



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ**

TEMA:

**ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE UN CORRECTOR DE
CAMBER Y CASTER USANDO ELEMENTOS FINITOS PARA SU
ALINEACIÓN EN UN VEHÍCULO CON SUSPENSIÓN TIPO
MCPHERSON**

AUTOR:

ENRÍQUEZ BUSTAMANTE BYRON VLADIMIR

DIRECTOR:

ING. EDWIN SALOMÓN ARROYO TERÁN MSC.

Ibarra, 2020

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es “Estudio del comportamiento de un corrector de camber y caster usando elementos finitos para su alineación en un vehículo con suspensión tipo McPherson “, presentado por el señor Enriquez Bustamante Byron Vladimir con número de cédula 172288204-8, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 13 días del mes febrero del 2020

Atentamente



Ing. Edwin Arroyo MSc

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN

A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art.144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

DATOS DE CONTACTO			
CEDULA DE IDENTIDAD:		172288204-8	
APELLIDOS Y NOMBRES:		Enriquez Bustamante Byron Vladimir	
DIRECCIÓN:		Turubamba y 17 de febrero OES47-127	
EMAIL:		bvenriquezb@utn.edu.ec	
TELÉFONO FIJO	3682166	TELÉFONO MÓVIL	0998786828

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Estudio del comportamiento de un corrector de camber y caster usando elementos finitos para su alineación en un vehículo con suspensión tipo McPherson
AUTOR:	Byron Vladimir Enriquez Bustamante
FECHA:	13/02/2020
PROGRAMA:	PREGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR/DIRECTOR	Ing. Edwin Salomon Arroyo Terán MSc

2. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo, sin violar derechos del autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 13 días del mes de febrero del 2020

AUTOR

A handwritten signature in blue ink, consisting of several overlapping loops and strokes, positioned above a horizontal line.

Firma

Byron Vladimir Enriquez Bustamante

172288204-8

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	ix
ABSTRACT	¡Error! Marcador no definido.
CAPITULO I	1
1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo general	2
1.2.2 Objetivos específicos	2
1.3 Alcance	3
1.4 Sistema de suspensión de un vehículo	3
1.5 Elementos estructurales y de guiado de la suspensión	4
1.5.1 Amortiguador	4
1.5.2 Brazos	4
1.5.3 Manguetas	4
1.5.4 Rótulas	5
1.6 Tipo de suspensión	5
1.6.1 Suspensión tipo mcpherson	5
1.7 Cinemática del sistema de suspensión tipo mcpherson	7
1.8 Geometría de la suspensión	7
1.9 Geometría de la dirección	7
1.10 Angulos de alineación	8
1.10.1 Angulo de caída (camber)	8
1.10.2 Influencia cinemática de la variación del camber	9
1.10.3 Angulo de avance (caster)	13
1.10.4 Influencia cinemática de la variación del ángulo caster	14
1.11 Método de elementos finitos	16
1.12 Sistemas hidráulicos	17
CAPÍTULO II	19
2 MATERIALES Y MÉTODOS	19
2.1 Introducción	19
2.2 Metodología escaneo 3d	20
2.3 Materiales	22
2.4 Modelado	23
2.4.1 Ensamblaje conjunto completo	24
2.4.2 Amortiguador	25

2.4.3	Manzana	27
2.4.4	Mangueta	28
2.4.5	Soporte gahoa	30
2.4.6	Soporte gahob	32
2.5	Fuerza hidráulica	33
2.6	Proceso computacional mef	36
2.7	Malla	39
2.7.1	Mallado adaptativo	39
2.7.2	Aplicación del mallado	41
2.7.3	Calidad de mallado	42
2.8	Aplicación de contactos	44
2.9	Análisis computacional simulación de cargas	44
2.9.1	Cargas	45
2.9.2	Restricciones	47
2.10	Partes del equipo de corrección	47
2.11	Uso equipo de corrección	49
2.12	Mantenimiento del equipo	53
CAPÍTULO III		55
3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN		55
3.1	Introducción	55
3.2	Solución	56
3.3	Análisis estático estructural	56
3.3.1	Análisis de deformación total	56
3.3.2	Análisis de equivalencia al esfuerzo	58
3.3.3	Factor de seguridad	59
3.3.4	Análisis de fiabilidad equipo corrector	62
3.4	Discusión de resultados de simulación	64
3.5	Evaluación resultados equipo de corrección	64
CAPÍTULO IV		67
4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		67
4.1	Conclusiones	67
4.2	Recomendaciones	68
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		69
ANEXOS		73

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA	PÁGINA
NÚM.	
Tabla 2.1 Equipos utilizados en el desarrollo del proyecto	23
Tabla 2.2 Partes del equipo de corrección	48
Tabla 2.3 Mantenimiento del equipo	53
Tabla 2.3 Mantenimiento del equipo (continuación)	53
Tabla 3.1 Resumen análisis estático estructural	64

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	PÁGINA
NÚM.	
Figura 1.1 Suspensión tipo McPherson	6
Figura 1.2 Ángulo de Caída (Camber)	9
Figura 1.3 Determinación del ángulo Camber según su inclinación	10
Figura 1.4 Carga aplicada produciendo Camber	11
Figura 1.5 Regulación del Camber	12
Figura 1.6 Ángulo de avance (Caster)	13
Figura 1.7 Posicionamiento del ángulo de avance	15
Figura 1.8 Fuerzas actuantes sobre el ángulo caster positivo	15
Figura 2.1 Diagrama de flujo desarrollo general	19
Figura 2.2 Diagrama de flujo escaneo 3D	21
Figura 2.3 Escáner de modelación 3D	22
Figura 2.4 Ensamblaje conjunto completo	24
Figura 2.5 Amortiguador	25
Figura 2.6 Propiedades del material amortiguador	26
Figura 2.7 Manzana	27
Figura 2.8 Propiedades del material de la manzana	28

