automotive. En INSPIRE solidThinking(2). SE-15187 Södertälje, Sweden: solidThinking, Inc.
- [13] Chung J. (2014). CUSTOMER STORY: AAM, Automotive Components. En INSPIRE solidThinking(2). One Dauch Drive, Detroit, MI 48211-1198: solidThinking, Inc.
- [14] Tiwari S. & Kaviti K. (August 2015). Parameters influencing connecting rod: A review. International Journal of Scientific & Engineering Research, 6, 10.
- [15] Repman 22. (2019). 3 FORMAS de BIELAS ¿CUÁL es MEJOR? I H o +?. 04/10/2020, de YouTube Sitio web: <https://www.youtube.com/watch?v=MDtZHASuGyU&list=LLd13m31wVvYg3Gna7tlwKlg&index=2&t=283s>
- [16] Quimbita A. & Guallichico E. (2017). DETERMINACIÓN DEL POTENCIAL ENERGÉTICO Y MECÁNICO DEL MOTOR MAZDA F2 AL UTILIZAR LOS TIPOS DE GASOLINA COMERCIAL EMPLEADOS EN EL ECUADOR. LATACUNGA - ECUADOR: ESPE, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Carrera de Ingeniería Automotriz.
- [17] Faires, Moring V. & SIMMANG, Max C. (1983). Termodinámica. CDMX - México: Unión Tipográfica, Hispano-Americana S.A.
- [18] Morán, Michael J & Shapiro, Howard N. (2004). Fundamentos de termodinámica. Barcelona - España: Reverté S.A.
- [19] Nina J. (2015). Ciclos Termodinámicos del motor Otto y motor Diesel. Buenos Aires - Argentina: CEEPS.
- [20] Mena L. (-). MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA GASOLINA - DIESEL. Latacunga - Ecuador: Facultad de Ingeniería de Ejecución en Mecánica Automotriz, Escuela Politécnica del Ejército.

- [21] Mena L. (2018). MATEMÁTICA APLICADA A LOS SISTEMAS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. DIÉSEL - GASOLINA. Sangolquí - Ecuador: Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.
- [22] MOTORGIGA. (2016). PRESIÓN MEDIA DEL CICLO - Definición - Significado. 04/10/2020, de RedGiga Sitio web: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/presion-media-del-ciclo-definicion-significado/gmx-niv15-con195228.htm>
- [23] Jóvay M. (1982). Motores del automóvil. Moscú: MIR.
- [24] GTZ GmbH. (1984). Matemática aplicada para la técnica del automóvil. Eschborn - Alemania: GTZ GmbH.
- [25] Calleja G. (2011). Motores. Madrid - España: Paraninfo.
- [26] ENGINE-SPECS. (2016). Suzuki J20. 04/10/2020, de ENGINESPECS Sitio web: <https://www.engine-specs.net/suzuki/j20.html>
- [27] Cevallos G., Cueva F., & Pinto K. (2018). QUITO, CIUDAD DE ALTURA. Inv. Acad. Educación, 2, 14.
- [28] Miralles J., Giménez A., Domenech L., & García V. (Agosto 2015). Efecto de la Relación de Compresión en el Rendimiento de Motores de Combustión Interna a Diferentes Altitudes. Información Tecnológica, 26, 63-74.
- [29] Morillo, V. Imbaquingo, B. Benavides, I. (2017). DETERMINACIÓN DE LA CARGA MECÁNICA MÁXIMA QUE SOPORTAN LAS BIELAS DEL MOTOR DE UNA CAMIONETA MAZDA BT-50 DIÉSEL MEDIANTE ENSAYOS ESTÁTICOS DE ESFUERZO EXPERIMENTAL Y POR ELEMENTOS FINITOS. Obtenido de <http://repositorio.utn.edu.ec/>: <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/7110/2/ARTICULO.pdf>
- [30] Imbaquingo R. & Puente E. (2011). Determinación de la capacidad mecánica de carga de diferentes bielas utilizadas en los vehículos Kía Rio, Corsa Evolution Y Volkswagen Gol mediante análisis de esfuerzos experimental y por elementos finitos con un análisis metalográfico de las mismas. Latacunga - Ecuador: Departamento de Ciencias de energía y mecánica, Carrera de Ingeniería Automotriz, Escuela Politécnica del Ejército.
- [31] Amé R. (2011). Mecánica aplicada al diseño de los elementos de máquinas temas básicos de resistencia de materiales aplicables al diseño de árboles y ejes. Buenos Aires: Nobuko.
- [32] Meza C. (2012). OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA EN EL DISEÑO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES MECÁNICOS. Santiago de Cali: Universidad Autónoma de Occidente, Facultad de Ingeniería, Departamento de Energética y Mecánica, Programa de Ingeniería Mecánica.

- [33] Carburando. (2016). El Grand Vitara se vuelve leyenda. EL COMERCIO, 2.
- [34] Villaroel N. (2018). Optimización Topológica Estructural Como Método para Mejorar el Brazo Frontal Inferior de Suspensión de un Vehículo Chevrolet Esteen. Quito - Ecuador: Universidad Internacional SEK, Facultad de Arquitectura e Ingeniería.
- [35] Prakash K. & Kaushik K. (2015). Stress Analysis and Shape Optimization of Connecting Rod using Different Materials. REST Journal on Emerging trends in Modelling and Manufacturing, 1(2), 10.
- [36] Ho B. (2020). 5 Tips on How to Create a High Quality Mesh. 05/04/2021, de SIMSCALE Sitio web: <https://www.simscale.com/blog/2018/03/tips-high-quality-mesh/>
- [37] Velázquez A. (2004). Análisis y simulación numérica, de la cabeza de una biela de un motor de explosión de cuatro tiempos del Seat Leon TDi. Cataluña, España: UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA, BARCELONATECH.
- [38] Araworks. (2021). Cómo comprobar la calidad del mallado en elementos finitos. 05/04/2021, de AraWorks S.L Sitio web: <https://araworks.es/como-comprobar-la-calidad-del-mallado-en-elementos-finitos/>
- [39] Dutt A. (December 2015). Effect of Mesh Size on Finite Element Analysis of Beam. SSRG International Journal of Mechanical Engineering , 2, 12.
- [40] Garibaldi A. (02/04/2021). Cuáles son las 3 POTENCIAS de un motor con turbo compresor?. 05/04/2021, de AUTOTECNICA TV Sitio web: <https://www.youtube.com/watch?v=VyaAYuglfHQ>

## ANEXOS

### Anexo 1. Cálculos termodinámicos

#### Presión de Gas y Potencia Indicada

Proceso adiabático (A-C)

$$P_c = 140 \text{ psi} = 965.266 \text{ kPa}$$

$$T_a = 273,15 \text{ K}$$

$$T_c = T_a * \varepsilon^{k-1}$$

$$T_c = 273,15 * 9.7^{1.48-1} = 812.9271669 \text{ K}$$

Proceso isocórico (C-Z)

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\rho_{\text{aire}} * V_H * n}{\# \text{ ciclos}} * n_v$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1995 \text{cm}^3 * \frac{1 \text{m}^3}{(100 \text{cm})^3} * 6000 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2 \pi \text{rad}}{1 \text{rev}} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}}}{2} * 1$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 0.767765974 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{R_{A/C}} = \frac{0.767765974 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{14.7}$$

$$\dot{m}_{\text{comb}} = 0.052228977 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_z = \frac{L_{HV}}{R_{A/C} * CV} + T_c$$

$$T_z = \frac{48\,300 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{14.7 * 0.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}} + 812.9271669 \text{ K}$$

$$T_z = 5389.130907 \text{ K}$$

$$P_z = \frac{P_c * T_z}{T_c}$$

$$P_z = \frac{965.266 \text{ kPa} * 5389.130907 \text{ K}}{812.9271669 \text{ K}}$$

$$P_z = 6399.029391 \text{ kPa}$$

Proceso adiabático (z-b)

$$P_b = P_z * \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^k$$

$$P_b = 6399.029391 \text{ kPa} * \left(\frac{1}{9.7}\right)^{1.23}$$

$$P_b = 391.1874125 \text{ kPa}$$

$$T_b = T_z * \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}$$

$$T_b = 5389.130907 \text{ K} * \left(\frac{1}{9.7}\right)^{1.23-1}$$

$$T_b = 3195.664913 \text{ K}$$

Proceso isocórico (b-a)

$$T_a = \frac{P_a}{P_b} * T_b$$

$$T_a = \frac{101.325 \text{ kPa}}{391.1874125 \text{ kPa}} * 3195.664913 \text{ K}$$

$$T_a = 827.7381556 \text{ K}$$

$$P_{mi} = P_a * \frac{\varepsilon^{n1}}{\varepsilon - 1} * \left[ \frac{\lambda}{n2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n2-1}} \right) - \frac{1}{n1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n1-1}} \right) \right]$$

$$P_{mi} = 101.325 \text{ kPa} * \frac{9.7^{1.48}}{9.7 - 1} * \left[ \frac{6399.029391 \text{ kPa}}{391.1874125 \text{ kPa}} \left( 1 - \frac{1}{9.7^{1.23-1}} \right) - \frac{1}{1.48 - 1} \left( 1 - \frac{1}{9.7^{1.48-1}} \right) \right]$$

$$P_{mi} = 9267.600155 \text{ kPa}$$

$$P_i = \frac{V_h * P_{mi} * n}{3000 * a}$$

$$P_i = \frac{1995 \text{ cm}^3 * \frac{1 \text{ m}^3}{(100 \text{ cm})^3} * 9267.600155 \text{ kPa} * \frac{1000 \text{ Pa}}{1 \text{ kPa}} * 6000 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2 \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}{3000 * 4}$$

$$P_i = 968.0745667 \text{ W} \frac{1 \text{ cv}}{735.499 \text{ W}} = 1.316214661 \text{ cv}$$

**Anexo 2.** Cálculo de fuerza de explosión sobre el émbolo en punto muerto superior

Fuerza sobre el émbolo en el PMS

$$Fem = Pz * \frac{\pi * (\Phi_{pistón})^2}{4}$$

$$Fem = 6399.029391 \text{ kPa} * \frac{\pi * (0.084 \text{ m})^2}{4}$$

$$Fem = 35.46194553 \text{ KN}$$

Fuerza sobre el émbolo en PMS

**Anexo 3.** Determinación de fuerza de biela con émbolo en PMS y máxima

Fuerza de gas en PMS y Máxima

$$Fs'(\alpha) = 0$$

$$\sin \alpha \cos \alpha = 0$$

$$\sin \alpha = 0^\circ$$

$$\cos \alpha = 90^\circ$$

$$Fs'(\alpha) = \left( \frac{e * \sin \alpha * \cos \alpha}{(1 - b * \sin^2 \alpha)^{3/2}} \right)^1$$

$$(\sin \alpha \cos \alpha)^1 = e * \cos \alpha * \cos \alpha - e * \sin \alpha * \sin \alpha$$

$$(\sin \alpha \cos \alpha)^1 = e * (1 - 2\sin^2 \alpha) = \gamma(\alpha)$$

$$[(1 - b * \sin^2 \alpha)^{3/2}]^1 = 3/2(1 - b * \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} * (2b \sin \alpha \cos \alpha) = \beta(\alpha)$$

$$e * \sin \alpha \cos \alpha = \theta(\alpha)$$

$$(1 - b * \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}} = \Omega(\alpha)$$

$$Fs''(\alpha) = \frac{\gamma(\alpha) * \Omega(\alpha) - \beta(\alpha) * \theta(\alpha)}{\Omega(\alpha)^2}$$

$$e = F_G * \left( \frac{S}{lb} \right)^2$$

$$e = 35.462 * \left( \frac{90}{142.9} \right)^2 = 14.066 \text{ KN}$$

$$b = \frac{90}{142.9} = 0.6298$$

$$Fs''(\alpha) = \frac{-14.066 \text{ KN} * 0.225244721 - 0}{(0.225244721)^2}$$

$$Fs''(90^0) = -62.44763446 \text{ KN}$$

$$Fs''(90^0) < 0$$

Valor máximo

$$Fs = \frac{F_G}{\text{Cos}\beta}$$

$$\beta = \text{arcsen}\left(\frac{S * \text{Sin}\alpha}{lb}\right)$$

$$Fs = \frac{F_G}{\text{Cos}\left[\text{arcsen}\left(\frac{S * \text{Sin}\alpha}{lb}\right)\right]}$$

Reformulación de la ecuación por funciones trigonométricas

$$Fs = \frac{F_G}{\text{Cos}\left[\text{arccos}\sqrt{1 - \left(\frac{S * \text{Sin}\alpha}{lb}\right)^2}\right]}$$

$$\left(\frac{S}{lb}\right)^2 = b$$

$$Fs = \frac{F_G}{\sqrt{1 - b * \text{sin}^2\alpha}}$$

$$1 - b * \text{sin}^2\alpha = \mu$$

Derivación por regla de la cadena

$$Fs'(\alpha) = F_G \left(\frac{1}{\sqrt{\mu}}\right)'$$

$$Fs'(\alpha) = F_G \left( \frac{0 * \sqrt{\mu} - \left(\frac{1}{2}\right) \left(\mu^{-\frac{1}{2}}\right) * 1}{\mu} * \mu' \right)$$

$$Fs'(\alpha) = F_G * \left( -\frac{1}{2 * \mu^{1+\frac{1}{2}}} * \mu' \right)$$

$$\mu' = 1' - b * (\sin^2 \alpha)'$$

$$(\sin^2 \alpha)' = [(\sin \alpha)^2]' = \alpha' * \cos \alpha * 2 \sin \alpha$$

$$(\sin^2 \alpha) = 2 * \sin \alpha * \cos \alpha$$

$$\mu' = -2b * \sin \alpha * \cos \alpha$$

$$Fs'(\alpha) = F_G * \frac{2b * \sin \alpha * \cos \alpha}{2(1 - b * (\sin^2 \alpha))^{3/2}}$$

$$F_G * b = e$$

$$Fs'(\alpha) = \frac{e * \sin \alpha * \cos \alpha}{(1 - b * (\sin^2 \alpha))^{3/2}}$$

$$Fs(90^\circ) = \frac{35.46194553 \text{ KN}}{\cos \left[ \arcsen \left( \frac{90 * \sin^2 90^\circ}{142.9} \right) \right]}$$

$$Fs(90^\circ) = Fs_{Max} = 45.654 \text{ KN}$$

$$Fs(0^\circ) = \frac{35.46194553 \text{ KN}}{\cos \left[ \arcsen \left( \frac{90 * \sin^2 0^\circ}{142.9} \right) \right]}$$

$$Fs(0^\circ) = Fs_{PMS} = 35.46194553 \text{ KN}$$

**Anexo 4.** Cálculo de secciones transversales del cuerpo de biela original

Área de sección A-A

$$A1 = b * h$$

$$A1 = 12mm * 18mm * \frac{1 m^2}{(1000 mm)^2} = 2.16 x 10^{-4}m^2$$

$$A2 = \pi r^2$$

$$A2 = \pi * (5 mm)^2 \frac{1 m^2}{(1000 mm)^2} = 7.85 x 10^{-5}m^2$$

$$A_{A-A} = A1 - A2 = 2.16 x 10^{-4}m^2 - 7.85 x 10^{-5}m^2 = 1.375x 10^{-4}m^2$$

Área de sección B-B

$$A1 = b * h$$

$$A1 = 12mm * 18mm * \frac{1 m^2}{(1000 mm)^2} = 2.16 x 10^{-4}m^2$$

$$A2 = \pi r^2$$

$$A2 = \pi * (5 mm)^2 \frac{1 m^2}{(1000 mm)^2} = 7.85 x 10^{-5}m^2$$

$$A3 = \pi * (3 mm)^2 \frac{1 m^2}{(1000 mm)^2} = 2.8274 x 10^{-5}m^2$$

$$A4 = 4mm * 3mm * \frac{1 m^2}{(1000 mm)^2} = 1.2 x 10^{-5}m^2$$

$$A_{B-B} = A1 - A4 - 0.5 * (A2 + A3)$$

$$A_{B-B} = 2.16 x 10^{-4}m^2 - 1.2 x 10^{-5}m^2 - 0.5 * (7.85 x 10^{-5}m^2 + 2.8274 x 10^{-5}m^2)$$

$$A_{B-B} = 1.50613x 10^{-4}m^2$$

**Anexo 5.** Análisis de la Biela original.

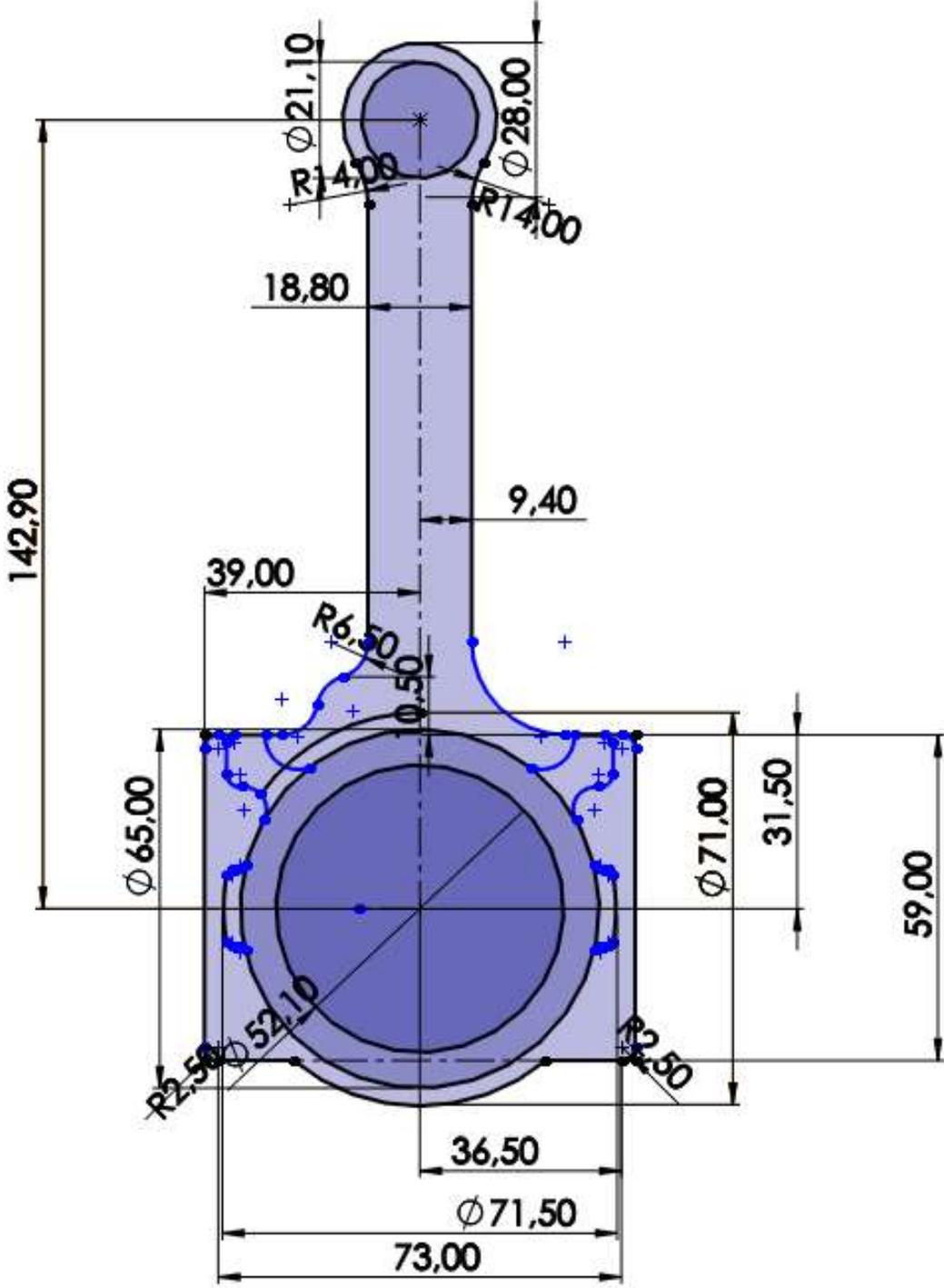
Como primer paso es la adquisición de la biela OEM perteneciente al motor J20A



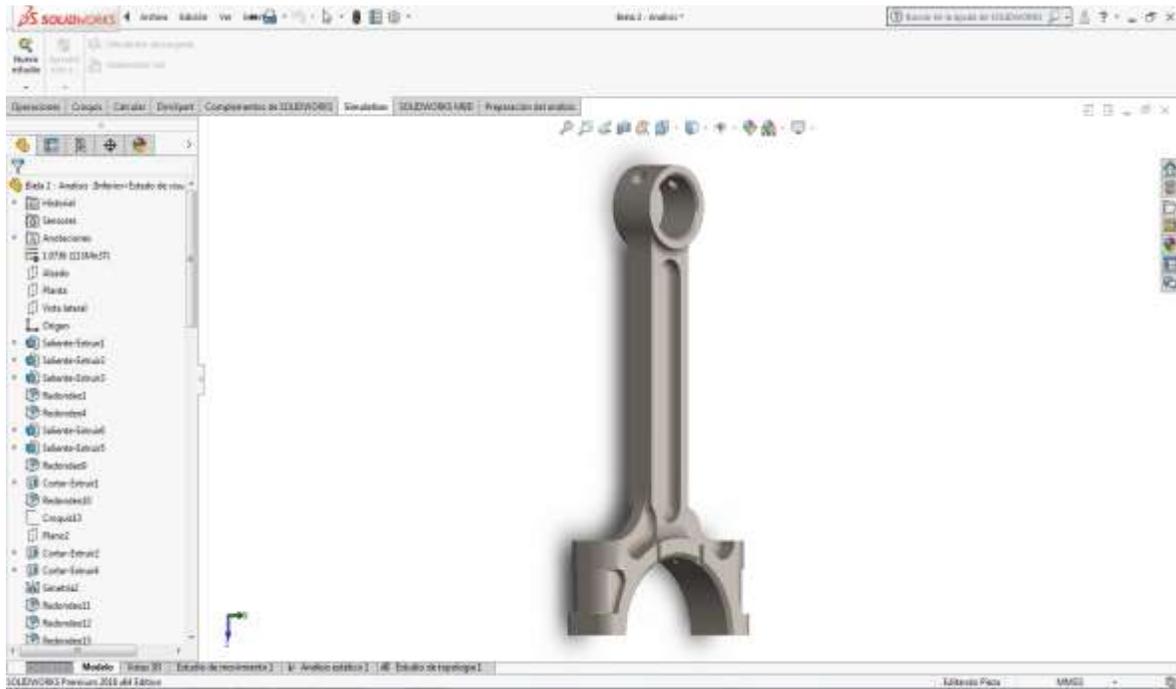
Como segundo paso es la toma de medidas de la pieza original para proceder al modelado.



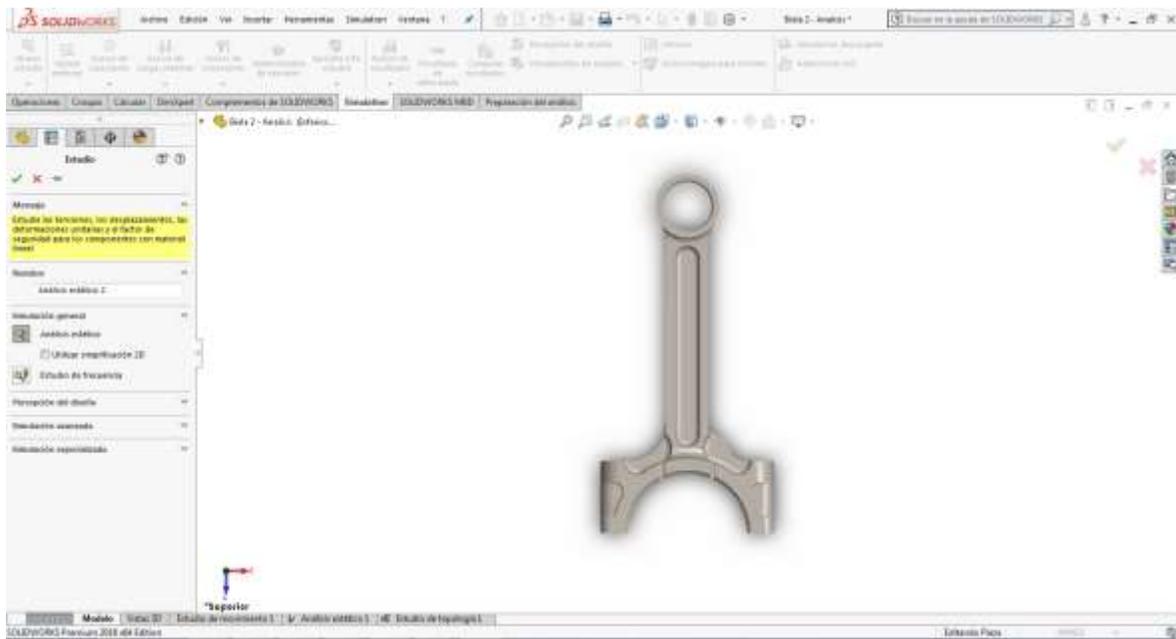
Como tercer paso se tiene el croquizado de la biela



El siguiente paso después del croquizado viene el modelado

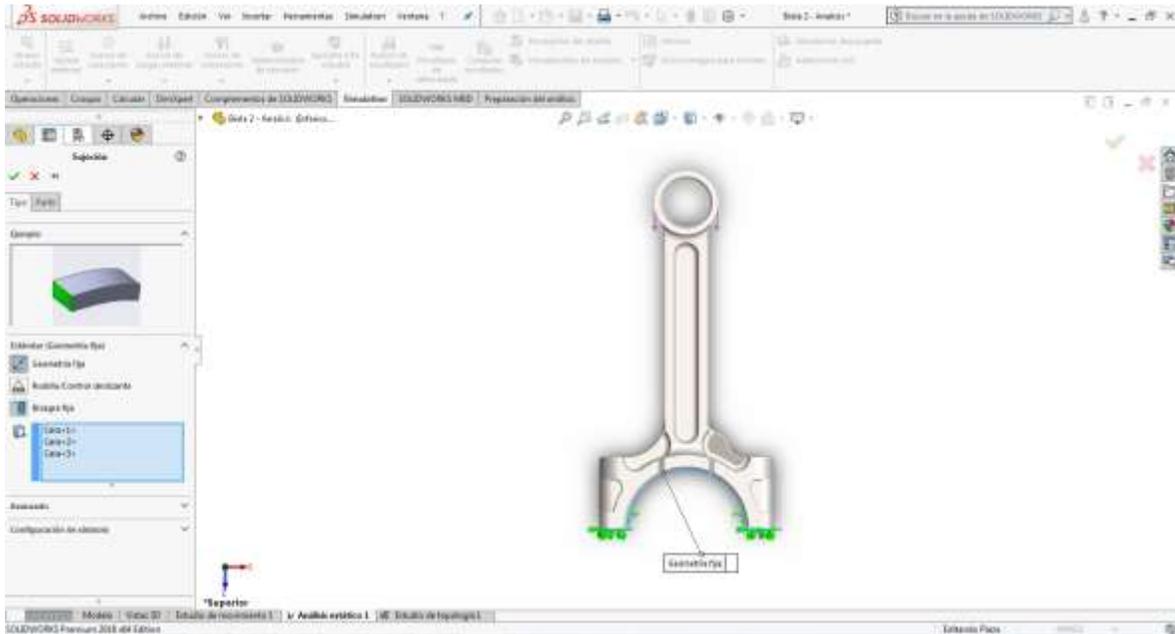


El siguiente paso es la selección del estudio, como es el de Análisis Estático.

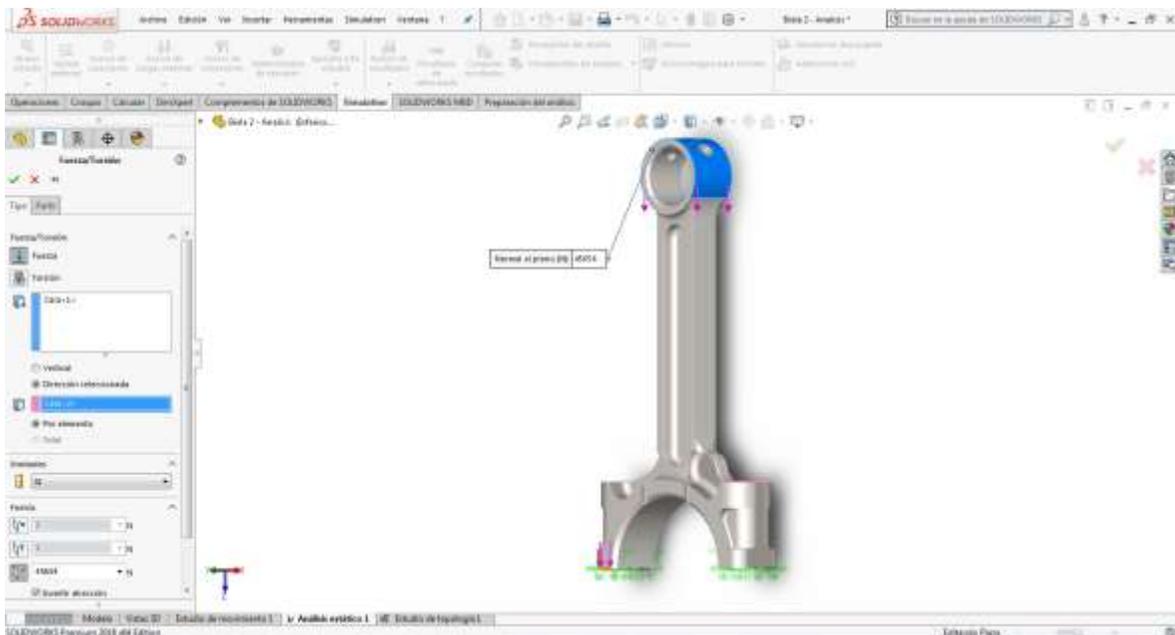


A continuación, se procede a aplicar las condiciones de contorno

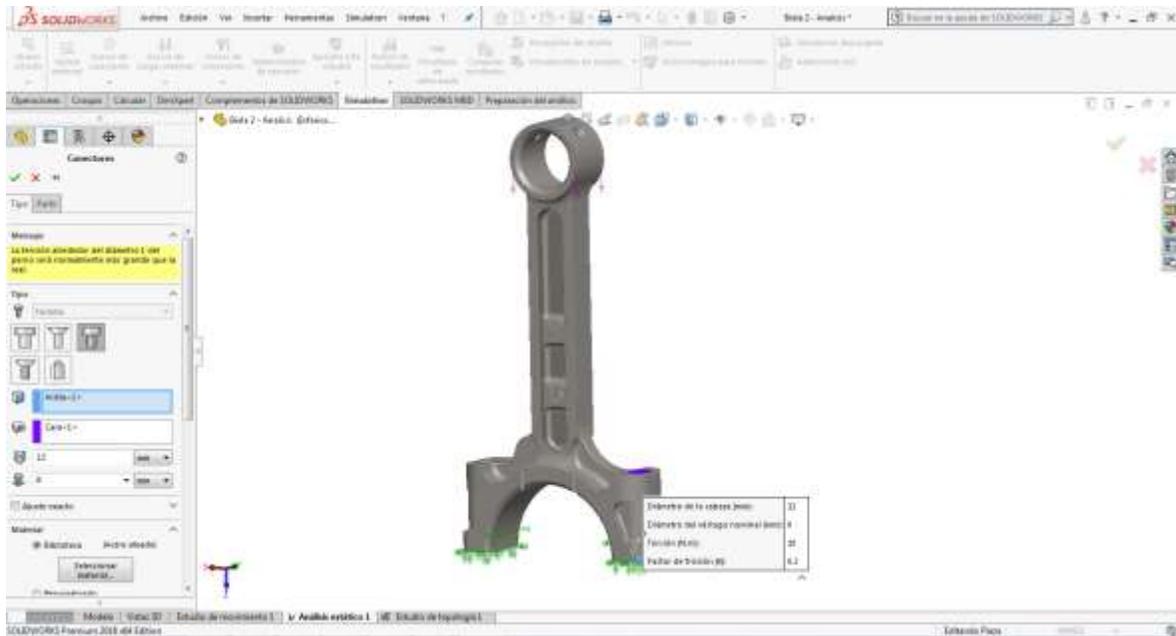
- Iniciándose con la ubicación de las sujeciones en el lugar y similar como están en la realidad.



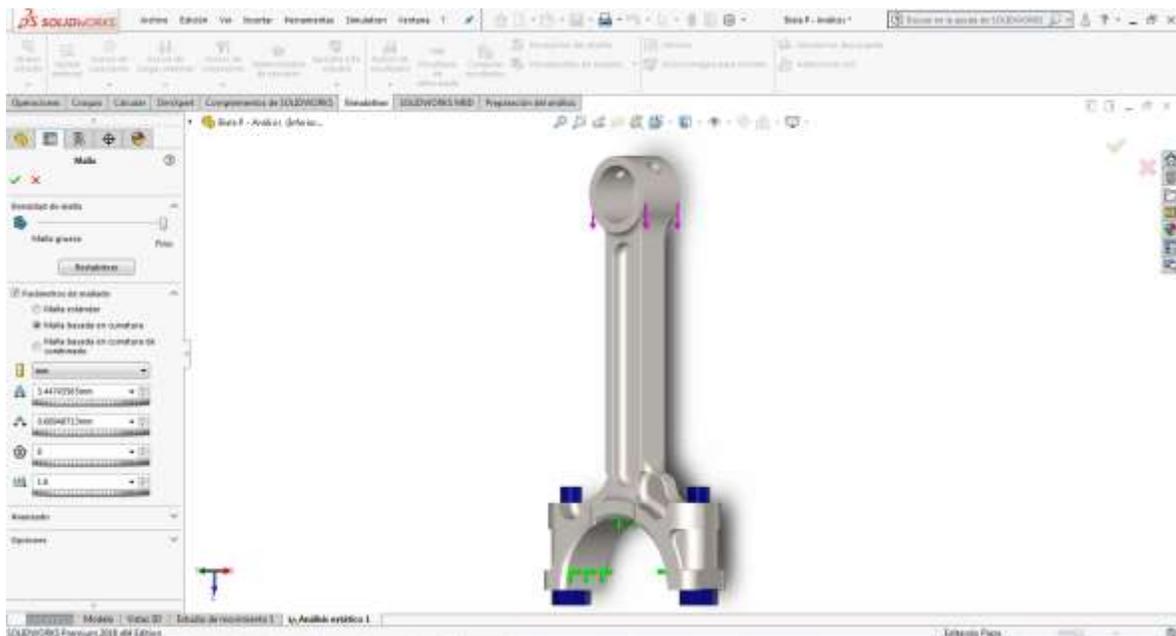
- El siguiente paso es la ubicación de la carga la cual es de 45654 N, que es el valor definido anteriormente, aplicado sobre la parte donde va el muñón y el pistón.



A continuación, se procede a colocar elementos conectores con los tornillos de sujeción en los lugares de unión.



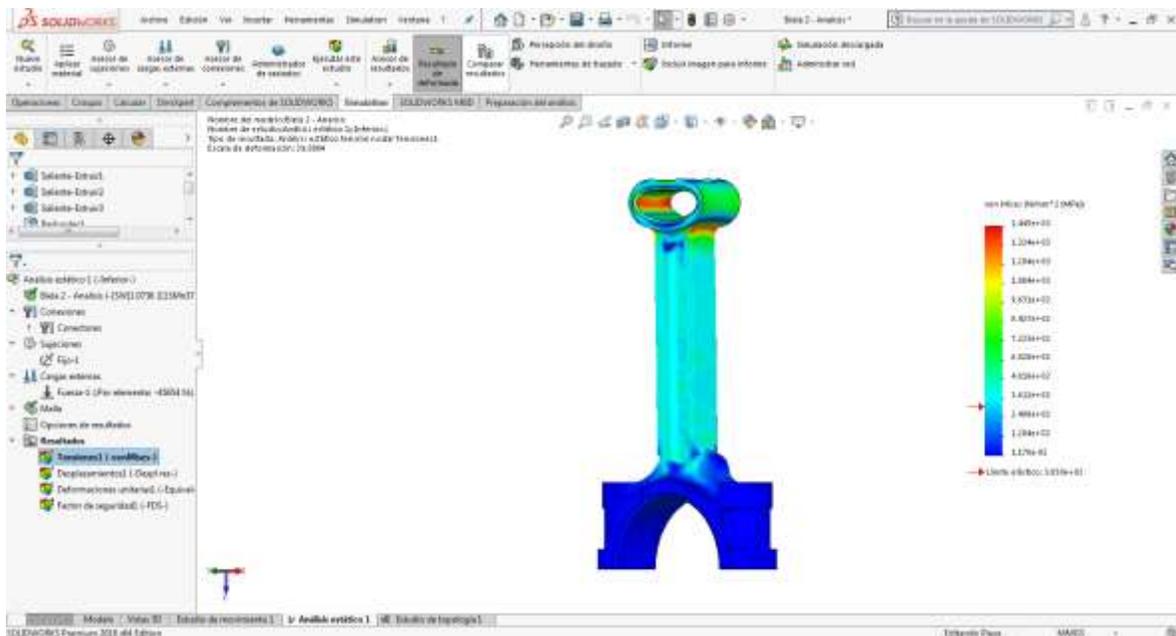
Otro parámetro a ubicar es el mallado, el cual por recomendación debe ser muy fino aplicado en parámetros basados en curvatura y de estilo octaédrico.



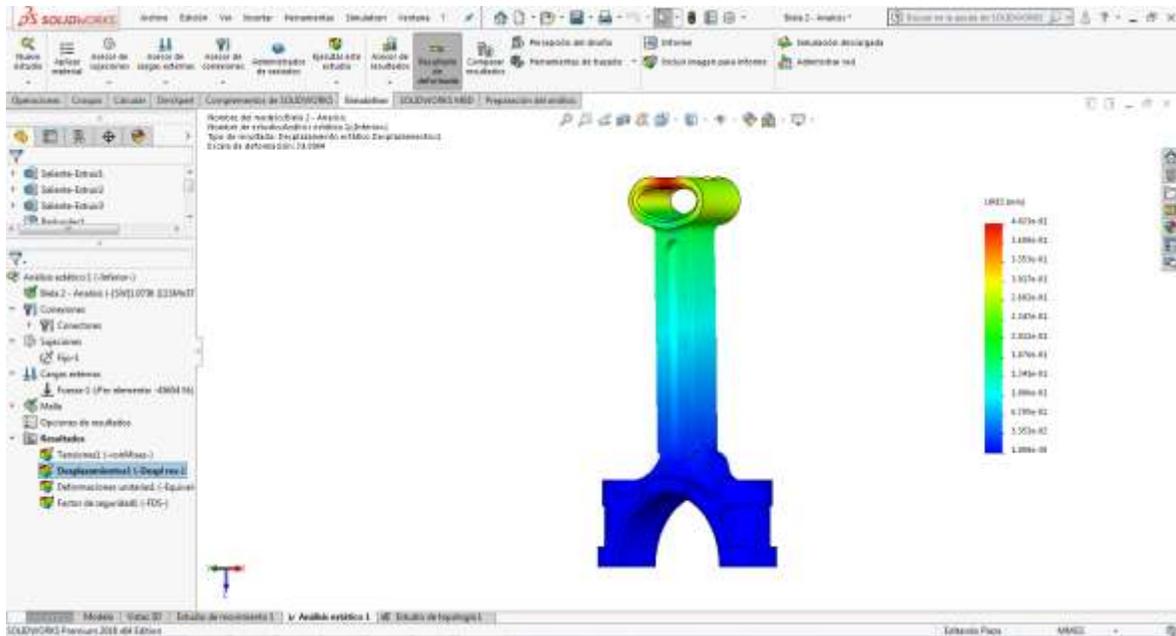
Por lo que se obtiene.



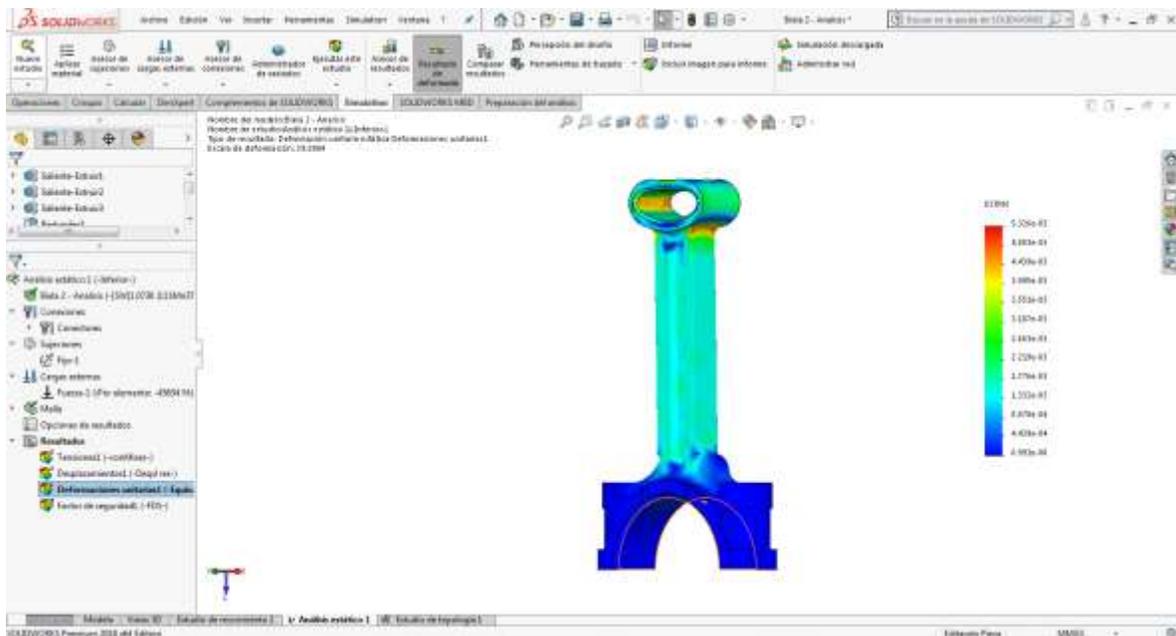
Finalmente se procede al análisis estático, donde como resultados se obtiene Tensión Máxima de 1445 MPa, dando un factor aceptable en base al límite elástico de 305 MPa, observando que la mayor parte del cuerpo se ubica en este límite.