Figura 2.9 Mangueta	29
Figura 2.10 Propiedades del material mangueta	30
Figura 2.11 Soporte GAHO A	30
Figura 2.12 Propiedades del material soporte A	31
Figura 2.13 Soporte GAHO B	32
Figura 2.14 Aplicación del material Soporte B	33
Figura 2.15 Dimensiones pistón hidráulico corrector camber y caster	34
Figura 2.16 Accionamiento presión hidráulica	35
Figura 2.17 Diagrama de flujo MEF	37
Figura 2.18 Tipos de análisis de elementos finitos	37
Figura 2.19 Diagrama de flujo del mallado adaptativo	40
Figura 2.20 Mallado Ensamblaje	41
Figura 2.21 Calidad de mallado	43
Figura 2.22 Ratio Jacobiano	43
Figura 2.23 Contactos	44
Figura 2.24 Carga Positiva Aplicada sobre el cuerpo	46
Figura 2.25 Carga negativa aplicada sobre el cuerpo	46
Figura 2.26 Restricción aplicadas en el cuerpo	47
Figura 2.27 Posicionamiento soporte B	49
Figura 2.28 Posicionamiento soporte A	50
Figura 2.29 Posicionamiento cilindro hidráulico	50
Figura 2.30 Ajuste presión hidráulica	51
Figura 2.31 Direccionalidad de fuerza de accionamiento	51
Figura 2.32 Ajuste dirección del vehículo	52
Figura 3.1 Análisis de deformación con fuerza de empuje	57
Figura 3.2 Análisis de deformación total con fuerza de retracción	57
Figura 3.3 Análisis de tensión con fuerza de empuje	58
Figura 3.4 Análisis de tensión con fuerza de retracción	59
Figura 3.5 Factor de seguridad con fuerza de empuje	60
Figura 3.6 Factor de seguridad punto prueba amortiguador fuerza de empuje	60
Figura 3.7 Factor de seguridad con fuerza de retracción	61
Figura 3.8 Factor de seguridad punto prueba amortiguador fuerza de retracción	61
Figura 3.9 Análisis de tensión con fuerza de empuje equipo corrector	62

Figura 3.10 Análisis de tensión con fuerza de retracción equipo corrector	62
Figura 3.11 Factor de seguridad con fuerza de empuje equipo corrector	63
Figura 3.12 Factor de seguridad con fuerza de retracción equipo corrector	63
Figura 3.13 Ángulos de desviación antes de la corrección	65
Figura 3.14 Ángulo de corrección camber	65
Figura 3.15 Verificación ángulo de corrección camber	66

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO NÚM.	PÁGINA
Anexo I Especificaciones técnicas	74
Anexo II Aplicaciones de los materiales	76
Anexo III Planos	79

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM.	PÁGINA
<i>Anexo I</i>	74
<i>Anexo II</i>	76
<i>Anexo III</i>	79

RESUMEN

La necesidad de mantener la seguridad activa y pasiva en óptimas condiciones dentro de los sistemas de un vehículo ha permitido la constante revisión de sus componentes, para poder realizar el mantenimiento preventivo adecuado en cada uno de sus sistemas; por consiguiente, proporcionar un correcto ajuste en el sistema de dirección puede evitar desgastes en sus piezas, y así evitar accidentes. En este proyecto se realizó el análisis estático estructural de las piezas del sistema de suspensión y dirección con el uso del equipo corrector de camber, las piezas fueron extraídas de un vehículo con una suspensión tipo *McPherson* necesaria para el uso del equipo. Para el análisis estático estructural se realizó el modelado de las piezas, el cálculo de las fuerzas ejercidas por el equipo corrector, así como el análisis mediante elementos finitos. Con el resultado del análisis se determinó la ubicación en donde se produce la corrección del ángulo camber que se encuentra en el brazo de mangueta evitando producir fisuras en el amortiguador al momento de utilizar el equipo; no obstante, se debe tener cuidado con el ángulo máximo permisible emitido por el fabricante del equipo corrector, ya que el uso excesivo del equipo pueden causar daños críticos a las piezas que intervienen en la alineación. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la simulación se realizó la comprobación del equipo corrector mediante el uso de una alineadora verificando la alineación del ángulo camber, se observó el ángulo antes y después de ser corregido, con lo que se comprueba la efectividad del equipo.

ABSTRACT

The requirement to maintain active and passive safety in optimal conditions within the systems of a vehicle has permitted the constant revision of its components, to be able to perform adequate preventive maintenance on each of its systems. Therefore, providing a correct adjustment in the steering system can prevent attrition on its parts, and thereby to avert accidents. In this project the static structural analysis of the parts of the suspension and steering system was executed with the use of the camber equipment. The parts were extracted from a vehicle with a McPherson suspension type necessary for the use of the equipment. For the static structural analysis, the pieces were modeled, the calculation of the forces exerted by the corrective equipment, as well as the analysis FEM. With the result of the analysis, the place where the inclination angle correction was found was in the steering arm, avoiding fissure in the strut when using the equipment. However, it must have care with the maximum permissible angle by the manufacturer of the equipment. The excessive use of the equipment can cause critical damage of the parts involved in the alignment. Considering the results obtained in the simulation, the equipment was checked by using an aligner verifying the alignment of the camber angle. The angle was observed before and after being corrected, which verifies the effectiveness of the equipment.



INTRODUCCIÓN

Es bien sabido que la industria automotriz establece normas de seguridad para sus ocupantes, lo que permite regirse a reglamentos de seguridad preestablecidos en diversas partes del mundo; la homologación de un vehículo es la primera barrera técnica que se encuentra en los parámetros para normalizar la seguridad, el fin de toda homologación es certificar que el vehículo cumple las condiciones necesarias de seguridad y de respeto al medio ambiente, lo que se toma en cuenta para poder establecer que los vehículos cumplen con las condiciones óptimas para su manejo evitando posibles fallos en su seguridad (Aceña, 2017, pág. 73). Todos los sistemas de seguridad y ayuda a la conducción tienen la misión de mejorar la protección de los ocupantes del vehículo, aumentando la seguridad activa y pasiva del automóvil (Aceña, 2017, pág. 48). El proceso de revisión vehicular restringe la circulación de vehículos que no se encuentran en condiciones mínimas de funcionamiento, y condiciona aquellos que posean defectos en su funcionamiento, de esta manera, existe un menor riesgo de accidentes de tránsito correspondientes a fallas mecánicas en los vehículos ya sean estas en componentes de seguridad activa como en componentes de seguridad pasiva (González J., 2014, pág. 100). El presente proyecto busca promover el uso de equipamiento adecuado para la corrección de camber y caster sin que este afecte los sistemas de suspensión y dirección del vehículo, permitiendo con ello preservar la seguridad activa y pasiva. Mediante el análisis de elementos finitos se logra demostrar que las cargas producidas por el equipo de corrección no afectan el funcionamiento de los subcomponentes de suspensión; además, se pretende promover la utilización de nuevo equipamiento automotriz que son diseñados para la reparación de cada sistema del vehículo, con ello, ayudar a reducir la carga operacional.