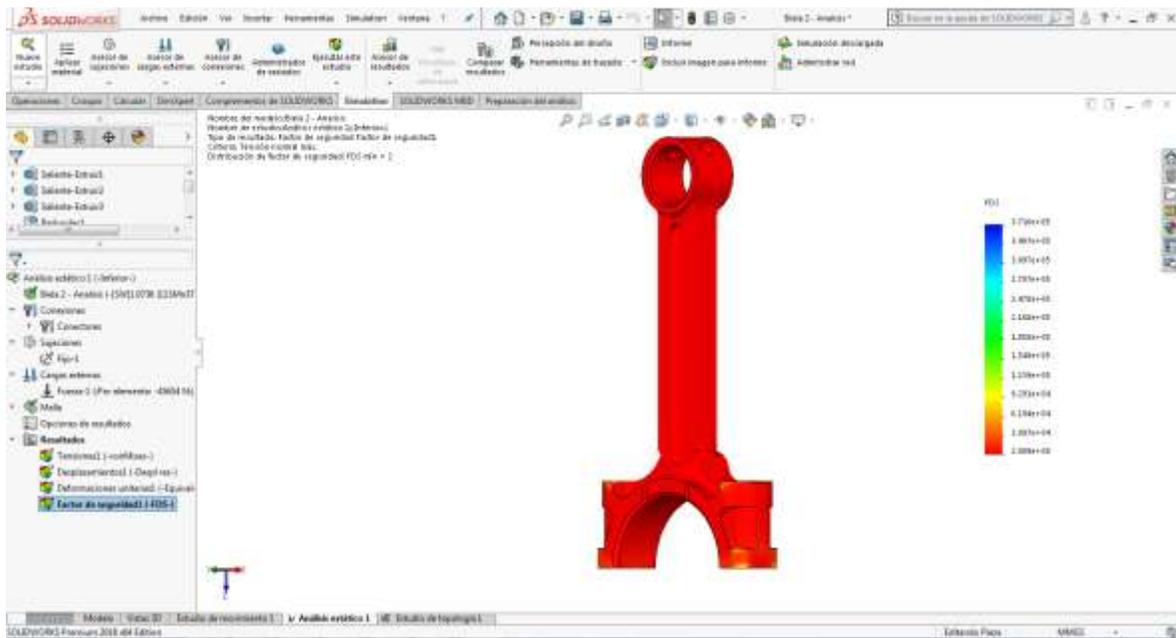
Otro análisis a realizar es el de desplazamiento donde la mayor deformación es de 0.4023 mm, siendo un parámetro aceptable, por ser mínimo.



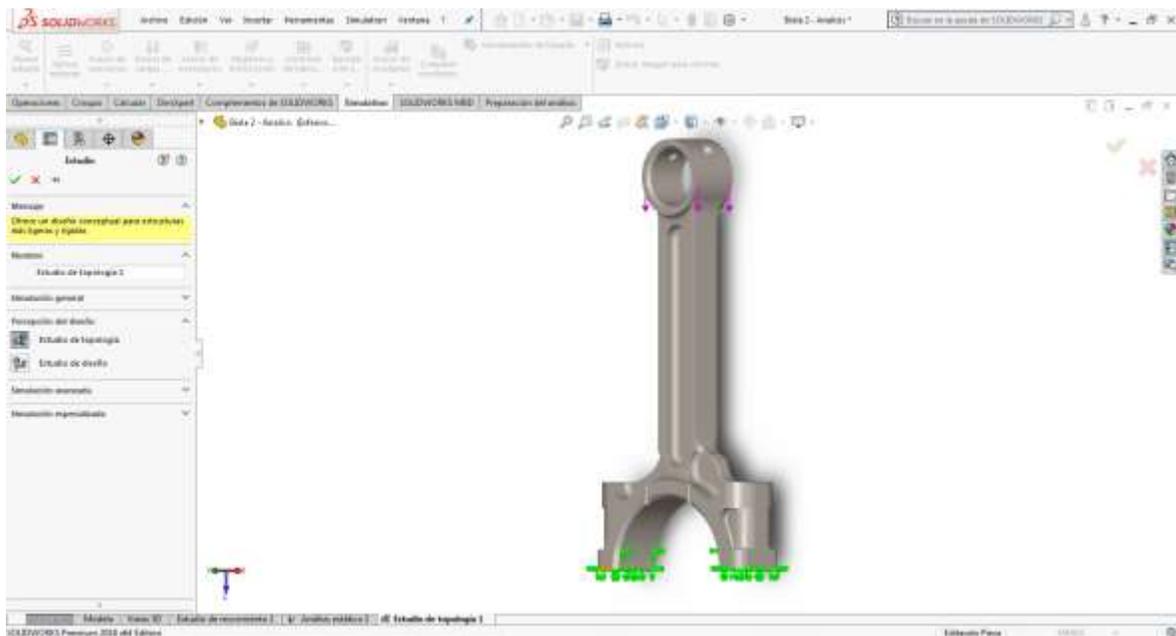
Otro análisis a efectuarse es el de Deformación Unitaria la cual se determina mediante el empleo de la Ley de Hooke, dado en base a la diferencia de longitudes sobre la Longitud inicial, dando un valor de 0,005326.



Mientras que el Factor de Seguridad obtenido es de 2.009, según el modelo definido.

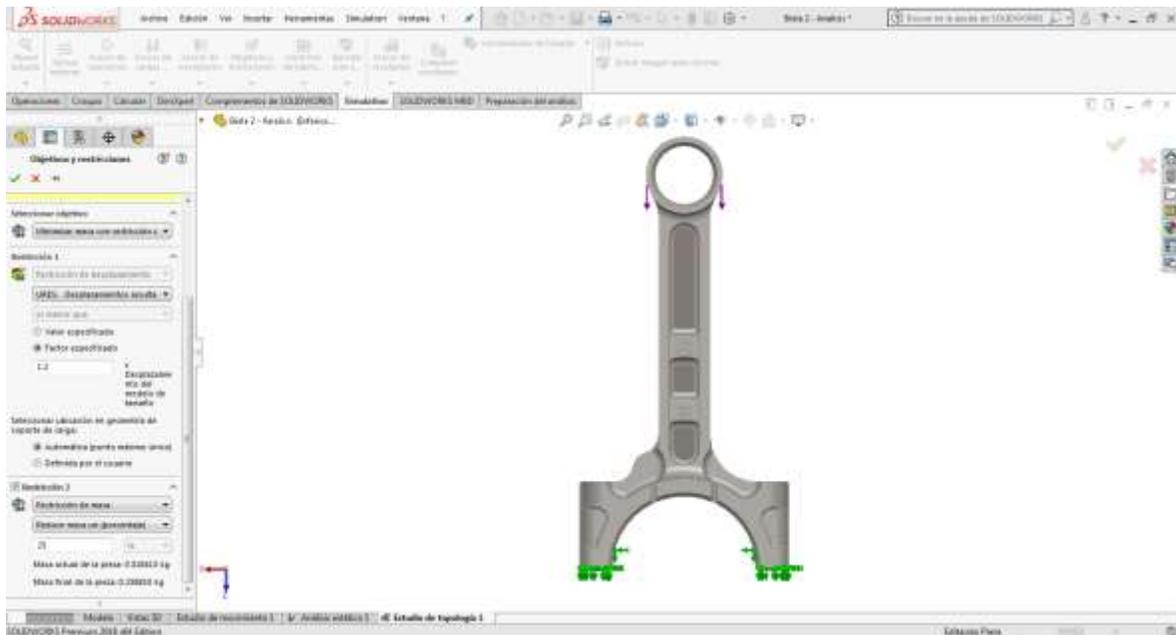


El siguiente paso es la selección del estudio de topología.

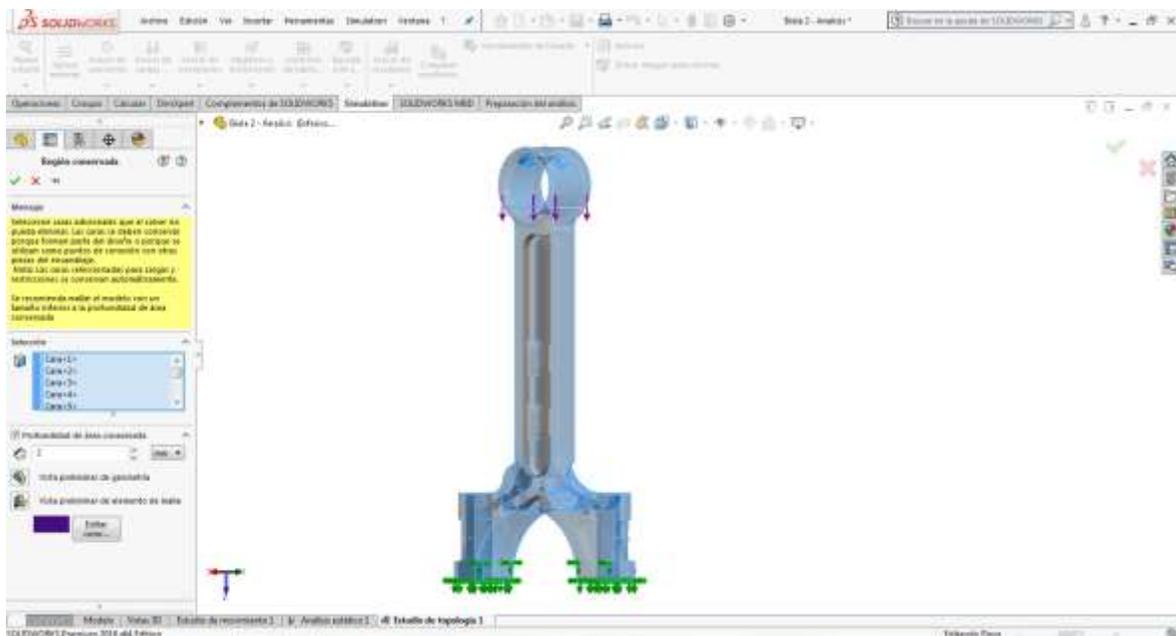


Los parámetros de contorno del análisis de topografía, sigue el mismo procedimiento que el anterior al ubicar las sujeciones, cargas y mallado.

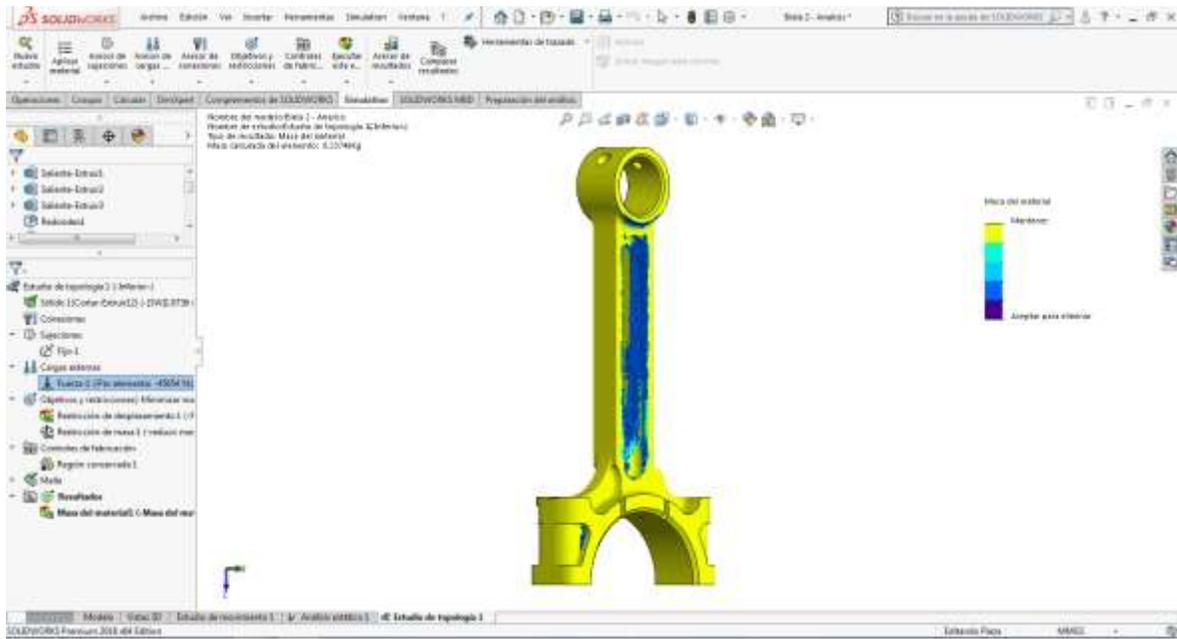
Una vez colocado las condiciones de contorno se procede a ubicar los objetivos y restricciones deseados, en base a la minimización de masa y restricciones, con factores detallados de 1.2, permitiendo una reducción de masas en porcentaje de hasta el 25% máximo.



A continuación, se procede a seleccionar las caras según las regiones que se quiere conservar, dando un grueso mínimo de 2 mm.

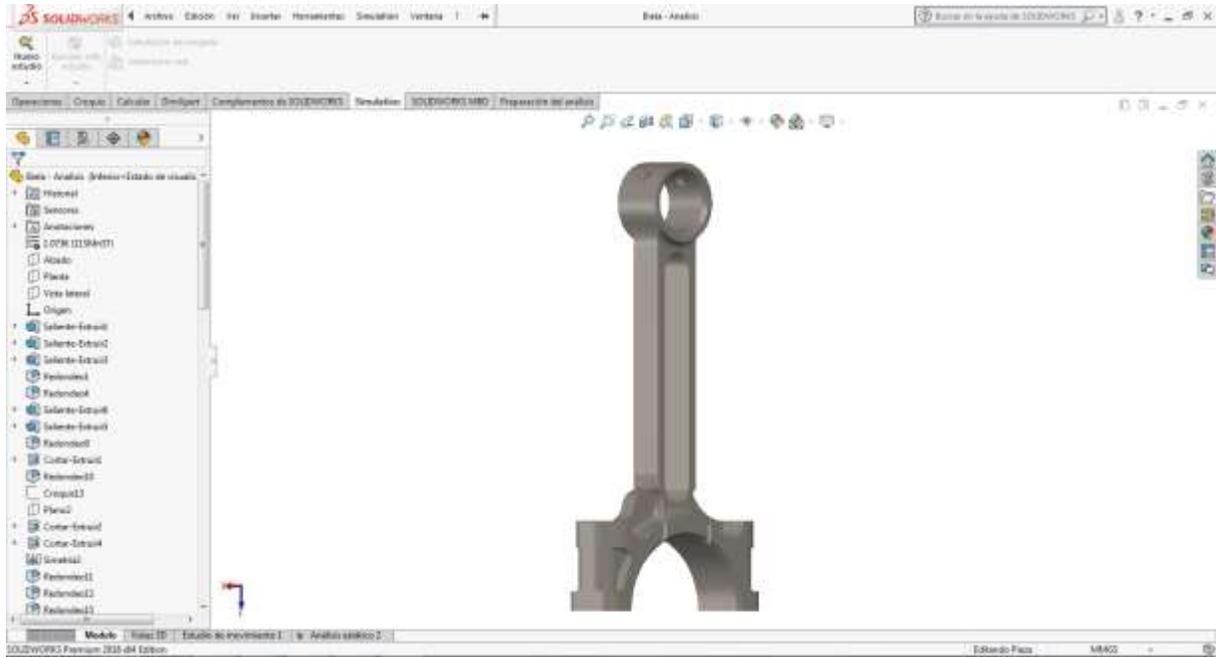


Por lo que se obtiene.



## Anexo 6. Análisis de la Biela Optimizada I al 10%

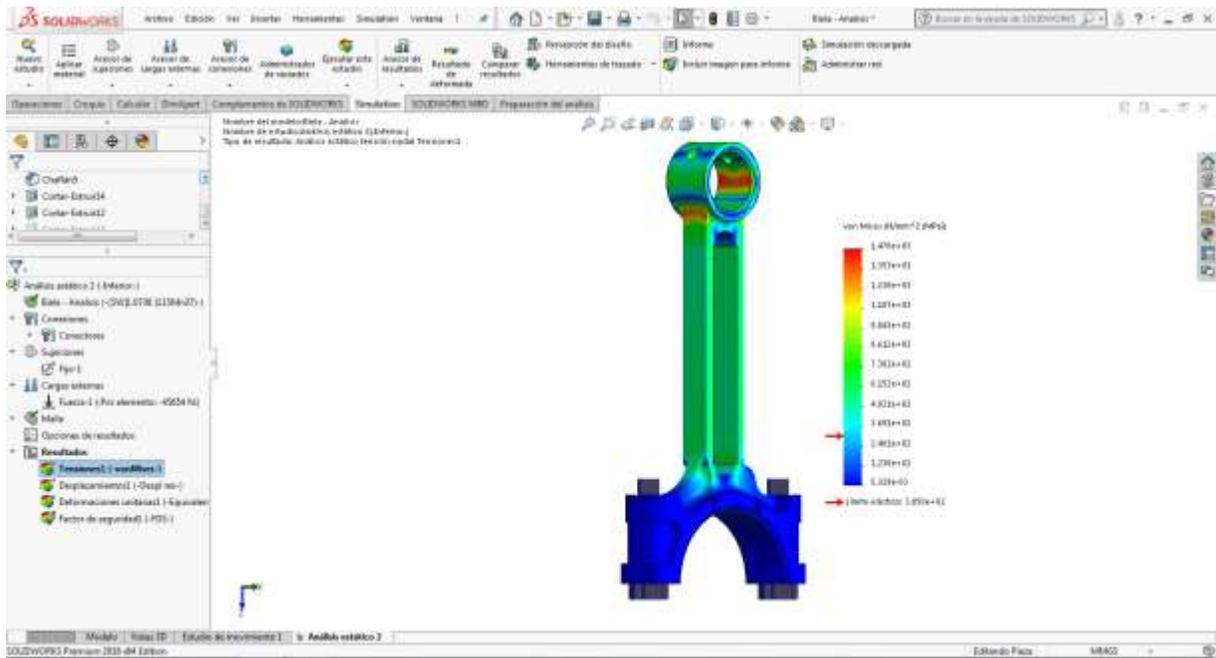
Al igual que en el modelado original, se procede al modelado de la biela optimizada I.



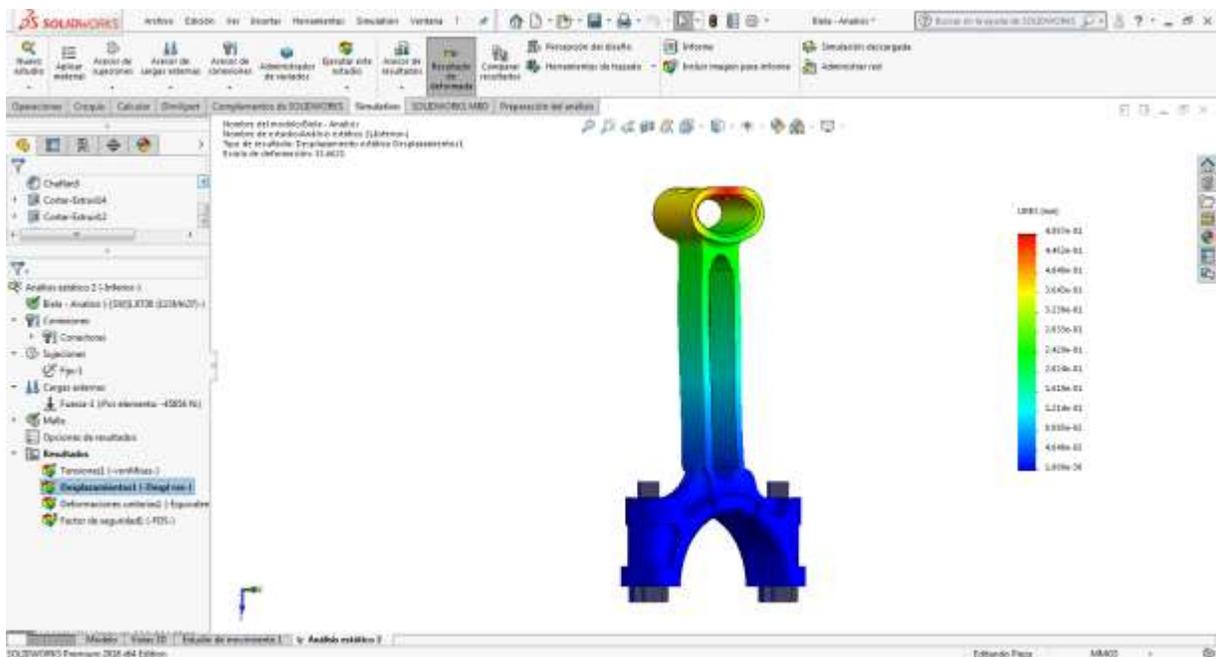
Al igual que con la biela original, se procede a la selección de estudio del Análisis Estático, donde se aplica las mismas condiciones de contorno que el dado en el original, con 45654 N, con un mallado muy fino aplicado en parámetros basados en curvatura y de estilo octaédrico, por lo que se obtiene.



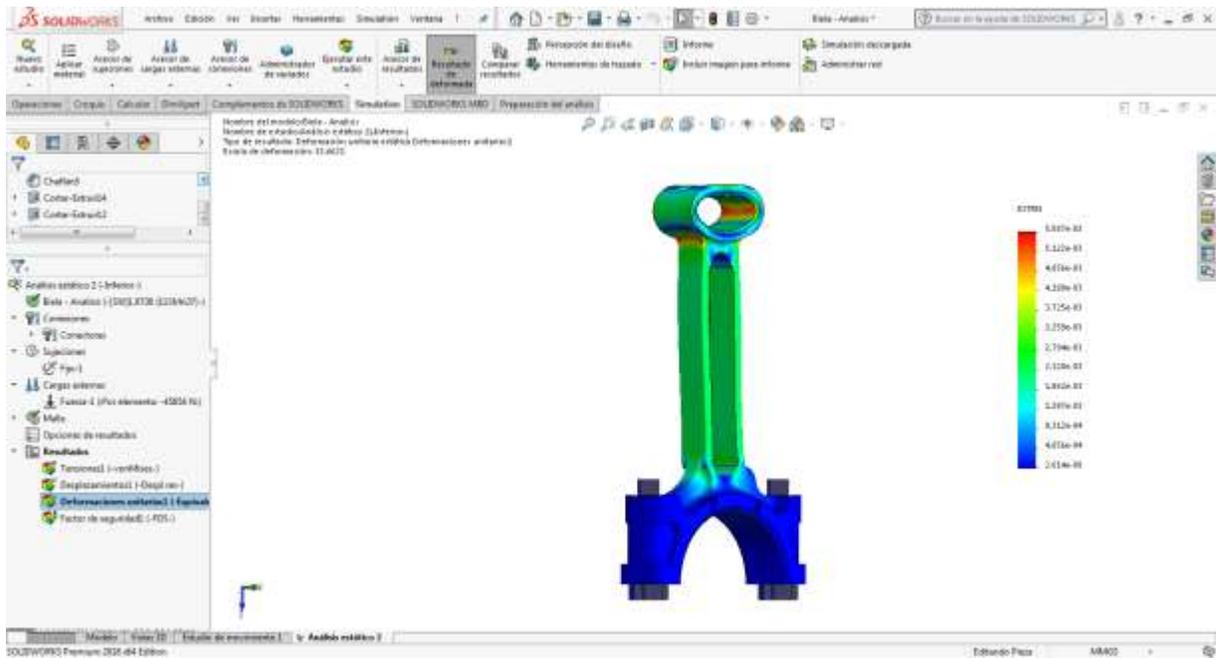
Dando como resultado un análisis estático, donde la Tensión Máxima es de 1476 MPa, obteniendo un factor aceptable en base al límite elástico de 305 MPa, observando que la mayor parte del cuerpo se ubica en este límite.



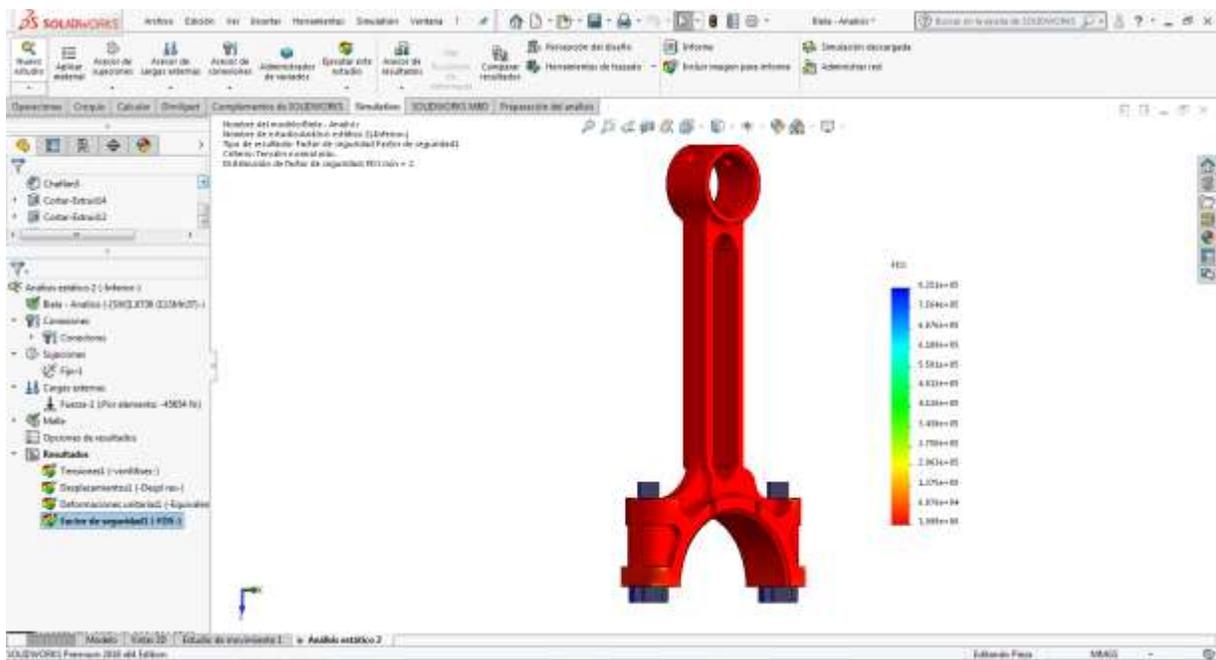
Otro análisis a realizar es el de desplazamiento donde la mayor deformación es de 0.4857 mm, siendo un parámetro aceptable, por ser mínimo.



Otro análisis a efectuarse es el de Deformación Unitaria la cual se determina mediante el empleo de la Ley de Hooke, dado en base a la diferencia de longitudes sobre la Longitud inicial, donde el valor es de 0,005587.

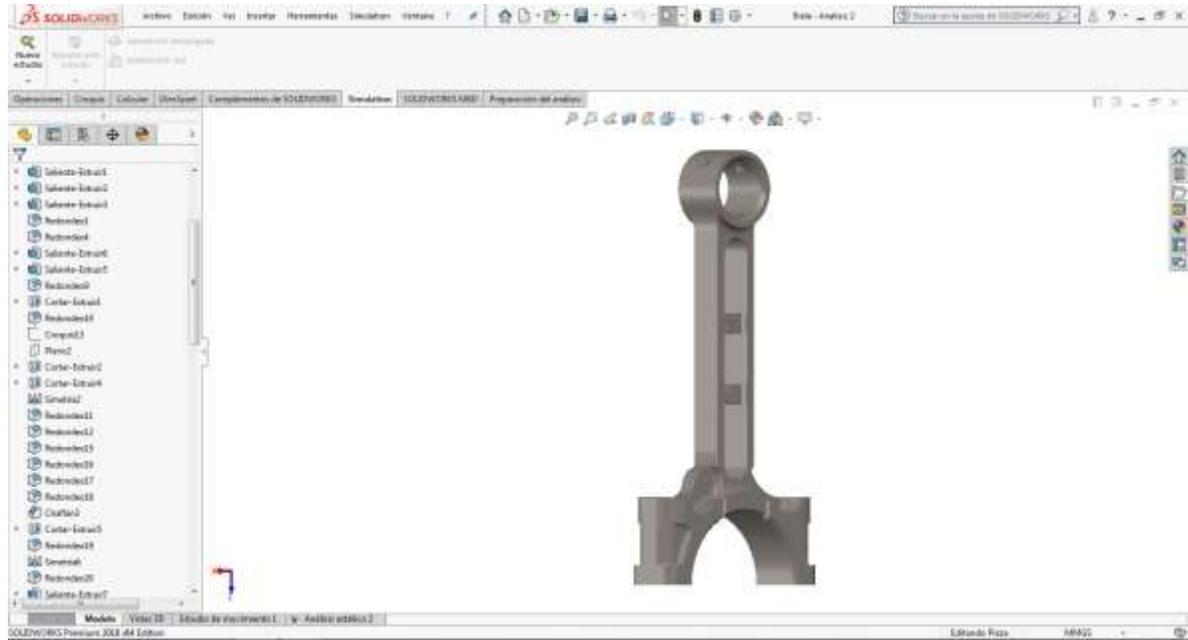


Mientras que el Factor de Seguridad obtenido es de 1.998, según el modelo definido.

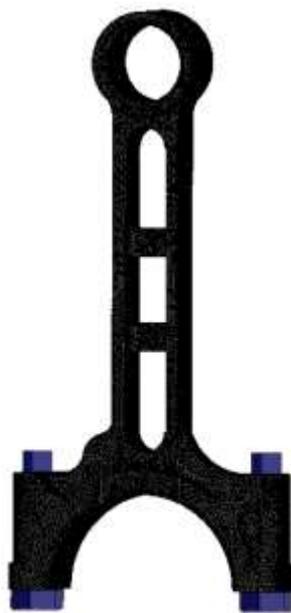


## Anexo 7. Análisis de la Biela Optimizada II al 5%.

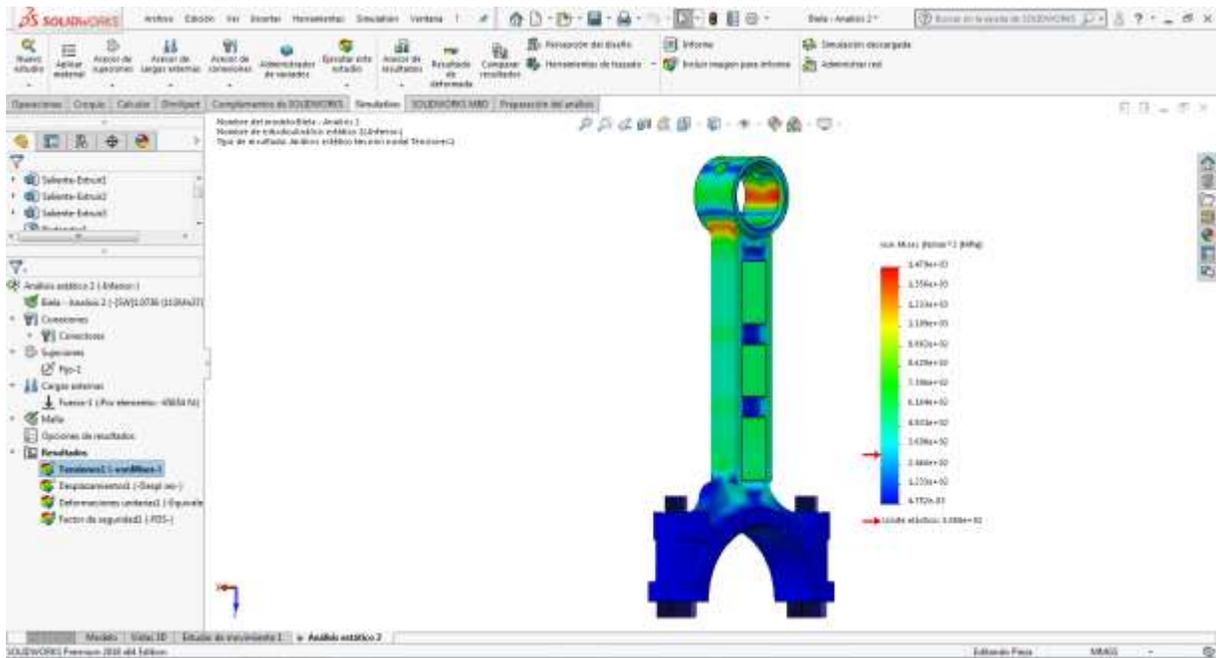
Al igual que en el modelado original, se procede al modelado de la biela optimizada II.



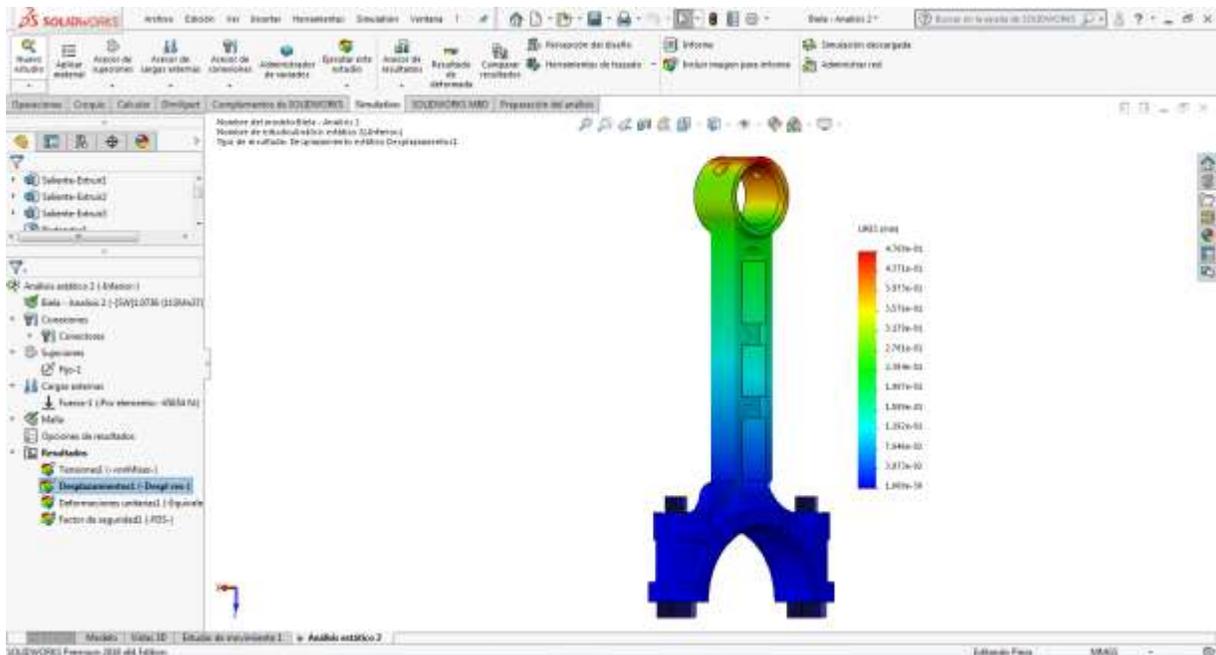
Al igual que con la biela original, se procede a la selección de estudio del Análisis Estático, donde se aplica las mismas condiciones de contorno que el dado en el original, con 45654 N, con un mallado muy fino aplicado en parámetros basados en curvatura y de estilo octaédrico, por lo que se obtiene.



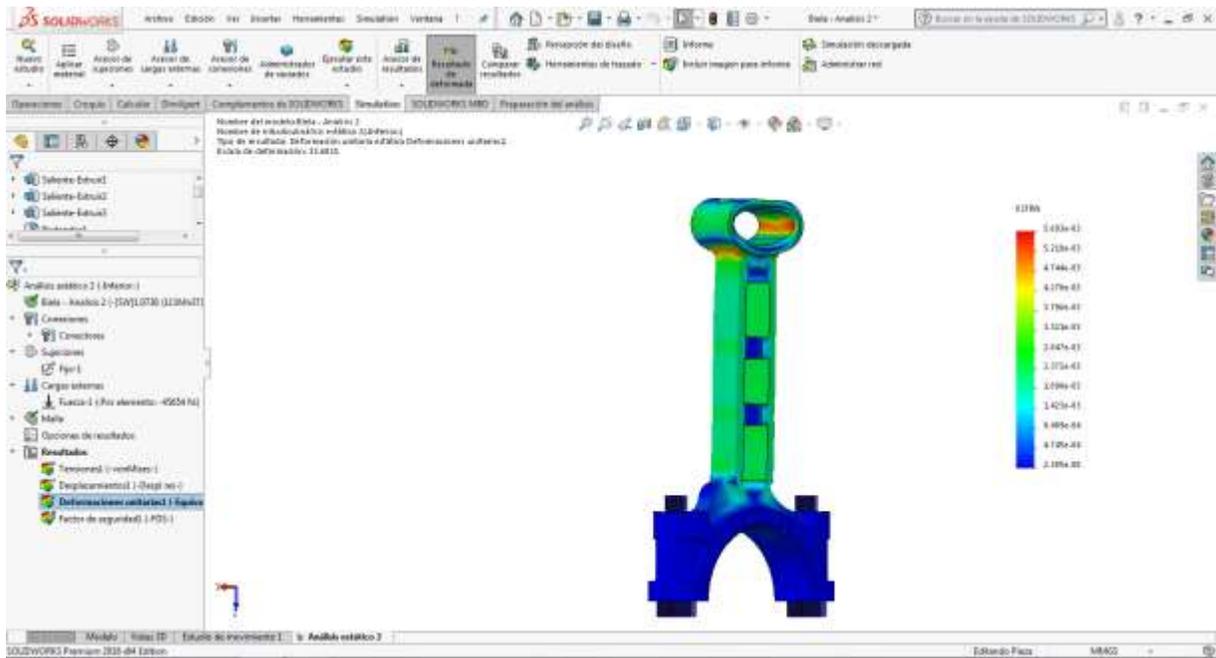
Dando como resultado un análisis estático, donde la Tensión Máxima es de 1479 MPa, obteniendo un factor aceptable en base al límite elástico de 305 MPa, observando que la mayor parte del cuerpo se ubica en este límite.



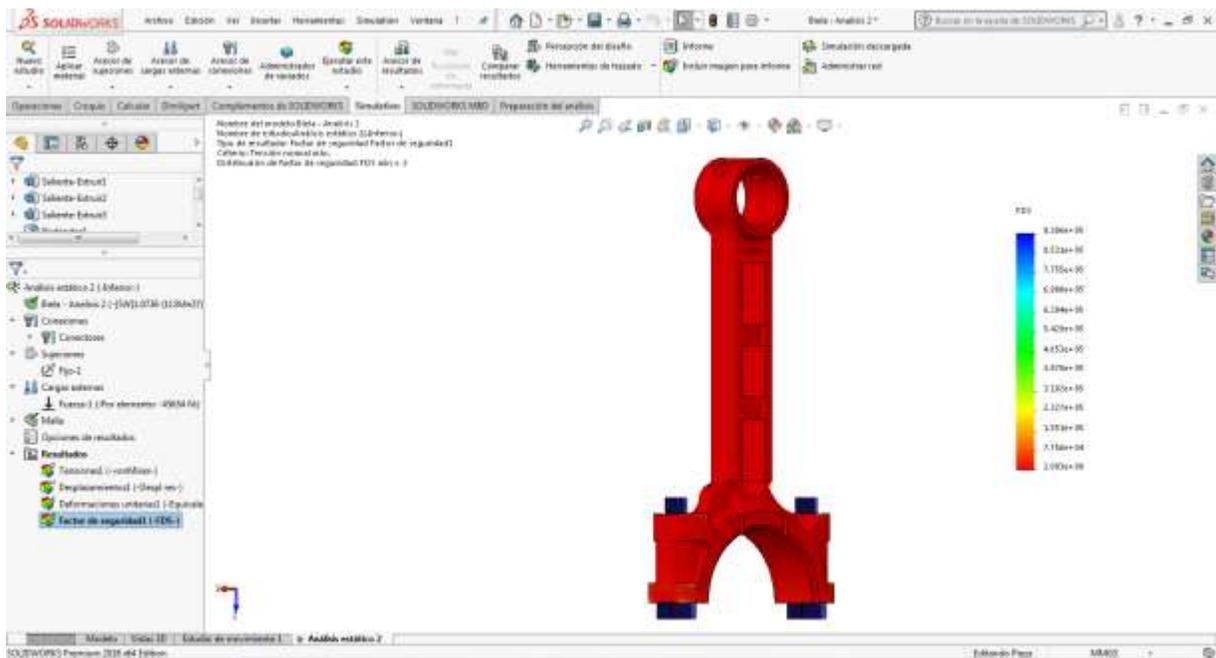
Otro análisis a realizar es el de desplazamiento donde la mayor deformación es de 0.4768 mm, siendo un parámetro aceptable, por ser mínimo.