CAPITULO I

1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1 ANTECEDENTES

A lo largo del tiempo la industria automotriz ha buscado avanzar en la utilización de nuevas tecnologías; en todos estos años se han producido numerosas innovaciones en lo que a vehículos se refiere, buscando mejoras en velocidad, comodidad y, por supuesto la seguridad, en todos estos factores interviene el sistema de suspensión, ya que ha tenido que paulatinamente, adaptarse a las necesidades de su tiempo (Mesa, 2011, pág. 12).

El constante avance que ha sufrido la industria automotriz, ha permitido la elaboración de sistemas de seguridad más avanzados, pudiendo implementar equipos para satisfacer necesidades como es la corrección de los ángulos de alineación.

Las ruedas, al considerarse parte de la suspensión de los vehículos, ya se sabe que deben estar en condiciones aceptables para conseguir un nivel adecuado de seguridad en el tránsito (Jiménez, 2012, pág. 145).

Es importante tener en cuenta todos los componentes que conforman la dirección, estos se verán afectados al momento de realizar la corrección del alineamiento del vehículo. La correcta alineación de un vehículo es fundamental para la seguridad de sus ocupantes, puesto que las ruedas es el único elemento del vehículo que se encuentra en contacto con la carretera (López, Estudio teórico de la alineación de un vehículo por visión artificial, 2011, pág. 1).

Es necesario brindar la correcta alineación del vehículo durante el mantenimiento preventivo recomendado por el fabricante, así se evitará problemas mayores al controlar este sistema, obteniendo confortabilidad y fiabilidad a sistemas subyacentes del mismo procurando su buen desempeño en su funcionamiento.

Como nos presenta Alex F. Mora en su estudio “Mantenimiento, actualización y operación del sistema de alineación, balanceo y desenllantaje de ruedas del laboratorio de mecánica de patio”; hace referencia en la utilización de nuevas tecnologías para el alineamiento de vehículos, facilitando con ello la tecnificación y evitando el fallo humano al utilizar métodos empíricos utilizados en muchos centros de alineación.

Por esta razón, la utilización de programas de simulación que permitan resolver problemas físicos mediante el uso de elementos finitos, ha ayudado a mejorar la predicción de análisis

físicos de una pieza sin tener un prototipo inicial para determinar los cambios producidos al aplicar una fuerza, la predicción del comportamiento de la estructura o de los elementos estructurales debido a la acción de las cargas externas, si las cargas externas son conocidas, permiten determinar el valor de las tensiones y las deformaciones que se producen por la acción de las primeras (Estrada, 2013, pág. 4).

1.2 OBJETIVOS

El presente proyecto se enfocó en los siguientes objetivos.

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Estudiar el comportamiento de un corrector de camber y caster usando elementos finitos para su aplicación en un vehículo con suspensión tipo *McPherson*, logrando obtener los ajustes correctos en los ángulos de alineación del sistema de dirección

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los parámetros requeridos por el equipo corrector mediante los datos proporcionados por el fabricante para usarlos en la simulación.
- Realizar un análisis estructural por medio de elementos finitos para lograr determinar los esfuerzos máximos producidos por el equipo corrector.
- Analizar los efectos producidos por el equipo corrector por medio de la simulación computacional para comprobar que no exista daños sobre los elementos de una suspensión *McPherson*.
- Desarrollar pruebas de funcionamiento por medio del uso del equipo corrector para corregir el ángulo camber.

1.3 ALCANCE

El presente trabajo de grado analizará la geometría de la suspensión *McPherson* y los esfuerzos producidos con el equipo corrector, utilizando los parámetros de elementos finitos con el fin de verificar el comportamiento del amortiguador frente a las fuerzas ejercidas por el corrector.

Los parámetros serán adquiridos de un corrector de camber y caster; por medio de datos obtenidos del fabricante del equipo esto ayudará a determinar las fuerzas producidas por el conjunto.

El comportamiento del conjunto de suspensión frente las fuerzas ejercidas del corrector serán analizadas por medio de la simulación computacional, usando el método de elementos finitos procesado en el software computacional para este fin, lo que ayudará a determinar las deformaciones producidas por los esfuerzos analizados.

Con los resultados obtenidos a partir de la simulación computacional, se busca analizar los esfuerzos producidos por el mecanismo de corrección sobre la mangueta, sin que se vea afectado el amortiguador de la suspensión *McPherson*.

Mediante pruebas del equipo corrector se busca verificar el uso que ayudará a tecnificar la parte de alineación del vehículo.

1.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO

La suspensión en un automóvil, camión o motocicleta, es el conjunto de elementos que absorben las irregularidades del terreno por el que se circula para aumentar la comodidad y el control del vehículo, el sistema de suspensión actúa entre el chasis y las ruedas, las cuales reciben de forma directa las irregularidades de la superficie transitada (Endara & Enriquez, 2009, pág. 10).

Los automóviles en su mayoría vienen acoplados con una suspensión independiente en su eje delantero, ya que este es el encargado de dar la direccionalidad del vehículo. Otro de los factores determinantes depende del conjunto de tracción que cuenta el vehículo.

La suspensión utilizada en el eje delantero es de preferencia de tipo *McPherson*, sin embargo, al no poseer direccionalidad ni tracción en la parte posterior del vehículo se establece que los métodos más utilizados para el eje trasero sean más sencillos y esto se da principalmente en autos de gama baja con lo cual cuentan con una suspensión que no es independiente, aunque su comportamiento no es el óptimo se ven empleados por su costo y funcionalidad.

1.5 ELEMENTOS ESTRUCTURALES Y DE GUIADO DE LA SUSPENSIÓN

Para que un vehículo se encuentre suspendido sobre las ruedas y no apoyado en ellas, es necesaria la utilización de elementos que servirán de guiado y de sujeción a la rueda en su desplazamiento, haciendo posible el funcionamiento de la suspensión y de la amortiguación, e interrelacionar con los dispositivos de tracción y dirección (Mesa, 2011, pág. 44).