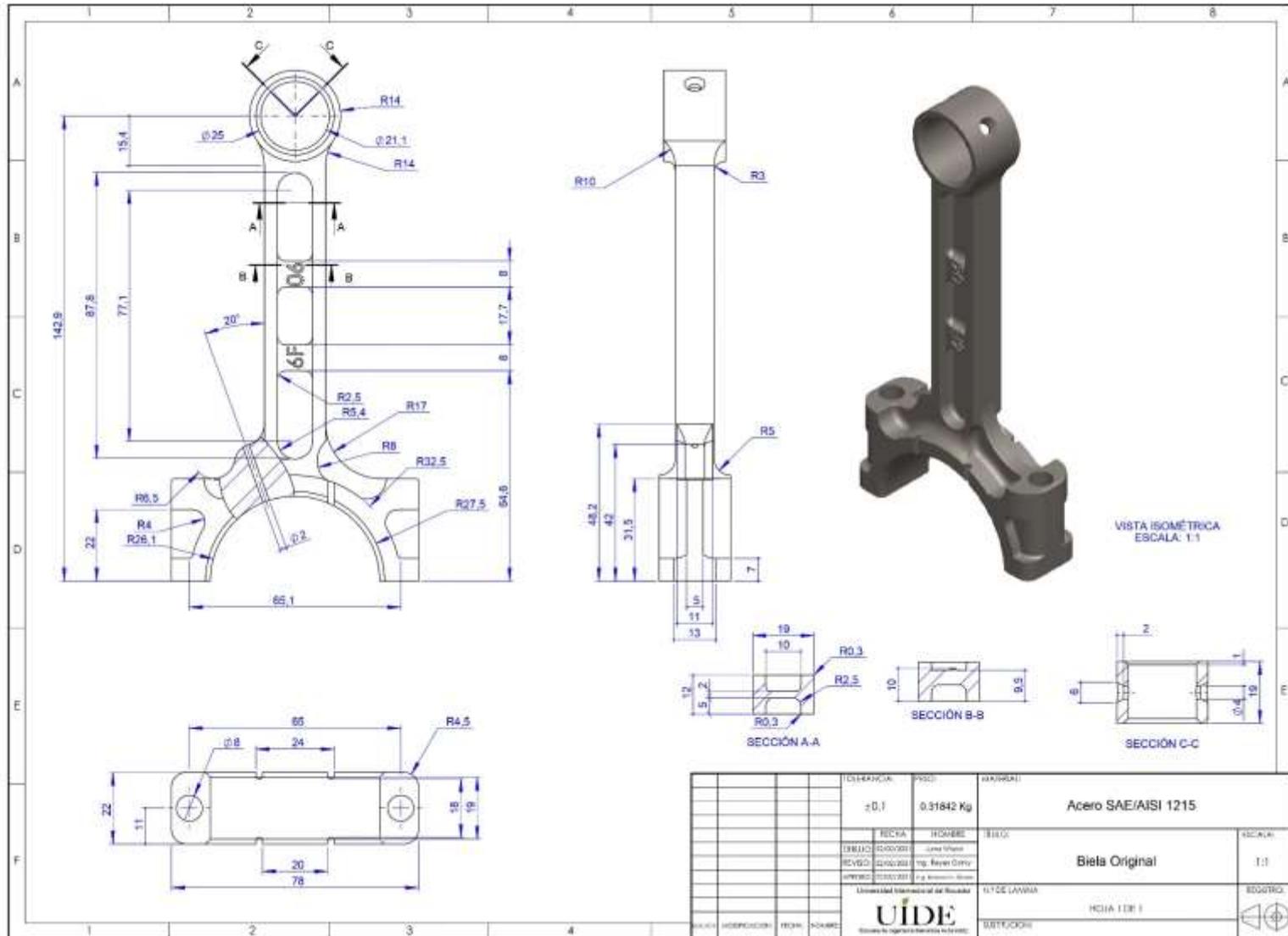
Otro análisis a efectuarse es el de Deformación Unitaria la cual se determina mediante el empleo de la Ley de Hooke, dado en base a la diferencia de longitudes sobre la Longitud inicial, donde el valor es de 0,005693.



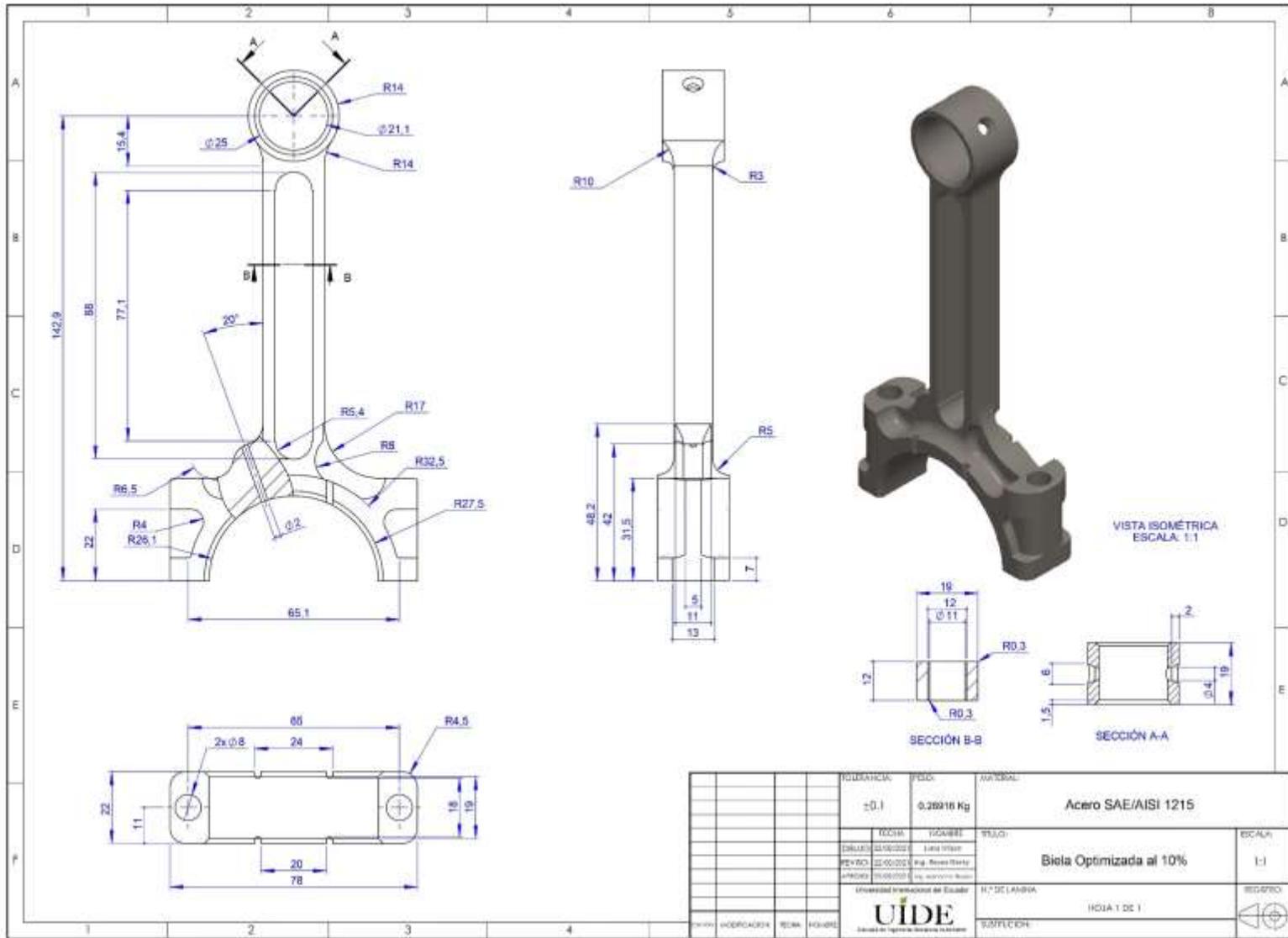
Mientras que el Factor de Seguridad obtenido es de 2.003, según el modelo definido.



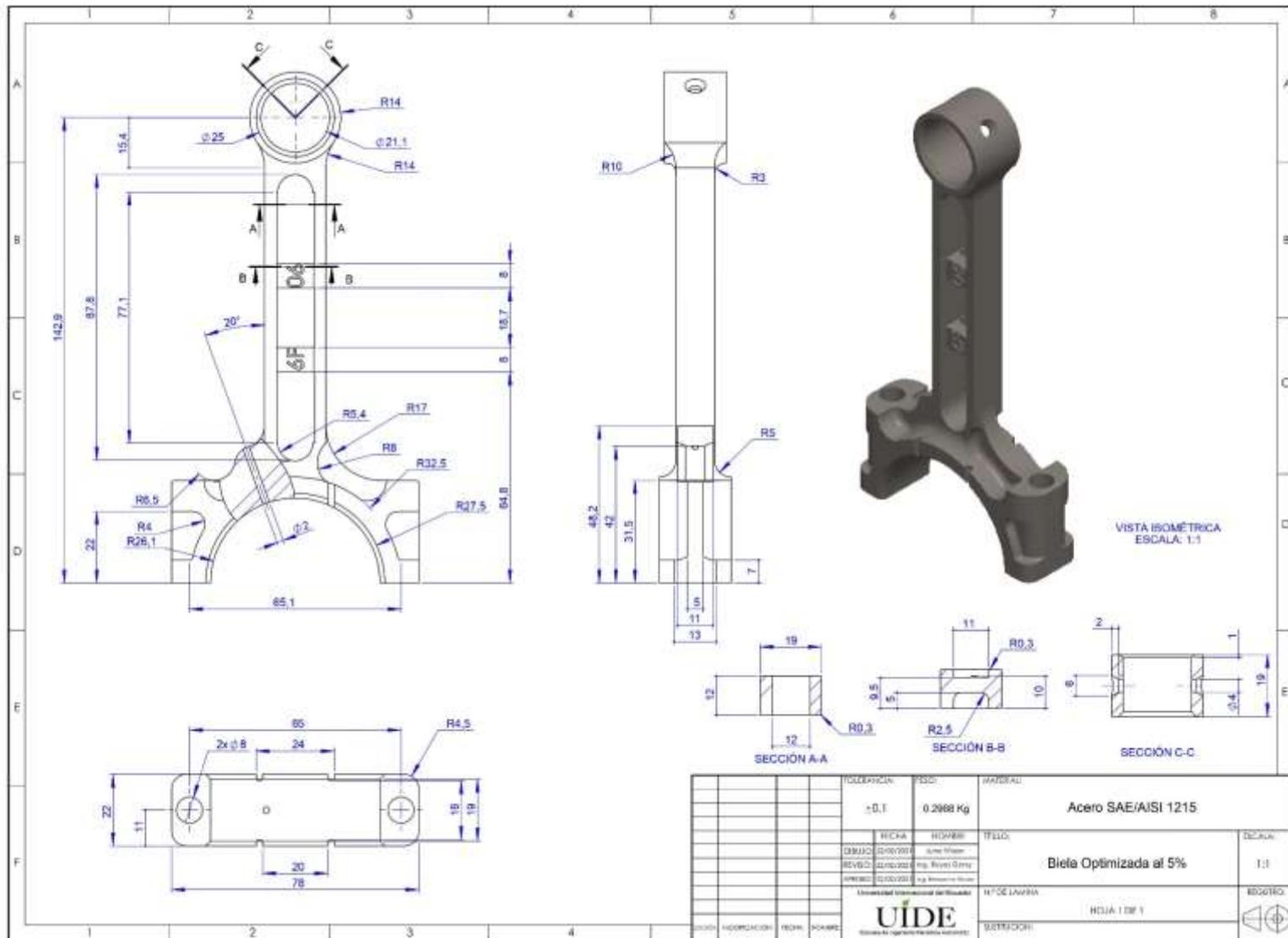
**Anexo 8.** Planos de la biela original perteneciente al motor J20A



**Anexo 9.** Planos de la biela topológicamente optimizada al 10% de reducción de masa perteneciente al motor J20A



**Anexo 10.** Planos de la biela topológicamente optimizada al 5% de reducción de masa perteneciente al motor J20A



## Anexo 11. Resultados de análisis estático de biela original

UIDE

---



**Descripción**  
No hay datos

### Simulación de Biela 2 - Analisis

Fecha: sábado, 13 de marzo de 2021  
Diseñador: WILSON JUNA  
Nombre de estudio: Análisis estático 1  
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades .....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones.....	5
Definiciones de conector .....	6
Información de contacto .....	7
Información de malla .....	8
Detalles del sensor .....	9
Fuerzas resultantes.....	10
Vigas .....	10
Resultados del estudio.....	11
Conclusión .....	14

## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: Biela 2 - Analisis  
Configuración actual: Inferior

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Cortar-Extruir12	Sólido	Masa:0.318413 kg Volumen:4.08222e-05 m <sup>3</sup> Densidad:7,800 kg/m <sup>3</sup> Peso:3.12045 N	C:\Users\pc\Desktop\++M ATERIAS\ARTICULO\TESIS\ ESTUDIOS\Analisis 3\Biela 2 - Analisis.SLDPRT Feb 24 17:51:29 2021

## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\pc\Desktop\++MATERIAS\ARTICULO\TESIS\ESTUDIOS\Análisis 3)

## Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0736 (115Mn37)                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Desconocido                      Límite elástico: 3.05e+08 N/m<sup>2</sup>                      Límite de tracción: 4e+08 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 2.1e+11 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0.28                      Densidad: 7,800 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 7.9e+10 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-05 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir12)(Biela 2 - Analisis)</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 3 cara(s) Tipo: Geometría fija			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	0.000446022	-0.000278115	-45,654	45,654	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -45,654 N			

Definiciones de conector

Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia		
 <p>Tornillo refrentado-1</p>	<p><b>Entidades:</b> 1 arista(s), 1 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p><b>Diámetro de cabeza:</b> 12 mm</p> <p><b>Diámetro del vástago nominal:</b> 8 mm</p> <p><b>Precarga (Torsión):</b> 10</p> <p><b>Módulo de Young:</b> 2.1e+11</p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Unidades de precarga:</b> N.m</p>	<p>No hay datos</p>		
 <p>Tornillo refrentado-2</p>	<p><b>Entidades:</b> 1 arista(s), 1 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p><b>Diámetro de cabeza:</b> 12 mm</p> <p><b>Diámetro del vástago nominal:</b> 8 mm</p> <p><b>Precarga (Torsión):</b> 10</p> <p><b>Módulo de Young:</b> 2.1e+11</p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Unidades de precarga:</b> N.m</p>	<p>No hay datos</p>		
<b>Fuerzas del conector</b>				
<b>Tipo</b>	<b>Componente X</b>	<b>Componente Y</b>	<b>Componente Z</b>	<b>Resultante</b>
Fuerza axial (N)	0	0	5,206.5	5,206.5
Fuerza cortante (N)	0.40795	0.0011282	0	0.40795
Momento flector (N.m)	2.3477e-05	-0.0040723	0	0.0040724



<Image_Model_PBB1/> <Name_PBBConn1/>	<PBBConnDetails1/ >	<L_PBBCheck/>:	<PBB_OK/>	
		<L_PBBCalFos/>:	<PBBFo/>	
		<L_PBBDesFos/>:	<PBBDFo/>	
<PBBStrengthPlot1/>				
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0	0	5,205.7	5,205.7
Fuerza cortante (N)	-0.55234	0.0034914	0	0.55236
Momento flector (N.m)	5.5444e-05	0.0053643	0	0.0053646

### Información de contacto

No hay datos



## Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	Desactivar
Tamaño máximo de elemento	0 mm
Tamaño mínimo del elemento	0 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	162414
Número total de elementos	104626
Cociente máximo de aspecto	66.468
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	92.3
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.8
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	100
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:09
Nombre de computadora:	





Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-1		<b>Entidades:</b> 1 Sólido(s) <b>Unidades:</b> mm <b>Tamaño:</b> 1.72219 <b>Cociente:</b> 1.72219

Detalles del sensor

No hay datos

**Fuerzas resultantes****Fuerzas de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.000446022	-0.000278115	-45,654	45,654

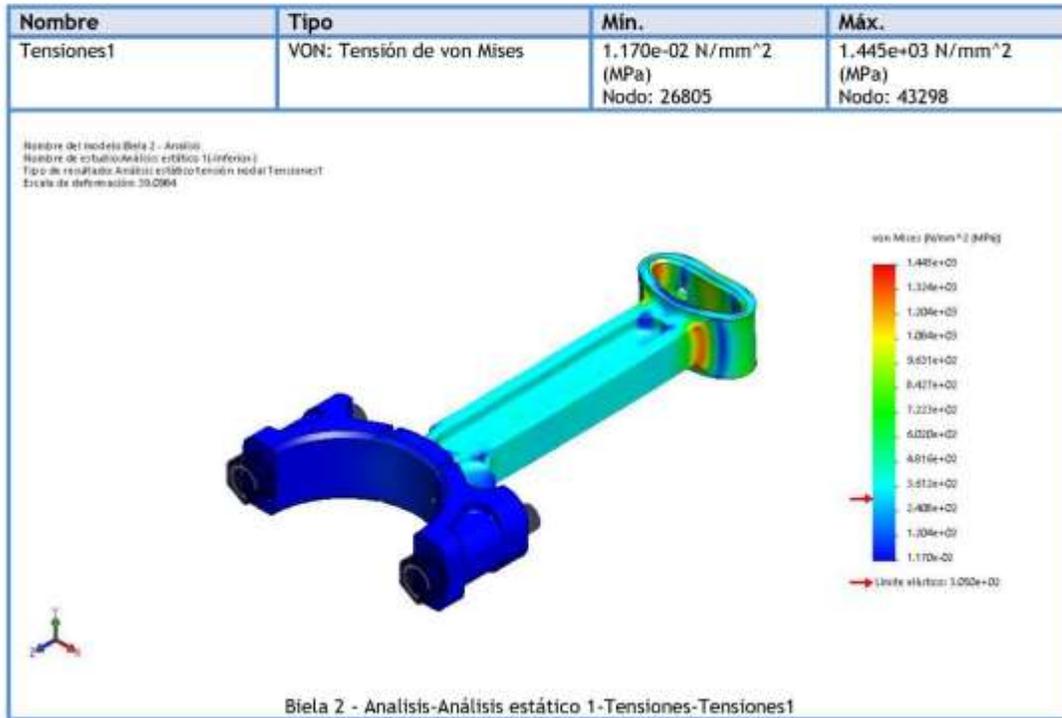
**Momentos de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

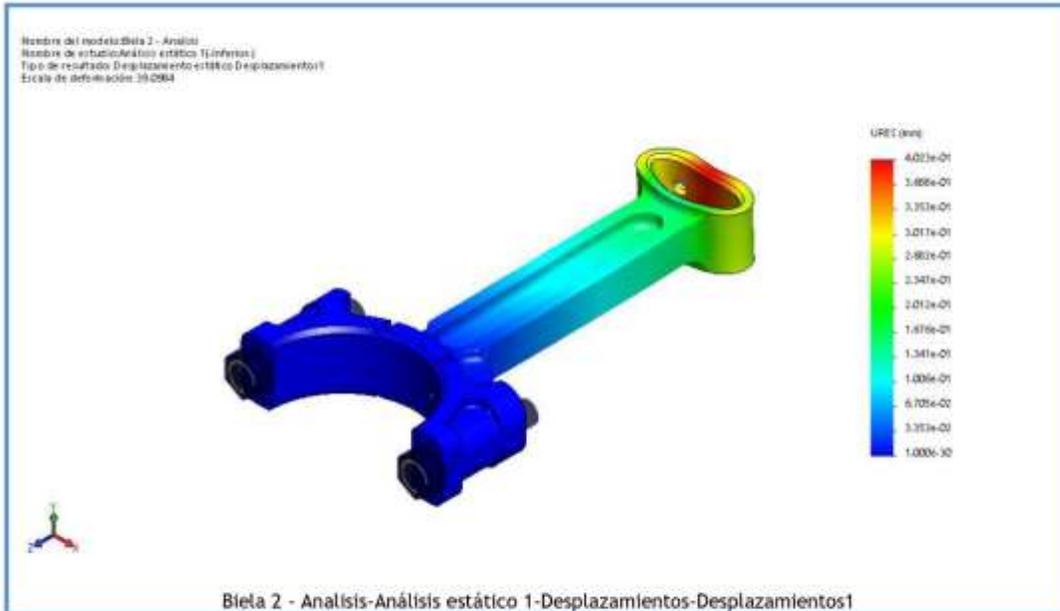
**Vigas**

No hay datos

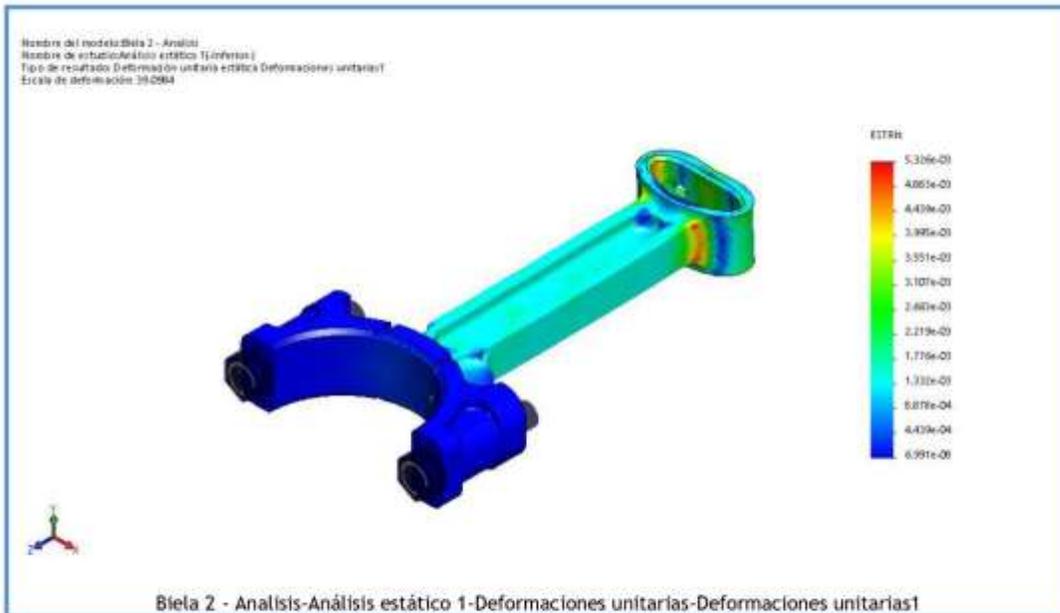
Resultados del estudio



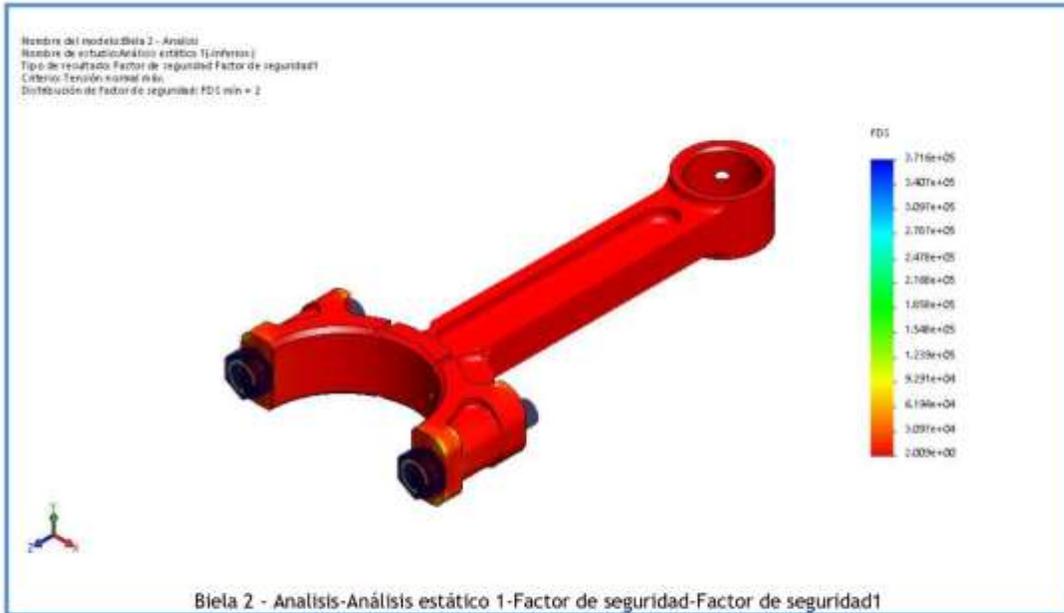
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00 mm Nodo: 1	4.023e-01 mm Nodo: 762



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	6.991e-08 Elemento: 73189	5.326e-03 Elemento: 50002



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión normal máx.	2.009e+00 Nodo: 42730	3.716e+05 Nodo: 56560



## Conclusión

**Anexo 12.** Resultados de análisis estático de biela topológicamente optimizada al 10% de reducción de masa

UIDE

---



**Descripción**  
No hay datos

### Simulación de Biela - Analisis

Fecha: sábado, 13 de marzo de 2021  
Diseñador: WILSON JUNA  
Nombre de estudio: Análisis estático 2  
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades .....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones.....	5
Definiciones de conector .....	6
Información de contacto .....	7
Información de malla .....	8
Detalles del sensor .....	9
Fuerzas resultantes.....	10
Vigas .....	10
Resultados del estudio .....	11
Conclusión .....	14

## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: Biela - Analisis  
Configuración actual: Inferior

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 <p>Cortar-Extruir15</p>	Sólido	Masa:0.289165 kg Volumen:3.70724e-05 m <sup>3</sup> Densidad:7,800 kg/m <sup>3</sup> Peso:2.83382 N	C:\Users\pc\Desktop\++M ATERIAS\ARTICULO\TESIS\ ESTUDIOS\Analisis 1\Biela - Analisis.SLDPRT Feb 19 11:40:03 2021

## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 2
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\pc\Desktop\++MATERIAS\ARTICULO\TESIS\ESTUDIOS\Análisis 1)

## Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0736 (115Mn37)                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Desconocido                      Límite elástico: 3.05e+08 N/m<sup>2</sup>                      Límite de tracción: 4e+08 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 2.1e+11 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0.28                      Densidad: 7,800 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 7.9e+10 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-05 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir15)(Biela - Analisis)</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 3 cara(s) Tipo: Geometría fija			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	0.352796	-0.0563456	-45,642.8	45,642.8	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -45,654 N			

Definiciones de conector

Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia																				
 <p>Tornillo refrentado-1</p>	<p><b>Entidades:</b> 1 arista(s), 1 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p><b>Diámetro de cabeza:</b> 12 mm</p> <p><b>Diámetro del vástago nominal:</b> 8 mm</p> <p><b>Precarga (Torsión):</b> 10</p> <p><b>Módulo de Young:</b> 2.1e+11</p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Unidades de precarga:</b> N.m</p>	<p>No hay datos</p>																				
 <p>Tornillo refrentado-2</p>	<p><b>Entidades:</b> 1 arista(s), 1 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p><b>Diámetro de cabeza:</b> 12 mm</p> <p><b>Diámetro del vástago nominal:</b> 8 mm</p> <p><b>Precarga (Torsión):</b> 10</p> <p><b>Módulo de Young:</b> 2.1e+11</p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Unidades de precarga:</b> N.m</p>	<p>No hay datos</p>																				
<p><b>Fuerzas del conector</b></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Tipo</th> <th>Componente X</th> <th>Componente Y</th> <th>Componente Z</th> <th>Resultante</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Fuerza axial (N)</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>5,207.2</td> <td>5,207.2</td> </tr> <tr> <td>Fuerza cortante (N)</td> <td>0.25805</td> <td>0.0021323</td> <td>0</td> <td>0.25806</td> </tr> <tr> <td>Momento flector (N.m)</td> <td>2.6672e-05</td> <td>-0.0024785</td> <td>0</td> <td>0.0024786</td> </tr> </tbody> </table>			Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Fuerza axial (N)	0	0	5,207.2	5,207.2	Fuerza cortante (N)	0.25805	0.0021323	0	0.25806	Momento flector (N.m)	2.6672e-05	-0.0024785	0	0.0024786
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante																		
Fuerza axial (N)	0	0	5,207.2	5,207.2																		
Fuerza cortante (N)	0.25805	0.0021323	0	0.25806																		
Momento flector (N.m)	2.6672e-05	-0.0024785	0	0.0024786																		



<Image_Model_PBB1/> <Name_PBBConn1/>	<PBBConnDetails1/ >	<L_PBBCheck/>:	<PBB_OK/>	
		<L_PBBCalFos/>:	<PBBCFo/>	
		<L_PBBDesFos/>:	<PBBDFo/>	
<PBBStrengthPlot1/>				
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0	0	5,207	5,207
Fuerza cortante (N)	-0.27063	0.00039953	0	0.27063
Momento flector (N.m)	5.0313e-06	0.0026113	0	0.0026113

### Información de contacto

No hay datos



## Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	3.33557 mm
Tamaño mínimo del elemento	0.667115 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	841736
Número total de elementos	577669
Cociente máximo de aspecto	133.01
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0428
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:33
Nombre de computadora:	





Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-2		<b>Entidades:</b> 1 Sólido(s) <b>Unidades:</b> mm <b>Tamaño:</b> 0.833882 <b>Cociente:</b> 0.833882

Detalles del sensor

No hay datos



**Fuerzas resultantes****Fuerzas de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.352796	-0.0563456	-45,642.8	45,642.8

**Momentos de reacción**

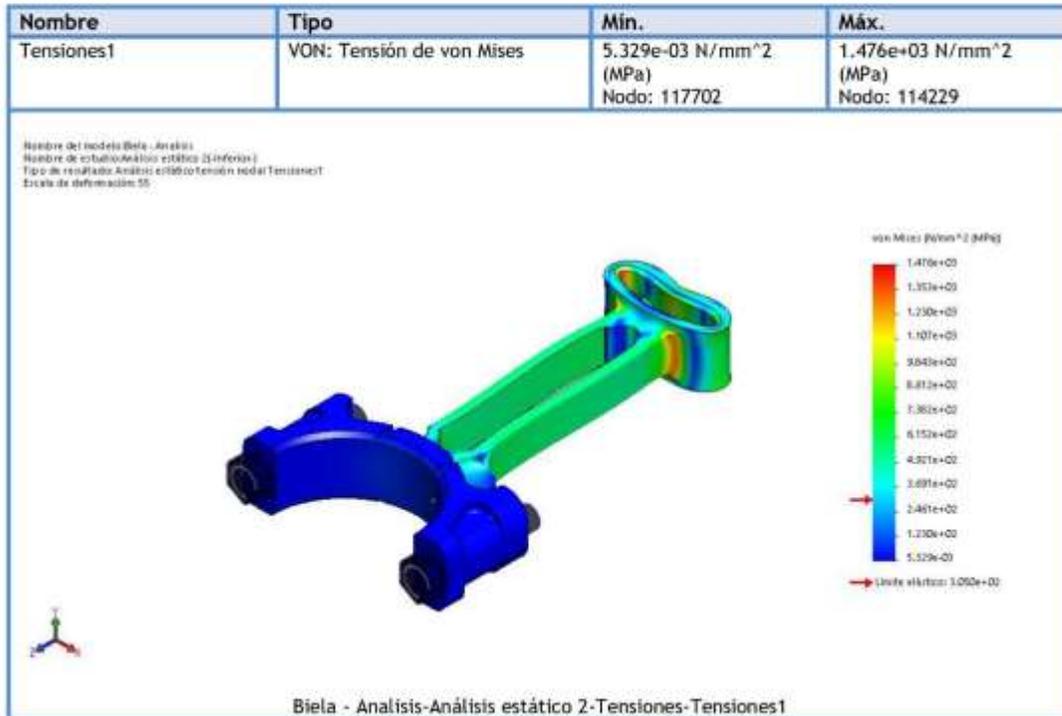
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

**Vigas**

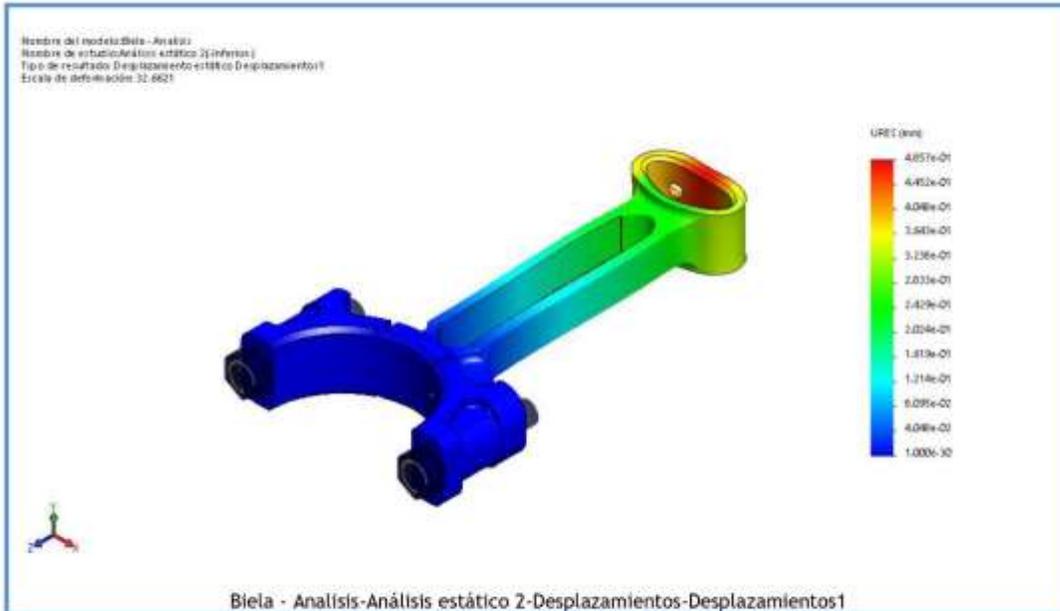
No hay datos



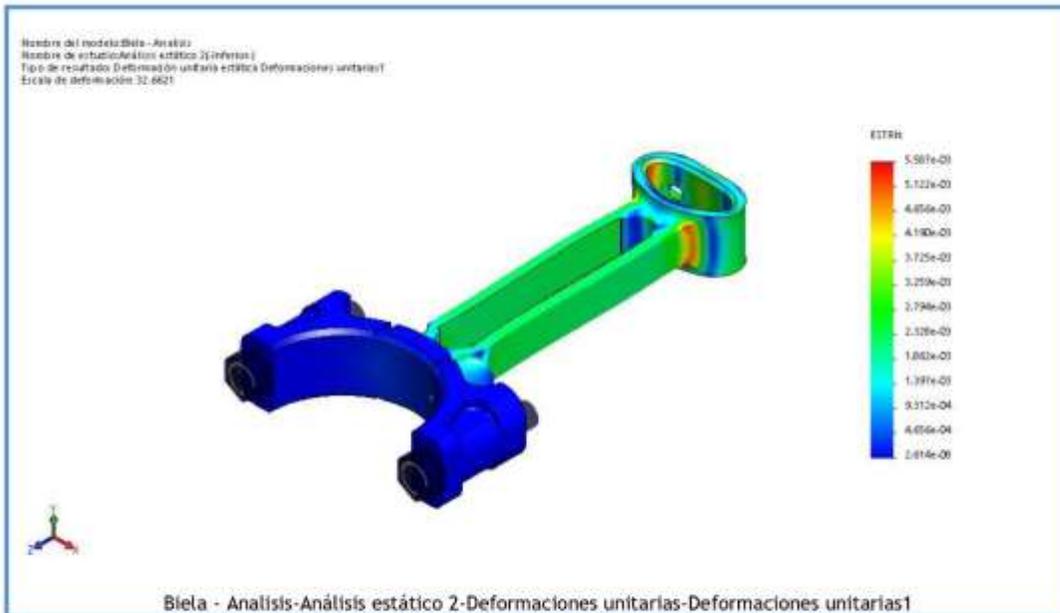
Resultados del estudio



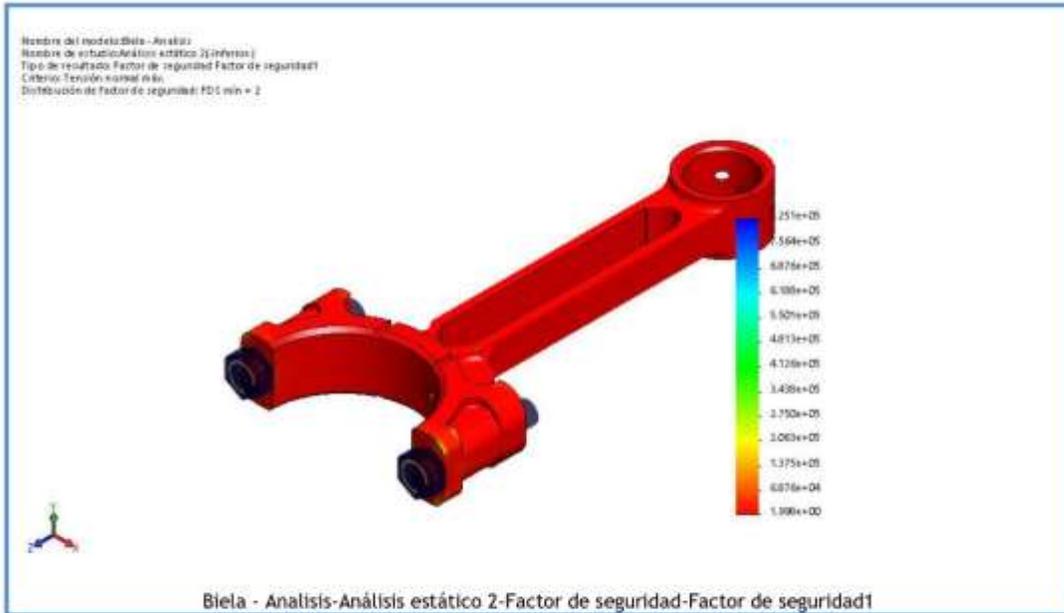
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00 mm Nodo: 1	4.857e-01 mm Nodo: 114306



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.614e-08 Elemento: 72626	5.587e-03 Elemento: 102239



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión normal máx.	1.998e+00 Nodo: 181694	8.251e+05 Nodo: 117702



## Conclusión

**Anexo 13.** Resultados de análisis estático de biela topológicamente optimizada al 5% de reducción de masa

UIDE

---



**Descripción**  
No hay datos

### Simulación de Biela - Analisis 2

Fecha: sábado, 13 de marzo de 2021  
Diseñador: WILSON JUNA  
Nombre de estudio: Análisis estático 2  
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades .....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones.....	5
Definiciones de conector .....	6
Información de contacto .....	7
Información de malla .....	8
Detalles del sensor .....	9
Fuerzas resultantes.....	10
Vigas .....	10
Resultados del estudio .....	11
Conclusión .....	14

## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: Biela - Analisis 2  
Configuración actual: Inferior

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 <p>Cortar-Extruir15</p>	Sólido	Masa:0.2988 kg Volumen:3.83077e-05 m <sup>3</sup> Densidad:7,800 kg/m <sup>3</sup> Peso:2.92824 N	C:\Users\pc\Desktop\++M ATERIAS\ARTICULO\TESIS\ ESTUDIOS\Analisis 2\Biela - Analisis 2.SLDPRT Feb 24 21:45:22 2021

## Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 2
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\pc\Desktop\++MATERIAS\ARTICULO\TESIS\ESTUDIOS\Análisis 2)

## Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>



## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 1.0736 (115Mn37)  Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal  Criterio de error predeterminado: Desconocido  Limite elástico: 3.05e+08 N/m<sup>2</sup>  Limite de tracción: 4e+08 N/m<sup>2</sup>  Módulo elástico: 2.1e+11 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de Poisson: 0.28  Densidad: 7,800 kg/m<sup>3</sup>  Módulo cortante: 7.9e+10 N/m<sup>2</sup>  Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-05 /Kelvin</p>	Sólido 1(Cortar-Extruir15)(Biela - Analisis 2)
Datos de curva:N/A		



Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 3 cara(s) Tipo: Geometría fija			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-1.38177	-0.293226	-45,648.9	45,648.9	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -45,654 N			

Definiciones de conector

Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector	Detalles de resistencia																				
 <p>Tornillo refrentado-1</p>	<p><b>Entidades:</b> 1 arista(s), 1 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p><b>Diámetro de cabeza:</b> 12 mm</p> <p><b>Diámetro del vástago nominal:</b> 8 mm</p> <p><b>Precarga (Torsión):</b> 10</p> <p><b>Módulo de Young:</b> 2.1e+11</p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Unidades de precarga:</b> N.m</p>	<p>No hay datos</p>																				
 <p>Tornillo refrentado-2</p>	<p><b>Entidades:</b> 1 arista(s), 1 cara(s)</p> <p><b>Tipo:</b> Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p><b>Diámetro de cabeza:</b> 12 mm</p> <p><b>Diámetro del vástago nominal:</b> 8 mm</p> <p><b>Precarga (Torsión):</b> 10</p> <p><b>Módulo de Young:</b> 2.1e+11</p> <p><b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.28</p> <p><b>Unidades de precarga:</b> N.m</p>	<p>No hay datos</p>																				
<p><b>Fuerzas del conector</b></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Tipo</th> <th>Componente X</th> <th>Componente Y</th> <th>Componente Z</th> <th>Resultante</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Fuerza axial (N)</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>5,207.2</td> <td>5,207.2</td> </tr> <tr> <td>Fuerza cortante (N)</td> <td>0.25731</td> <td>-0.00058054</td> <td>0</td> <td>0.25731</td> </tr> <tr> <td>Momento flector (N.m)</td> <td>-1.6434e-06</td> <td>-0.0025121</td> <td>0</td> <td>0.0025121</td> </tr> </tbody> </table>			Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Fuerza axial (N)	0	0	5,207.2	5,207.2	Fuerza cortante (N)	0.25731	-0.00058054	0	0.25731	Momento flector (N.m)	-1.6434e-06	-0.0025121	0	0.0025121
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante																		
Fuerza axial (N)	0	0	5,207.2	5,207.2																		
Fuerza cortante (N)	0.25731	-0.00058054	0	0.25731																		
Momento flector (N.m)	-1.6434e-06	-0.0025121	0	0.0025121																		



<Image_Model_PBB1/> <Name_PBBConn1/>	<PBBConnDetails1/ >	<L_PBBCheck/>:	<PBB_OK/>	
		<L_PBBCalFos/>:	<PBBFo/>	
		<L_PBBDesFos/>:	<PBBDFo/>	
<PBBStrengthPlot1/>				
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0	0	5,207	5,207
Fuerza cortante (N)	-0.28145	0.0020547	0	0.28146
Momento flector (N.m)	3.184e-05	0.0027051	0	0.0027053

### Información de contacto

No hay datos

## Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	6.78031 mm
Tamaño mínimo del elemento	1.35606 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

## Información de malla - Detalles

Número total de nodos	878015
Número total de elementos	603124
Cociente máximo de aspecto	133.01
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98.8
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.0776
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:35
Nombre de computadora:	





Información sobre el control de malla:

Nombre del control de malla	Imagen del control de malla	Detalles del control de malla
Control-2		<b>Entidades:</b> 1 Sólido(s) <b>Unidades:</b> mm <b>Tamaño:</b> 0.833882 <b>Cociente:</b> 0.833882

Detalles del sensor

No hay datos



**Fuerzas resultantes****Fuerzas de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1.38177	-0.293226	-45,648.9	45,648.9