1.5.1 AMORTIGUADOR

El amortiguador está formado por un pistón dentro del cilindro; es un elemento principal para el sistema de suspensión, y su función es atenuar las oscilaciones de la carrocería, disminuir las variaciones de carga dinámica al neumático y controlar las fuerzas axiales, radiales y centrífugas (Jacome & Villota, 2014, pág. 18).

1.5.2 BRAZOS

Son aquellos que soportan los resortes, amortiguadores, rotulas, fijando todos los elementos que contenga a la carrocería del vehículo, y una función muy importante que cumplen estos dispositivos es que impide el adelanto o retraso de las ruedas de los vehículos (Ferigra & Enríquez, 2012, pág. 11).

1.5.3 MANGUETAS

La mangueta de la suspensión es aquella en la que se fijan, directa o indirectamente, la mayoría de los elementos de los sistemas de suspensión (tirantes, trapecios, amortiguador, etc.) y dirección, incluyendo la rueda. La mangueta va fijada a través del buje, que es el elemento giratorio al que también va fijada la rueda, el disco o el tambor de freno; en el interior del buje se montan los rodamientos o cojinetes que garantizan el giro de la rueda (Mesa, 2011, pág. 47)

1.5.4 RÓTULAS

Las rótulas son elementos de sujeción que permiten girar sobre su propio eje, además, de ser el elemento encargado de conectar los diferentes elementos de la suspensión a las bieletas de mando (Dominguez & Ferrer, 2009, pág. 38).

La rótula se encuentra tanto en el sistema de suspensión como en el de dirección la función principal que ocupa sobre la dirección será la comunicación entre las piezas, mientras tanto que para la suspensión será la que permita el movimiento uniforme con el amortiguamiento del vehículo. La principal falla de esta pieza se produce por el mal funcionamiento del amortiguador.

1.6 TIPO DE SUSPENSIÓN

Existe una variedad de suspensiones que han sido adaptadas a través de los tiempos para los diversos comportamientos que ha ido presentado el vehículo frente a las irregularidades que tiene el terreno. Se ha establecido a las suspensiones independientes como las adecuadas para adaptarse a estas irregularidades por eso son utilizadas hoy en día para poder brindar mayor confortabilidad en el habitáculo.

1.6.1 SUSPENSIÓN TIPO *MCPHERSON*

Su configuración es similar a la suspensión de paralelogramo deformable, la diferencia radica en que, en lugar de existir un brazo superior, el amortiguador va anclado directamente a la mangueta, a su vez el amortiguador dispone de un soporte en forma de plato en donde se asienta el muelle helicoidal, este conjunto denominado *McPherson* se encuentra acoplado al chasis por su parte superior (Marcial, 2012, pág. 25).

Una ventaja primordial que posee este sistema es que el ángulo formado entre la rueda y la calzada es mínimo, además, las interacciones de la suspensión con la carrocería se ven enfocada en zonas específicas.

La suspensión de tipo *McPherson* a diferencia de las otras suspensiones independientes se caracteriza por ser ensambladas en un solo cuerpo; se ubica habitualmente en el eje

delantero, además, su diseño es óptimo para vehículos livianos o comerciales pequeños (Maza, 2016, pág. 15).

El inconveniente que presentamos con este tipo de suspensión es que los amortiguadores trabajan como elementos soportantes, estos son sometidos a esfuerzos flectores por lo que sus componentes tienden a producir rozamiento entre sí. Ocasionalmente este tipo de suspensiones van acompañadas por barras estabilizadoras.

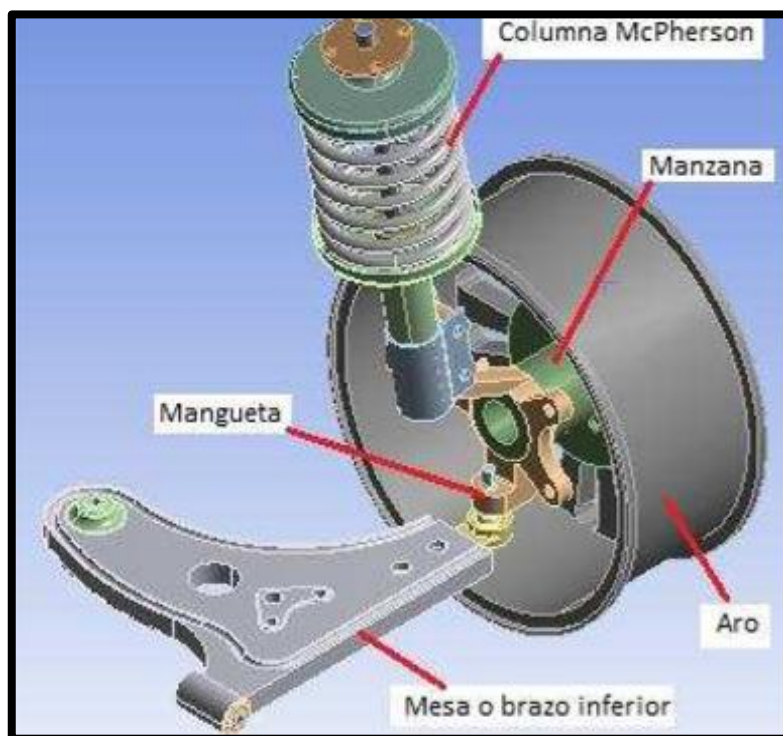


Figura 1.1 Suspensión tipo *McPherson*
(Marcial, 2012).

En la figura 1.1 se puede observar la constitución de una suspensión de tipo *McPherson*, la cual viene definida por un solo cuerpo que es lo que la caracteriza. Este sistema al estar acoplada la mangueta, el conjunto amortiguador y muelle, tiende a girar con el movimiento de la rueda, por lo que para evitar daños este sistema cuenta con un cojinete axial que va acoplado al soporte de la carrocería.

1.7 CINEMÁTICA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TIPO *MCPHERSON*

Una suspensión independiente viene acoplada con brazos oscilantes en forma de A con el fin de controlar el movimiento relativo de la llanta y permitir el desplazamiento de la suspensión en una sola dirección evitando la deformación de sus componentes.