**Momentos de reacción**

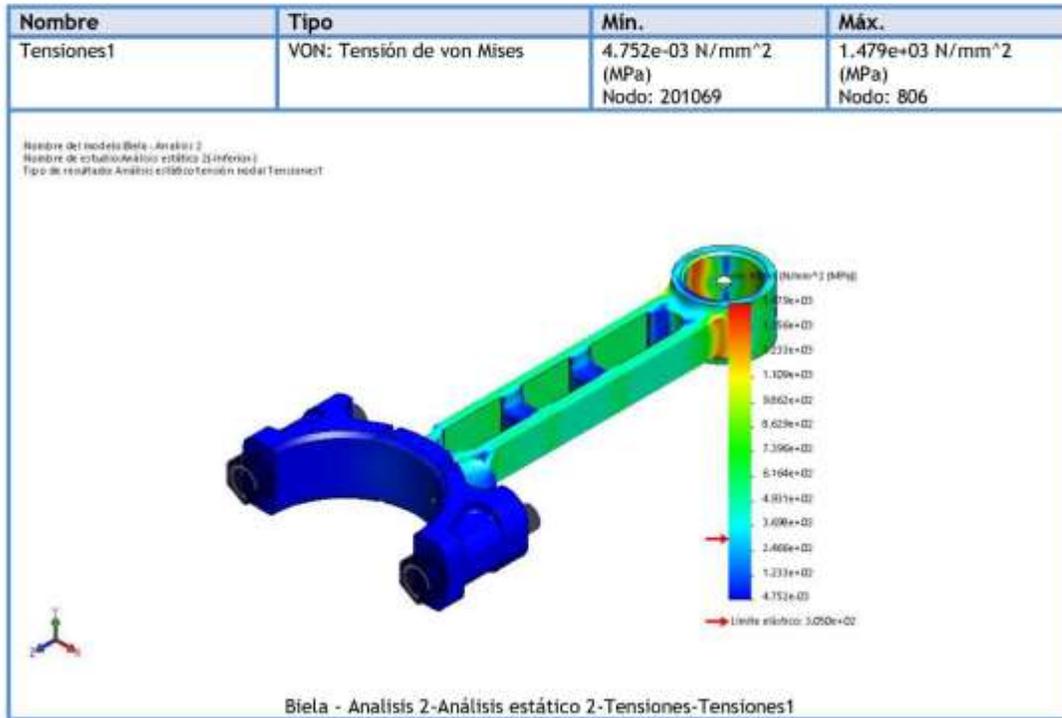
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

**Vigas**

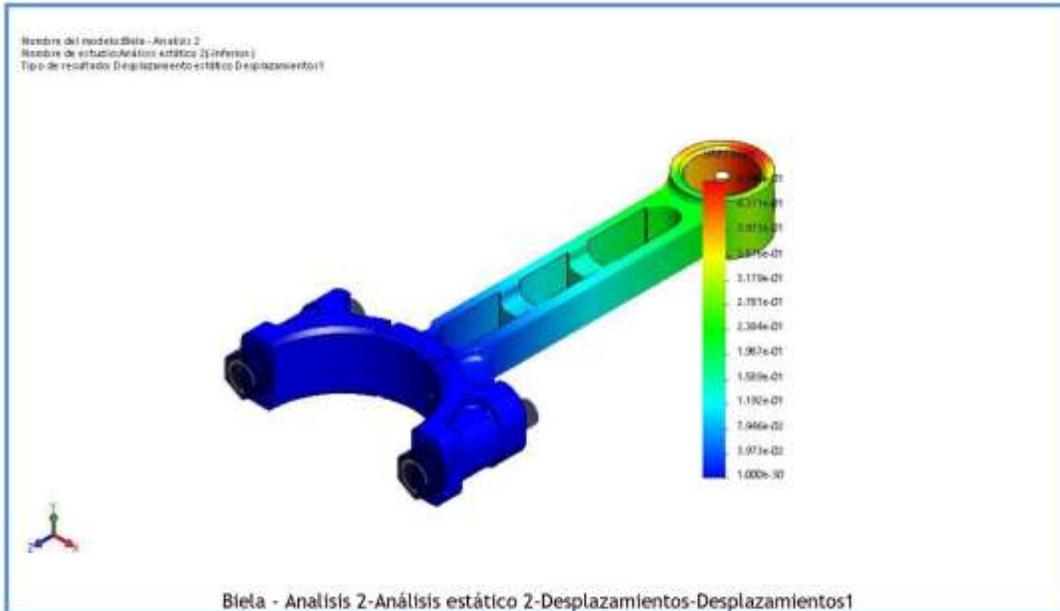
No hay datos



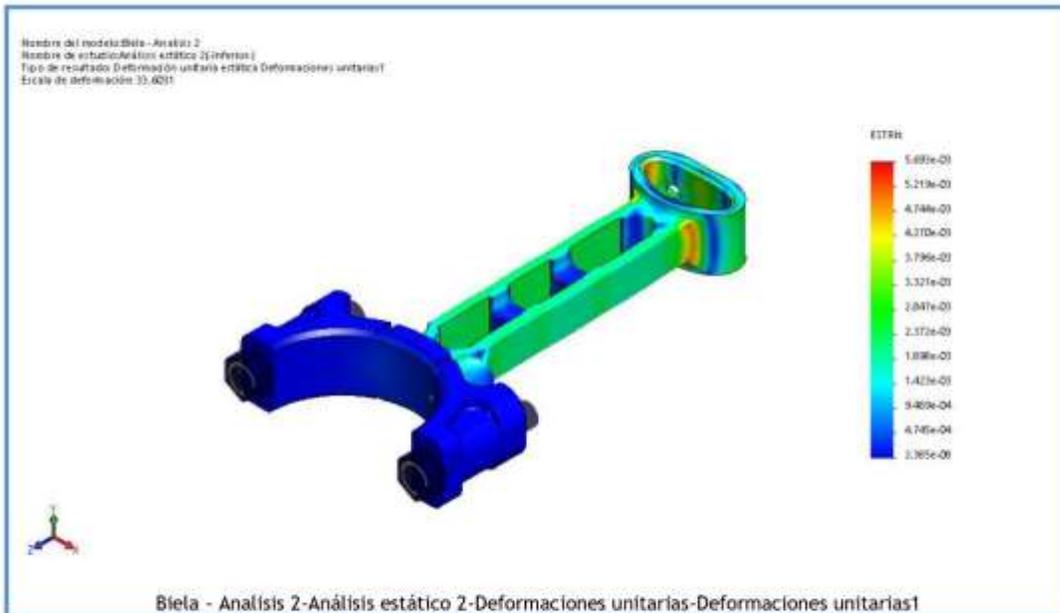
Resultados del estudio



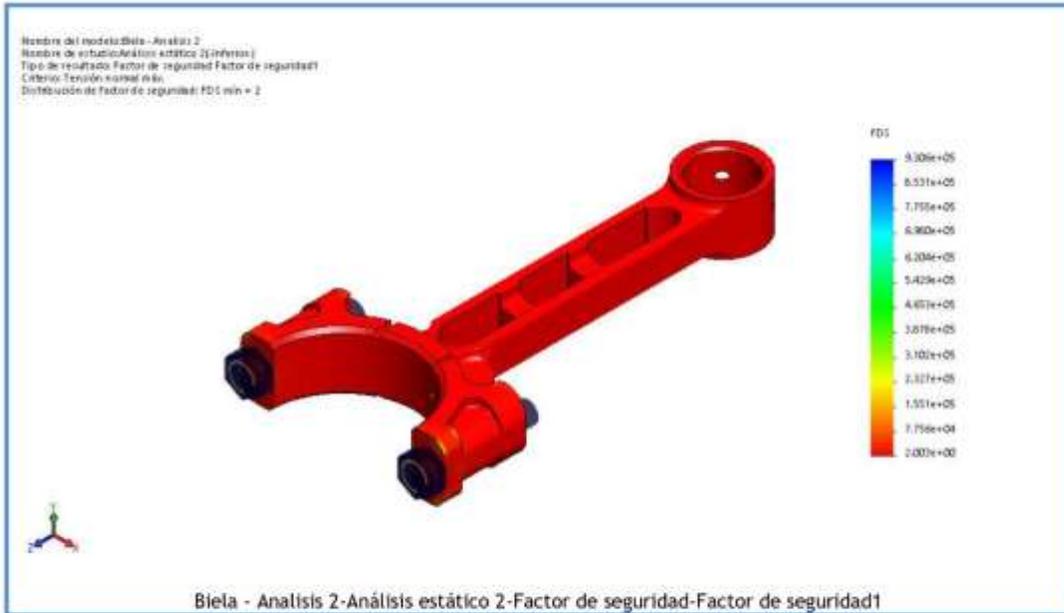
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+00 mm Nodo: 1	4.768e-01 mm Nodo: 183782



Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.385e-08 Elemento: 119722	5.693e-03 Elemento: 213006



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Tensión normal máx.	2.003e+00 Nodo: 186057	9.306e+05 Nodo: 201069



### Conclusión

**Anexo 14.** Certificación física de calibración del Equipo Universal



**Anexo 15.** Certificado de calibración de equipo de espectrometría de metales

 Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrocero

 Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

Ambato, 09 de noviembre de 2020.

**CERTIFICADO**

A quien corresponda:

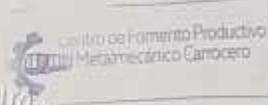
Yo, **Ing. Jorge Rodas Buenaño MEng.** en calidad de **Supervisor Área de Ensayos e Inspecciones** del Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico Carrocero (CFPMC) de H. Gobierno Provincial de Tungurahua, por medio de la presente me permito poner en su conocimiento que el *Equipo para examen radiográfico* con código interno **20782** con el que se ejecutó los ensayos de Análisis de composición química de materiales por rayos X de material metálico utilizado en biela de motor, servicio prestado en base a la proforma: **EN\_2020\_003** por pedido de cliente: **Wilson Javier Juna Chinchuna** siguiendo la factura N° **001-002-000009746**, pasa por un proceso de verificación de medición interna antes de realizar el ensayo, utilizando un patrón de calibración de **Acero inoxidable 316. OLYMPUS** con Serie: **781-419-3900 Analytical Instruments**, con la que el equipo da paso al análisis correcto de la composición química de materiales.

Sin otro particular y para constancia establezco mi firma.



.....

**Ing. Jorge A. Rodas B. MEng.**  
Supervisor Técnico de Ensayos e Inspecciones  
Centro de Fomento Productivo Metalmeccánico Carrocero  
H. Gobierno Provincial Tungurahua  
Contacto: [+593 3 3730350](tel:+59333730350) Ext: 1  
Móvil: [+593 991436377](tel:+593991436377)





**Anexo 16.** Certificado de calibración de equipo de ensayos universal



Centro de Fomento Productivo  
Metalmecánico Carrocero



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

Ambato, 09 de noviembre de 2020.

**CERTIFICADO**

A quien corresponda:

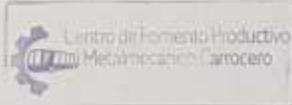
Yo, **Ing. Jorge Rodas Buenaño MEng.** en calidad de **Supervisor Área de Ensayos e Inspecciones** del Centro de Fomento Productivo Metalmecánico Carrocero (CFPMC) de H. Gobierno Provincial de Tungurahua, por medio de la presente me permito poner en su conocimiento que la **Máquina de Ensayos Universal METROTEC STH-1500 S/C** con código interno **20857** con la que se con la que se ejecutó los ensayos de resistencia a la tracción y a la compresión de material metálico utilizado en biela de motor, servicio prestado en base a la proforma: **RM\_2020\_020** por pedido de cliente: **Wilson Javier Juna Chinchuna** siguiendo la factura N° **001-002-000009748**, se encuentra disponible y calibrada a la fecha, luego de haber pasado por el proceso de calibración realizado por el Instituto Ecuatoriano de Normalización INEN el 2019/06/12, N° de certificado: **LNM-F-201900044D**, N° de Adhesivo: **06998**.

Sin otro particular y para constancia establezco mi firma.



.....

**Ing. Jorge A. Rodas B. MEng.**  
Supervisor Técnico de Ensayos e Inspecciones  
Centro de Fomento Productivo Metalmecánico Carrocero  
H. Gobierno Provincial Tungurahua  
Contacto: [+593 3 3730350](tel:+59333730350) Ext: 1  
Móvil: [+593 991436377](tel:+593991436377)



Logo of Centro de Fomento Productivo Metalmecánico Carrocero



CENTRO DE FOMENTO PRODUCTIVO  
METALMECÁNICO CARROCERO

**Anexo 17.** Documento de la recepción de la probeta para ensayo por espectrometría



### RECEPCIÓN E IDENTIFICACIÓN DE PROBETAS

<b>Informe N°:</b> 172518045720201026-ERX	
<b>DATOS DEL CLIENTE</b>	
<b>Empresa / Cliente:</b> Wilson Javier Juna Chinchuna.	
<b>Dirección:</b> Izamba, Ambato.	
<b>Núm. de cédula/RUC:</b> 1725180457001.	<b>Teléfono:</b> +593987612819.
<b>E-mail:</b> h.g.e.c@hotmail.com	

<b>DATOS INFORMATIVOS</b>
<b>Laboratorio:</b> Ensayos no destructivos.
<b>Designación del material:</b> Material metálico: acero desconocido utilizado para biela de motor.
<b>Método de ensayo:</b> ASTM E1085:2016: Método de prueba estándar para el análisis de los aceros de baja aleación por longitud de onda dispersiva de rayos X espectrometría de fluorescencia.

**Número de Probetas cuantificadas.**

N°	Identificación de probetas	Descripción	Número de Probetas
1	172518045720201026-ERX 01	Material metálico.	1
<b>Total</b>			1

**Nota:** El ensayo se desarrollará y ejecutará sin observaciones.



**Anexo 18.** Informe de resultados del ensayo de espectrometría por rayos x



Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrocero



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

**LABORATORIO DE ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS**  
**ENSAYO DE COMPOSICIÓN QUÍMICA. ESPECTROMETRÍA**  
**POR FLUORESCENCIA DE RAYOS X**

**INFORME DE RESULTADOS N°: 172518045720201026-ERX**

**DATOS GENERALES**

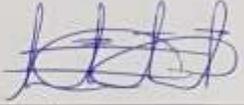
N° de proforma: EN\_2020\_008.  
**Designación de material:** Material metálico: acero desconocido utilizado para biela de motor.  
**Empresa/Ciente:** Ing. Wilson Javier Juna Chinchuna.  
**RUC/C.I.:** 1725180457001.  
**Dirección:** Izamba, Ambato.  
**Teléfono:** +593987612819.  
**E-mail:** h.g.e.c@hotmail.com.  
**Fecha de Inicio de Ensayo:** 06 de noviembre de 2020.  
 Los resultados obtenidos en el presente informe corresponden a ensayos realizados en muestra de *Material metálico: acero desconocido utilizado para biela de motor*. El material fue recibido en el Laboratorio de Ensayos No destructivos (END) del CFPMC del H. Gobierno Provincial de Tungurahua.

**OBJETOS DE ENSAYO**

**Número de Probetas cuantificadas.**

N°	Identificación de probetas	Descripción	Número de Probetas
1	172518045720201026-ERX 01	Material metálico.	1
<b>Total</b>			<b>1</b>

**Observaciones:** Ninguna



**Elaborado por:**  
Ing. Fernando Tibán R.  
Analista Técnico Area de Ensayos e Inspecciones CFPMC



**Aprobado por:**  
Ing. Jorge Rodas B. MEng.  
Director Técnico Area de Ensayos e Inspecciones CFPMC

**Lugar y fecha de emisión de Informe:** Ambato, 06 de noviembre de 2020.  
**N°. Factura:** 001-002-000009746.

Código: RG-EN/001  
 Fecha de Elaboración: 08-06-2017  
 Fecha de última aprobación: 07-07-2017  
 Revisión: 1

ENSAYO DE COMPOSICIÓN QUÍMICA.  
 ESPECTROMETRÍA POR FLUORESCENCIA DE RAYOS X

Página 1 de 4



### VERIFICACIÓN DE CALIBRACIÓN DEL EQUIPO

**Lugar de Ejecución de verificación:** Laboratorio de Ensayos No Destructivos (END)  
**Dirección:** Ambato/Catigлата. Rio de Janeiro y Toronto.  
**Fecha de verificación:** 06 de noviembre de 2020.  
**Realizado por:** Ing. Fernando Tibán.

**Equipo utilizado:** Espectrómetro OLYMPUS DPO2000-C      **Serie:** 541828  
**Patrón de calibración:** Acero inoxidable 316. OLYMPUS  
**Serie:** 781-419-3900 Analytical Instruments  
**Código de identificación del patrón de verificación:** Waltham, MA 02453  
**Método de utilizado:** Comparación por Fluorescencia de Rayos X (XRF) por energía dispersiva (ED) de Materiales

**Resultado de la Verificación:** Aceptada.  
**Hora:** 11 horas 00 minutos.  
**Temperatura del ensayo:** 22,2 °C.  
**Conteos por segundo:** 36405.  
**Resolución (EV):** 145.  
**Ver:** Anexo 1. 11/06/20 #1

### MÉTODO DE ENSAYO

**Lugar de Ejecución del Ensayo:** Laboratorio de Ensayos No Destructivos (END).  
**Dirección:** Ambato/Catigлата. Rio de Janeiro y Toronto.  
**Código del Informe:** 172518045720201026-ERX  
**Fecha de Finalización de Ensayo:** 06 de noviembre de 2020.  
**Tipo de ensayo:** Cuantitativo.  
**Método de ensayo:** ASTM E1085 2016: Método de prueba estándar para el análisis de los aceros de baja aleación por longitud de onda dispersiva de rayos X espectrometría de fluorescencia.

**Equipo utilizado:** Espectrómetro OLYMPUS DPO2000-C      **Serie:** 541828  
**Temperatura del ensayo:** 22,4° C      **Energía:** 40 keV  
**Precisión:** 0,01      **Corriente de funcionamiento:** 0.2 mA



Resultados del ensayo:

### COMPOSICIÓN QUÍMICA POR ESPECTROMETRÍA XRF

Probeta	Fe.	Elementos					Material especificado	Evidencia
		Mn.	S.	Cr.	P.	V.		
172518045720201026-ERX 01	% Contenido	1,09	0,3	0,16	0,1	0,05	*Especificado en la librería de materiales del equipo como: Acero 1215.	Anexo 2. 11/06/20 #2
	+/- Error	0,03	-	0,01	-	0,01		

**Observación:** De acuerdo a la librería de materiales del equipo se especifica que es un Acero SAE/AISI 1215. Ver Anexo 2.

**Nota:** El ensayo se desarrolló y ejecuto sin observaciones.

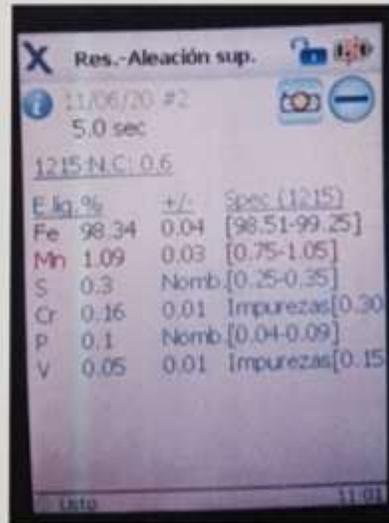


Anexos.

Anexo 1. 11/06/20 #1



Anexo 2. 11/06/20 #2



**Anexo 19.** Documentos de recepción, identificación, y almacenamiento de probeta según norma ASTM E1085



Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrocero



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

### RECEPCIÓN E IDENTIFICACIÓN DE MUESTRAS

<b>Informe N°:</b> 172518045720201026-EDB	
<b>DATOS DEL CLIENTE</b>	
<b>Empresa / Cliente:</b> Wilson Javier Juna Chinchuna.	
<b>Dirección:</b> Izamba, Ambato.	
<b>Núm. de cédula / RUC:</b> 1725180457001.	<b>Teléfono:</b> +593987612819.
<b>E-mail:</b> h.g.e.c@hotmail.com	

<b>DATOS INFORMATIVOS</b>	
<b>Laboratorio:</b> Análisis Metalográfico	
<b>Designación del material:</b> Material metálico: acero utilizado para biela de motor.	
<b>Método de ensayo:</b> NTE INEN ISO 6506-1.- Materiales metálicos. Ensayo de dureza Brinell. Parte 1: Método de ensayo.	

**Número de Probetas cuantificadas:**

N°	Identificación del grupo	Descripción	Número de Indentaciones
1	172518045720201026-EDB 01	Material metálico	1
<b>Total</b>			<b>1</b>

*Nota:* La fabricación de las probetas en tipo y cantidad es declarada por el cliente.

Código: RG-AM-008  
 Fecha de Elaboración: 22-05-2018  
 Fecha de última aprobación: 22-05-2018  
 Revisión: 1

**RECEPCIÓN E IDENTIFICACIÓN DE MUESTRAS**

Página 1 de 2





Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carroccero



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

### HOJA DE ALMACENAMIENTO DE MUESTRAS

Informe N°: 172518045720201026-ERX

#### DATOS DEL CLIENTE

Empresa / Cliente: Wilson Javier Juna Chinchuna.

Dirección: IZAMBA, Ambato.

Núm. de cédula/RUC: 1725180457001.

E-mail: h.g.c.e@hotmail.com

Teléfono: +593987612819.

#### DATOS INFORMATIVOS

Laboratorio Ensayos no destructivos.

Designación del material: Material metálico: acero desconocido utilizado para biela de motor.

Método de ensayo: ASTM E1085:2016: Método de prueba estándar para el análisis de los aceros de baja aleación por longitud de onda dispersiva de rayos X espectrometría de fluorescencia.