La dirección del movimiento del amortiguamiento siempre tiene una dirección definida, cuando realiza su movimiento en compresión y cuando realiza su movimiento en tensión, se dice que el eje del amortiguador está restringido a una sola dirección de movimiento relativo al cuerpo del vehículo (Urgilés & Álvarez, 2017, pág. 13).

1.8 GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN

La suspensión de un automóvil es la que proporciona a los pasajeros un adecuado confort, seguridad en marcha, protege las piezas del automóvil, y evita una inclinación excesiva de la carrocería durante los virajes y el frenado del vehículo (Castillo, 2003, pág. 60).

La maniobrabilidad de un automóvil se caracteriza por el diseño del chasis y la suspensión. En el diseño de suspensiones se encuentra la que permite un desplazamiento suave encontrada en vehículos livianos y por otra parte se encuentra la suspensión que proporciona un desplazamiento firme y rígido ayudando la estabilidad del automóvil encontrada en vehículos de competencia.

1.9 GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN

Es importante que todos los vehículos tengan sus cuatro ruedas correctamente alineadas, pues de lo contrario se producirá una tensión o lucha con el movimiento natural del vehículo, generando problemas en la dirección, fatiga del conductor y prematuro e irregular desgaste de los neumáticos (Mora, 2009, pág. 1).

En la alineación se configura los ángulos de las ruedas a su estado de fábrica, con ello asegurar el correcto equilibrio con el centro geométrico del vehículo.

Si el vehículo no presenta una correcta alineación, se producen diversos inconvenientes como puede ser el prolongado desgaste del neumático, y una desviación en la trayectoria del vehículo. para poder corregir este problema se utiliza equipos de alineación especializados. La correcta alineación es la que se realiza en las cuatro ruedas, en la cual se colocará un instrumento en cada rueda y medirá las dinámicas del vehículo en ellas.

Hoy en día, muchos vehículos poseen dispositivos de alineado ajustables en el eje trasero, pero incluso en aquellos vehículos sin dicho equipamiento, un alineado de las cuatro ruedas permitirá al técnico identificar cualquier problema trasero y compensarlo con ajustes en el eje delantero; el alineado de dos ruedas, en el cual sólo las ruedas delanteras se alinean con respecto al centro del vehículo, ha quedado obsoleto (Mora, 2009, pág. 2).

1.10 ÁNGULOS DE ALINEACIÓN

Los ángulos de alineación son los encargados de mantener la estabilidad de las fuerzas ejercidas sobre las ruedas del vehículo, por lo que se debe mantener en el régimen indicado para obtener una adecuada respuesta de maniobrabilidad, y evitar un desgaste en los elementos del vehículo.

1.10.1 ÁNGULO DE CAÍDA (CAMBER)

El camber es el ángulo entre el plano central de la rueda y el plano vertical de la carretera. Se dice que el camber es positivo cuando la rueda está inclinada hacia el exterior, y negativo cuando la rueda está inclinada hacia el interior (Maza, 2016, pág. 20).

El ángulo de caída no necesariamente debe ser el mismo para ambas ruedas por lo que se ha determinado un rango de tolerancia que suele estar entre los $\pm 30'$ (0.5°) de diferencia entre ambos.

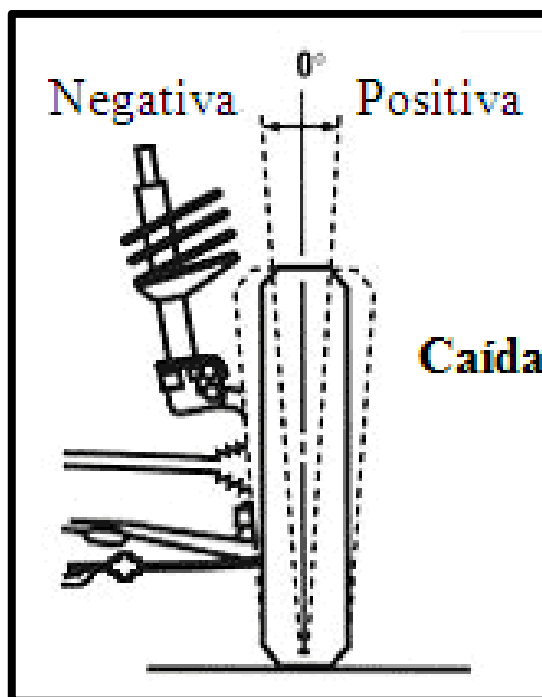


Figura 1.2 Ángulo de Caída (Camber)
(Pashley, 2012).

En la figura 1.2 se observa el gráfico correspondiente al ángulo de caída que es determinado entre la calzada y el neumático, visto desde una perspectiva frontal del vehículo.

Existen varias configuraciones que puede presentar en ángulo de caída, como es el tipo de vehículo y la funcionalidad, para vehículos livianos este ángulo es diseñado con una ligera caída positiva, lo que produce un movimiento vertical de las ruedas, un valor óptimo para este tipo de ángulo es 0.1° .

Se debe garantizar que el ángulo de caída no se vuelva positivo durante la conducción para utilizar la mayor tracción del neumático en curva (Caraguay & Caraguay, 2015, pág. 23). Si esto ocurre se tendrá esfuerzos innecesarios que provocan el desgaste prematuro de los elementos del vehículo.

1.10.2 INFLUENCIA CINEMÁTICA DE LA VARIACIÓN DEL CAMBER

Una de las desventajas de las suspensiones independientes es que, en las curvas el ángulo de caída de las ruedas es el mismo que el de la carrocería, en otras palabras, la rueda del exterior de la curva tiende a una caída positiva, y la adherencia del neumático bajo carga máxima se reduce (Maza, 2016, pág. 21).

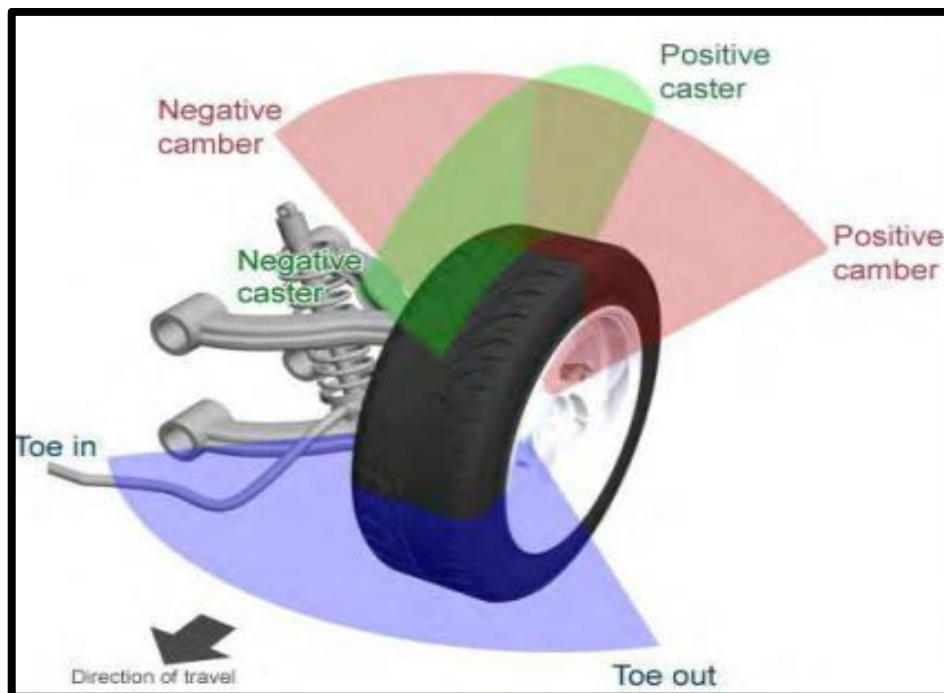


Figura 1.3 Determinación del ángulo Camber según su inclinación
(González I., 2012)

En la figura 1.3 se puede observar la inclinación que presenta el ángulo de la rueda con relación a la superficie de contacto, esta variación del ángulo se determina según la posición que se encuentre la rueda, si está apuntando hacia afuera es un ángulo positivo en caso contrario será el ángulo negativo.

La forma de contacto cambia gradualmente de un rectángulo a un triángulo con el aumento del ángulo de inclinación camber en estado estático; además, la presión de contacto se concentra principalmente en la superficie de inclinación, lo que dará como resultado un desgaste desigual del cuerpo del neumático (Xianbin, Youqun, Hongxun, & Qiang, 2016, pág. 2).

Para poder evitar este tipo de inconvenientes se diseña la suspensión a tal modo que las ruedas puedan generar un camber negativo cuando la suspensión se comprima y un camber positivo cuando esta se contraiga.

Uno de los puntos a tener en cuenta es cuando el camber es cero, con esta inclinación se evita el desgaste excesivo de los neumáticos y reducimos los esfuerzos ejercidos sobre el resto de los elementos, permitiendo el recorrido normal del vehículo.

Si presenta una inclinación positiva en la rueda, la parte exterior del neumático tiende a girar con un radio menor que la parte interna del neumático, al presentar esta inclinación la parte

exterior se desgasta con mayor facilidad. Una inclinación negativa en la rueda presenta el caso opuesto donde el desgaste se notará en la parte interior del neumático.

La inclinación del camber positivo reduce la carga vertical; la presencia de camber cero permite que la carga del vástago influya entre el neumático y el muñón de la dirección, la fuerza ejercida se aplicará en el lado interior del husillo reduciendo así el esfuerzo entre el husillo y el muñón de la dirección.

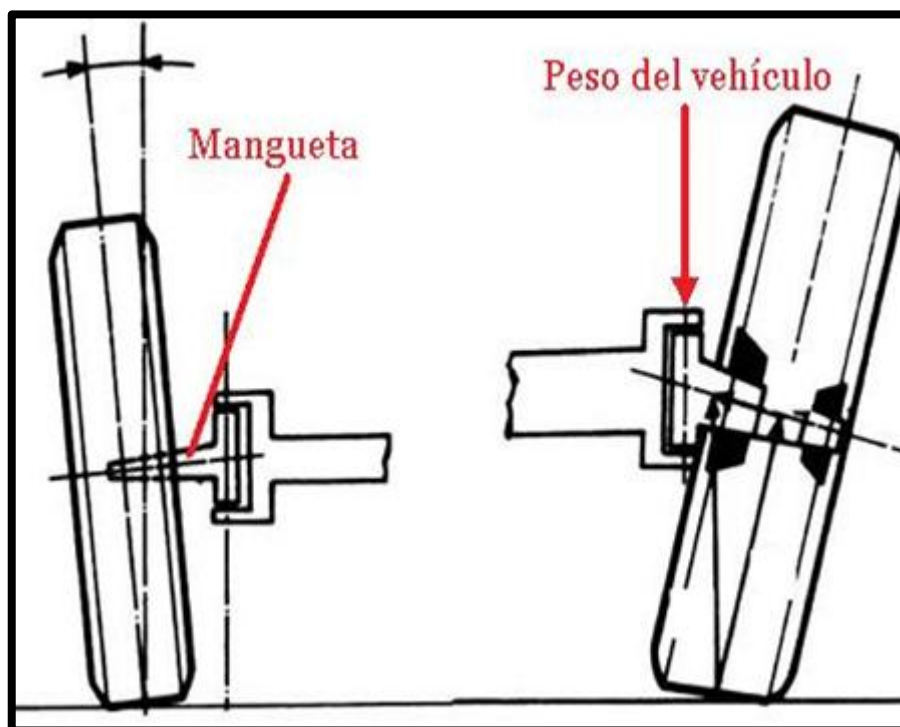


Figura 1.4 Carga aplicada produciendo Camber
(González I., 2012).

En la figura 1.4 se puede observar que el peso ejercido sobre el vehículo influye sobre el ángulo de inclinación de la rueda; el camber positivo previene el camber negativo involuntario; la compensación hacia el camber negativo se debe por las fuerzas ejercidas sobre la suspensión, con lo que el camber positivo ayuda a evitar este inconveniente.

Cuando el vehículo gira en una curva, la tracción de la rueda actúa sobre el exterior del neumático, esto contrarresta las fuerzas ejercidas en el viraje del vehículo. El cambio de inclinación de la rueda por medio de los muelles de la suspensión ayuda a que la fuerza centrífuga actúe sobre el giro del vehículo.

El ángulo negativo en curvas es muy útil ayuda al agarre de las ruedas, el inconveniente al tratar con este ángulo se presenta en línea recta ya que este produce un desgaste en la parte

interior del neumático, además, produce una pérdida de tracción con lo que tiende a disminuir la aceleración y desaceleración en línea recta.