N°	IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA	FECHA INGRESO	FECHA ELIMINACIÓN	RESPONSABLE	OBSERVACIONES	EVIDENCIAS
1	172518045720201026-ERX-01	2020/10/26	2020/11/06	Cliente	Se entrega al cliente	

Código: RG-EN-005  
Fecha de Elaboración: 18-06-2018  
Fecha de última aprobación: 18-06-2018  
Revisión: 1

HOJA DE ALMACENAMIENTO DE MUESTRAS

Página 1 de 2



Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrocero



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

La muestra analizada por acuerdo es entregada al cliente, el CFPMC no se responsabiliza por el mantenimiento y almacenamiento de la misma, quedando a responsabilidad del cliente su resguardo.

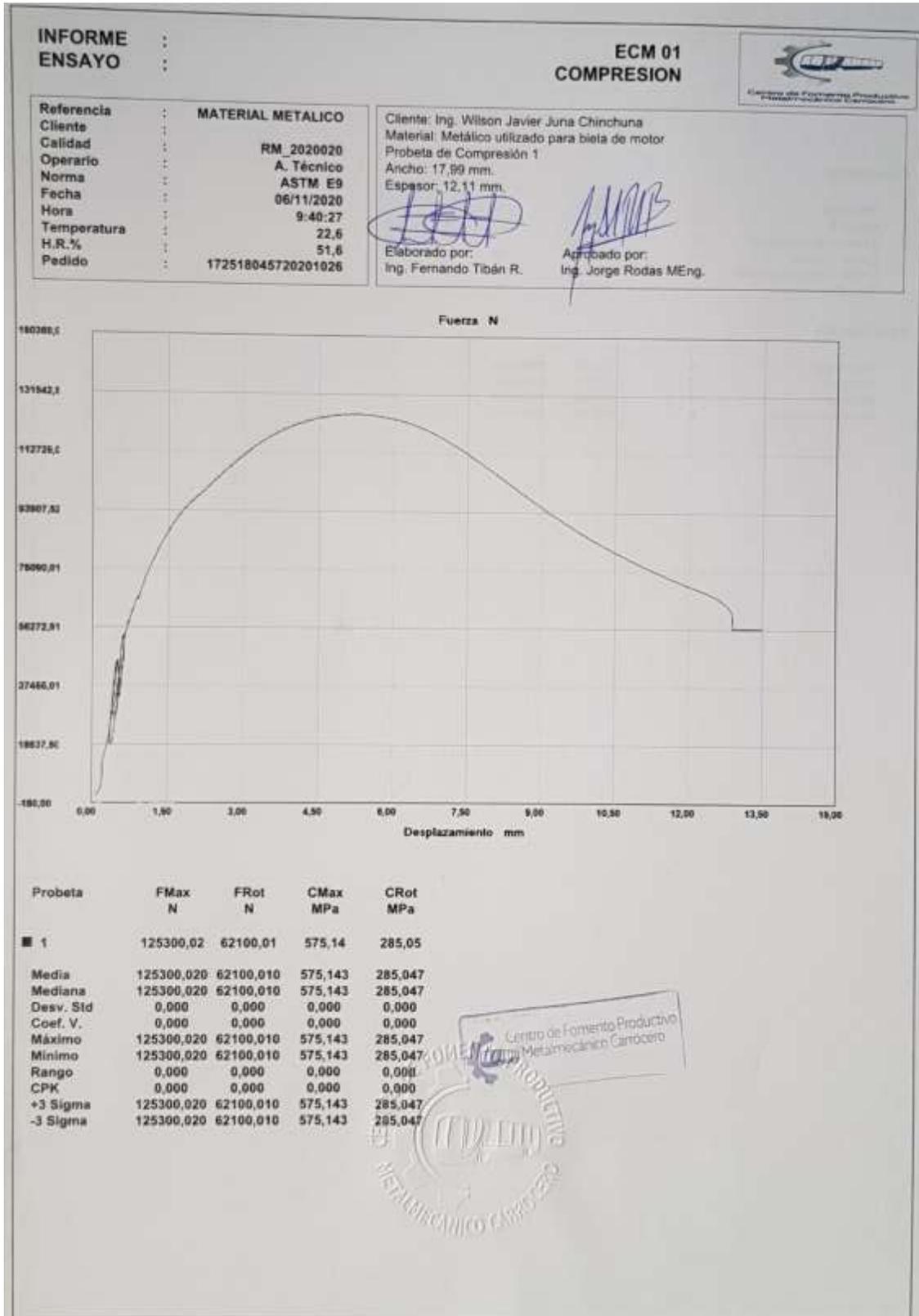
<b>Elaborado por:</b> Ing. Fernando Tibán R. Analista Técnico Area de Ensayos e Inspecciones CFPMC	<b>Aprobado por:</b> Ing. Jorge Rodas B. MEng. Director Técnico Area de Ensayos e Inspecciones CFPMC
Cliente	

Código: RG-EN-005  
Fecha de Elaboración: 18-06-2018  
Fecha de última aprobación: 18-06-2018  
Revisor: 1

HOJA DE ALMACENAMIENTO DE MUESTRAS

Página 2 de 2

Anexo 20. Informes de resultados del ensayo de compresión



### Parametros

Precarga	=	1000,00	N
Caida %	=	100,00	
Retorno Automatico	=	0,00	
Limite Fuerza	=	1500000,00	N
Limite Desplazamiento	=	50,00	mm
Stop Ext	=	50,00	mm

### Velocidades

Precarga	=	10,00	mm/min
Ensayo	=	10,00	mm/min
Retorno	=	100,00	mm/min
Posicionamiento	=	100,00	mm/min



**INFORME :  
ENSAYO :**

**ECM 01  
COMPRESION**



Referencia : MATERIAL METALICO  
 Cliente :  
 Calidad : RM\_2020020  
 Operario : A. Técnico  
 Norma : ASTM E9  
 Fecha : 06/11/2020  
 Hora : 9:40:27  
 Temperatura : 22.6  
 H.R.% : 51.6  
 Pedido : 172518045720201026

Cliete: Ing. Wilson Javier Juna Chinchuna  
 Material: Metálico utilizado para biela de motor  
 Probeta de Compresión 1  
 Ancho: 17.99 mm.  
 Espesor: 12,11 mm.

*[Signature]*  
 Elaborado por:  
 Ing. Fernando Tibán R.

*[Signature]*  
 Aprobado por:  
 Ing. Jorge Rodas MEng.



Probeta	FMax N	FRot N	CMax MPa	CRot MPa
■ 1	125300,02	62100,01	575,14	285,05
Media	125300,020	62100,010	575,143	285,047
Mediana	125300,020	62100,010	575,143	285,047
Desv. Std	0,000	0,000	0,000	0,000
Coef. V.	0,000	0,000	0,000	0,000
Máximo	125300,020	62100,010	575,143	285,047
Mínimo	125300,020	62100,010	575,143	285,047
Rango	0,000	0,000	0,000	0,000
CPK	0,000	0,000	0,000	0,000
+3 Sigma	125300,020	62100,010	575,143	285,047
-3 Sigma	125300,020	62100,010	575,143	285,047



### Parametros

Precarga	=	1000,00	N
Caida %	=	100,00	
Retorno Automatico	=	0,00	
Limite Fuerza	=	1500000,00	N
Limite Desplazamiento	=	50,00	mm
Stop Ext	=	50,00	mm

### Velocidades

Precarga	=	10,00	mm/min
Ensayo	=	10,00	mm/min
Retorno	=	100,00	mm/min
Posicionamiento	=	100,00	mm/min



Anexo 21. Documento de almacenamiento de muestra para ensayos de tracción y dureza



Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrocero

**HOJA DE ALMACENAMIENTO DE MUESTRAS**



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

<b>Informe N°:</b> 172518045720201026-EDB					
<b>DATOS DEL CLIENTE</b>					
Empresa / Cliente: Wilson Javier Juna Chinchuna.					
Dirección: Izamba, Ambato.					
Núm. de cédula / RUC: 1725180457001.					
E-mail: h.g.e.c@hotmail.com					
<b>DATOS INFORMATIVOS</b>					
Laboratorio: Análisis Metalográfico					
<b>Designación del material:</b>					
Material metálico: acero utilizado para biela de motor.					
<b>Método de ensayo:</b>					
NTE INEN ISO 6506-1.- Materiales metálicos. Ensayo de dureza Brinell. Parte 1: Método de ensayo.					

N°	IDENTIFICACIÓN DE LA MUESTRA	FECHA INGRESO	FECHA ELIMINACIÓN	RESPONSABLE	OBSERVACIONES	EVIDENCIAS
1	172518045720201026-EDB 01	2020/10/26	2020/11/06	Cliente	Se entrega al cliente	

Código: RG-AM-009  
Fecha de Elaboración: 22-05-2018  
Fecha de última aprobación: 22-05-2018  
Revisión: 1

HOJA DE ALMACENAMIENTO DE MUESTRAS

Página 1 de 2



Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrizoso



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

La probeta por acuerdo es entregada al cliente, el CFPMC no se responsabiliza por el mantenimiento y almacenamiento, quedando a responsabilidad del cliente su resguardo.

	
<b>Elaborado por:</b> Ing. Fernando Tibán R. Analista Técnico Area de Ensayos e Inspecciones CFPMC	<b>Aprobado por:</b> Ing. Jorge Rodas B. MEng. Director Técnico Area de Ensayos e Inspecciones CFPMC
Cliente	



Código: BG-AM-009  
Fecha de Elaboración: 22-05-2018  
Fecha de última aprobación: 22-05-2018  
Revisión: 1

HOJA DE ALMACENAMIENTO DE MUESTRAS

Página 2 de 2.

Anexo 22. Informe de resultados del ensayo de Dureza Brinell



Centro de Fomento Productivo  
Metalmeccánico Carrocero



Honorable Gobierno  
Provincial de Tungurahua

**LABORATORIO DE ANÁLISIS METALOGRAFICO**  
**ENSAYO DE DUREZA BRINELL**

**INFORME DE RESULTADOS N°: 172518045720201026-EDB**

**DATOS GENERALES**

N° de proforma: AM 2020 008.  
 Empresa/Cliente: Wilson Javier Juna Chinchuna.  
 RUC/C.I.: 1725180457001. Ciudad: Ambato.  
 Dirección: Izamba. Teléfono: +593987612819.  
 E-mail: h.g.e.c@hotmail.com

**DATOS DEL ENSAYO**

Lugar de Ejecución del Ensayo: Laboratorio de Análisis Metalográfico.  
 Dirección: Ambato/Catiglata, Río de Janeiro y Toronto.  
 Método de ensayo: NTE INEN-ISO 6506-1. Materiales metálicos. Ensayo de Dureza Brinell. Parte 1: Método de ensayo.  
 Equipo utilizado: Durómetro ERNST. Modelo: NR3 DR. Serie: 4651.  
 Tipo de ensayo: Cuantitativo. Tiempo de duración de la fuerza: 10 s.  
 Última verificación de máquina: RG-AM-003.  
 Patrón utilizado: PR3. AlMgSiO-10mm 95,4 HB/30 ± 5.  
 Verificación de la máquina por medio de patrón: 95 HB/30 (ACEPTABLE).  
 Fecha Inicio de Ensayo: 2020/11/05. Fecha Finalización de Ensayo: 2020/11/05.  
 Los resultados obtenidos en el presente informe corresponden a ensayos realizados en *probetas de material metálico: acero utilizado para biela de motor*. La recepción de las muestras se efectuó en el Laboratorio de Análisis Metalográfico del CFPMC del H. Gobierno Provincial de Tungurahua.

**OBJETOS DE ENSAYO**

Número de Probetas cuantificadas.

N°	Identificación del grupo	Descripción	Número de Indentaciones
1	172518045720201026-EDB 01	Material metálico	1
<b>Total</b>			<b>1</b>

Nota: La declaración de la designación del material es de responsabilidad del cliente. Este informe no significa certificación de calidad, no debe ser reproducido total ni parcialmente.



**Elaborado por:**  
Ing. Fernando Tibán R.  
Analista Técnico Área de Ensayos e Inspecciones CFPMC



**Aprobado por:**  
Ing. Jorge Rodas B. MEng.  
Director Técnico Área de Ensayos e Inspecciones CFPMC

**Lugar y fecha de emisión de Informe:** Ambato, 06 de noviembre de 2020.  
**N°. Factura:** 001-002-000009747.

Código: RG-AM-004

INFORME DE ENSAYO DE DUREZA BRINELL

Página 1 de 3

Fecha de Elaboración: 12-08-2017  
 Fecha de última aprobación: 06-06-2018  
 Revisión: 2



**Resultados:**

Probeta	Identificación de probeta	Temperatura (°C)	Humedad Relativa (%)	Dureza BRINELL	
				Puntos	Medición HB30
1	172518045720201026-EDB 01	23,5	49,3	1	280

Observaciones del ensayo: Ninguna



Anexos fotográficos:

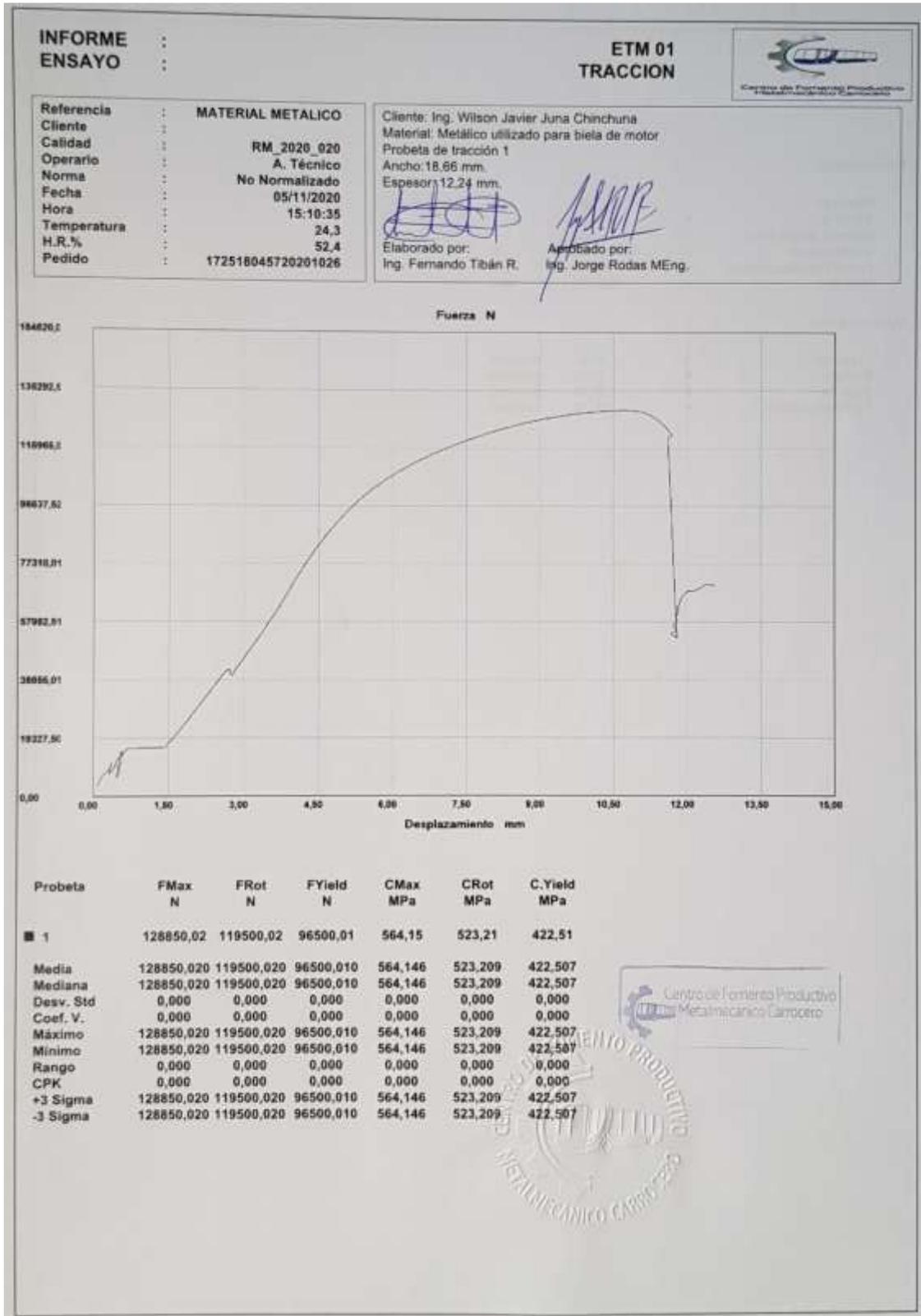
Aplicación de Dureza Brinell en patrón de verificación



Aplicación de Dureza Brinell en probeta



Anexo 23. Informes de resultados del ensayo de tracción



### Parametros

Precarga	=	5000,00	N
Caida %	=	100,00	
Retorno Automatico	=	1,00	
Limite Fuerza	=	1500000,00	N
Limite Desplazamiento	=	800,00	mm
Stop Ext	=	1500,00	mm

### Velocidades

Precarga	=	10,00	mm/min
Ensayo	=	10,00	mm/min
Retorno	=	20,00	mm/min
Posicionamiento	=	100,00	mm/min



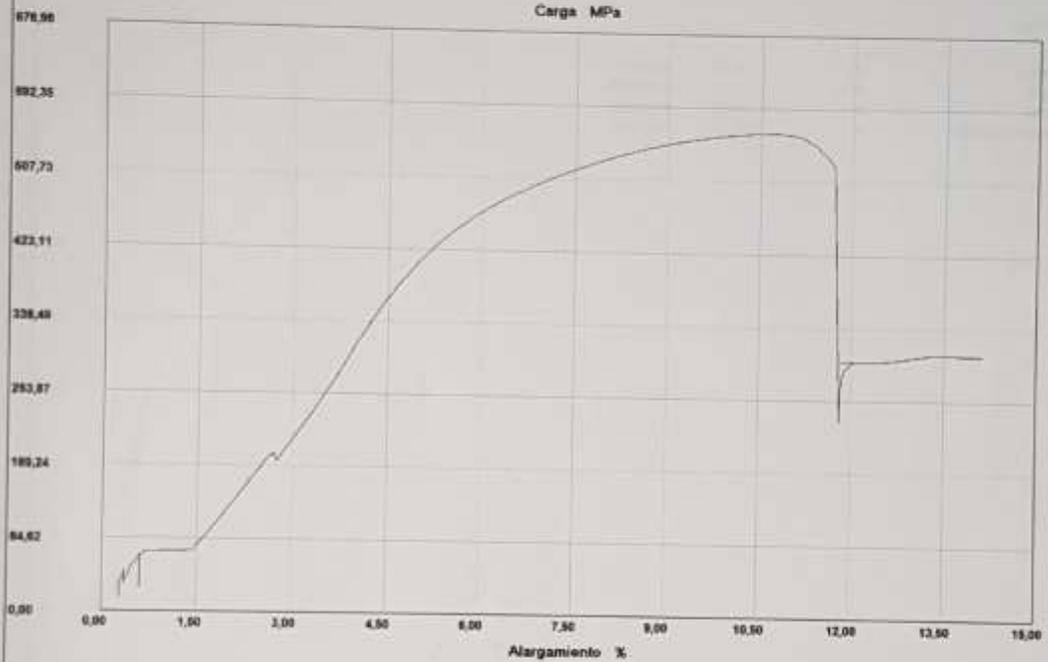
**INFORME  
ENSAYO**

**ETM 01  
TRACCION**



Referencia : MATERIAL METALICO  
 Cliente :  
 Calidad : RM\_2020\_020  
 Operario : A. Técnico  
 Norma : No Normalizado  
 Fecha : 05/11/2020  
 Hora : 15:10:35  
 Temperatura : 24,3  
 H.R.% : 52,4  
 Pedido : 172518045720201026

Cliente: Ing. Wilson Javier Juna Chinchuna  
 Material: Metálico utilizado para biela de motor  
 Probeta de tracción 1  
 Ancho: 18,66 mm.  
 Espesor: 12,24 mm.  
 Elaborado por: Ing. Fernando Tibán R.  
 Aprobado por: Ing. Jorge Rodas MEng.



Probeta	FMax N	FRot N	FYield N	CMax MPa	CRot MPa	C.Yield MPa
1	128850,02	119500,02	96500,01	564,15	523,21	422,51
Media	128850,020	119500,020	96500,010	564,146	523,209	422,507
Mediana	128850,020	119500,020	96500,010	564,146	523,209	422,507
Desv. Std	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Coef. V.	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Máximo	128850,020	119500,020	96500,010	564,146	523,209	422,507
Mínimo	128850,020	119500,020	96500,010	564,146	523,209	422,507
Rango	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
CPK	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
+3 Sigma	128850,020	119500,020	96500,010	564,146	523,209	422,507
-3 Sigma	128850,020	119500,020	96500,010	564,146	523,209	422,507



### Parametros

Precarga	=	5000,00	N
Caida %	=	100,00	
Retorno Automatico	=	1,00	
Limite Fuerza	=	1500000,00	N
Limite Desplazamiento	=	800,00	mm
Stop Ext	=	1500,00	mm

### Velocidades

Precarga	=	10,00	mm/min
Ensayo	=	10,00	mm/min
Retorno	=	20,00	mm/min
Posicionamiento	=	100,00	mm/min