En las suspensiones con sistema cuadrilátero se puede variar el ángulo de camber cuando los brazos convergentes producen un levantamiento o rebajamiento con respecto a la carrocería produciendo camber negativo y positivo respectivamente.

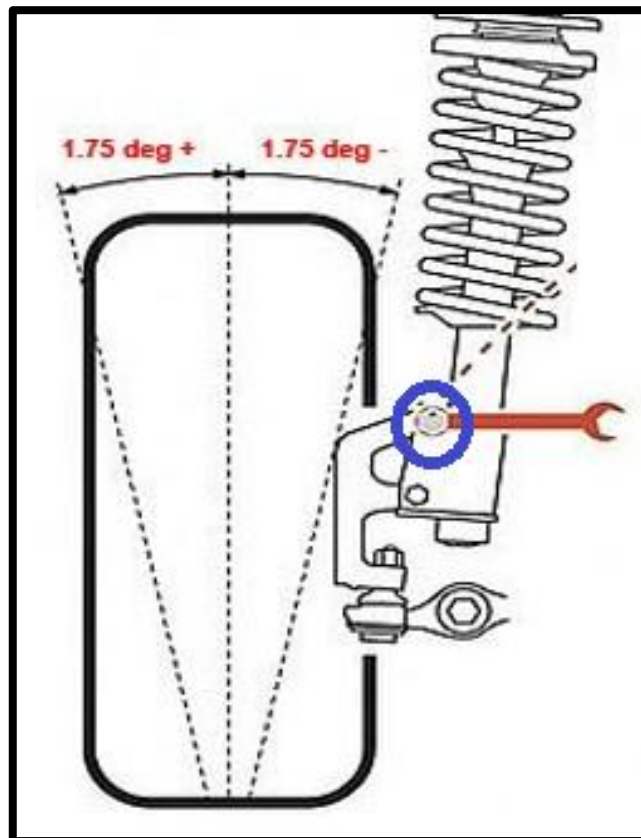


Figura 1.5 Regulación del Camber
(EIBACH, 2012).

En la figura 1.5 se observa el ajuste en el cambio de posición del ángulo de la rueda respecto a la superficie de contacto que se modifica por medio de los tornillos excéntricos incorporados de fábrica en algunos modelos.

Los ajustes impropios de camber son los causantes del desgaste excesivo del borde de las ruedas. Al estar mal ajustado, la rueda se desplaza en línea recta, y el lado en el que existe la inclinación se desplaza más a prisa y recibe mayor proporción del peso del vehículo. El ángulo camber debe estar dentro de un cuarto de lado a lado, caso contrario causa desplazamientos hacia el lado positivo (Inca & Arguelo, 2013, pág. 52).

Además, se produce el efecto cono, en el cual la rueda intenta tomar una trayectoria circular y esto provocará que las ruedas tiendan a separarse al producirse esfuerzos que generan jalones entre ambas.

1.10.3 ÁNGULO DE AVANCE (CASTER)

Cuando un vehículo funciona a propulsión, existe una gran influencia de la fuerza de resistencia a la rodadura, la cual retrasa la marcha y cuya dirección es contraria al movimiento del vehículo (Inca & Arguelo, 2013, pág. 45).

El ángulo caster está formado entre el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda, visto desde el lateral es la distancia entre el punto de intersección del eje de dirección con el suelo y el punto ideal de contacto de la rueda con la carretera se lo conoce como *kinematic Caster trail* o *Caster offset*.

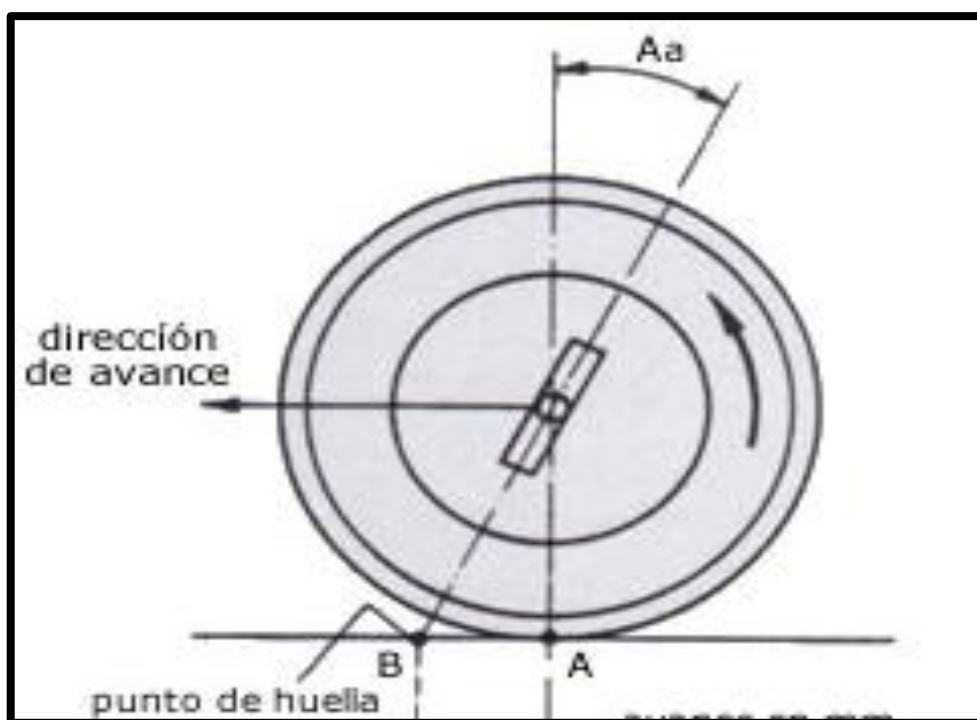


Figura 1.6 Ángulo de avance (Caster)
(Pashley, 2012).

Como se muestra en la figura 1.6 el ángulo de salida “Aa” en vista lateral comprendido entre la línea de proyección de la sujeción de los brazos de control y la vertical; para automóviles equipados con brazos de suspensión superiores e inferiores es definido entre la línea que une

el centro geométrico de las rótulas (superior e inferior) o línea pivotal y la línea perpendicular a la superficie. (Caraguay & Caraguay, 2015, pág. 24).

El principio fundamental para la correcta alineación del ángulo de avance es la estabilización del sistema de dirección mediante la autoalineación de las ruedas directrices. Una de las ventajas que tiene el ángulo de avance es permitir que el vehículo se mueva en línea recta, si se analiza la analogía del movimiento de un carro de compras de un supermercado en donde se observa que el centro de las ruedas vaya en la parte posterior del eje de rotación, esto permite que el carro vaya en una trayectoria rectilínea.

Si la fuerza de resistencia a la rodadura actúa detrás del eje de dirección, la rueda se mantiene estable en la dirección de avance, la explicación a esto es que la fuerza de tracción y la de resistencia al avance generadas forman un par que tiende a equilibrar el sistema y a alinearse, esto orienta la rueda en la dirección del movimiento (Maza, 2016, pág. 27).

La desventaja que presenta esta configuración se produce cuando se circula en superficies irregulares, lo que genera fuerzas sobre la rueda, provocando que el eje de dirección sea inestable y vibre.

1.10.4 INFLUENCIA CINEMÁTICA DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO CASTER

Si el ángulo de avance no es el correcto ni comprende los rangos de tolerancias presentados por el fabricante, o bien, existe una diferencia entre los ángulos de avance de cada rueda, el vehículo podrá sufrir correcciones involuntarias en la dirección y podrá halar o recostarse lateralmente durante el manejo.

Al presentar una inclinación positiva del ángulo de avance se tendrá un mejor desempeño del vehículo proporcionando estabilidad lineal al mismo, pero a su vez esta inclinación incrementa el esfuerzo requerido para el manejo, y se producen fuerzas que van sujetas a los componentes de la dirección.

Se recomienda que los ángulos vayan sujetos a los rangos recomendados por el fabricante, con ello, se consigue que las ruedas vayan en sentido rectilíneo y a su vez se previene el tambaleo del vehículo.

Cuando existe tracción trasera en el vehículo, se debe considerar una variación en la inclinación del ángulo caster debido a que la fuerza de impulsión provoca una inestabilidad en el manejo si no se tiene una inclinación adecuada.

Un caster positivo contribuye a la estabilidad direccional, mejora la estabilidad en altas velocidades y favorece que la dirección retome la línea recta cuando se suelta el volante después de un giro (López, 2011, pág. 15).

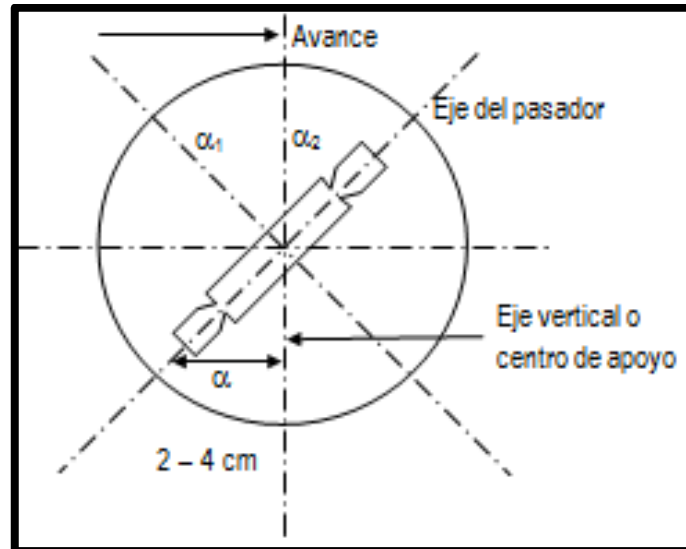


Figura 1.7 Posicionamiento del ángulo de avance
(Cazales Fuentes, 2010)

Como se muestra en la figura 1.7 el ángulo de avance puede presentar varias posiciones, si el eje pasador está adelantado con respecto al eje de avance, el ángulo de avance es positivo; si el eje pasador está por detrás con respecto al eje de avance el ángulo será negativo; en cambio, si la línea imaginaria del ángulo no tiene inclinación alguna, es decir es recta el ángulo es nulo.

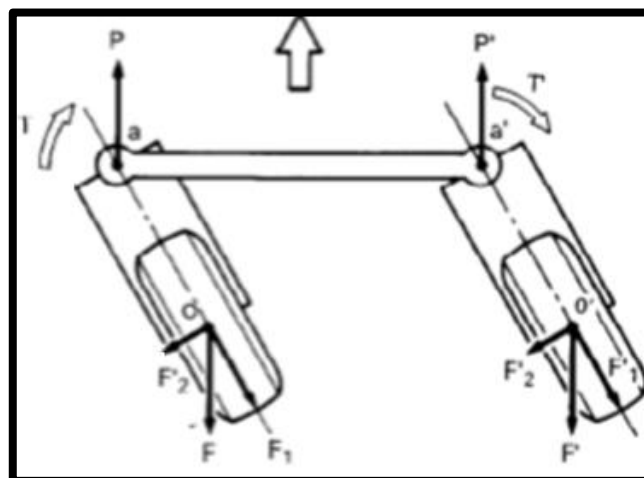


Figura 1.8 Fuerzas actuantes sobre el ángulo caster positivo
(Mora, 2009)

En la figura 1.8 se observa las fuerzas actuantes sobre las ruedas cuando está presente el ángulo caster positivo, estas fuerzas producen los momentos.

Cuando se produce esta inclinación, la fuerza generada por la resistencia a la rodadura queda retrasada de la proyección del eje pivote, por lo que para cualquier ángulo de giro de las ruedas, la resistencia a la rodadura creará un par autoalineante que aumentará conjuntamente con el valor del ángulo de avance porque la distancia entre las fuerzas y centro de giro será cada vez más grande (Inca & Arguelo, 2013, pág. 46).

Pero no es cuestión de corregir el ángulo de avance para poder tener una autoalineación de la rueda, además, se considera el ángulo de salida, ya que al momento de girar la dirección hace que el extremo de la mangueta deje de girar sobre el plano horizontal paralelo a la superficie de contacto.

El caster dinámico se produce cuando el vehículo posee llantas con flexión lateral de magnitud considerable o neumáticos de baja presión, no es un ángulo de desgaste de neumático, aunque sea un ángulo crítico para el control (Inca & Arguelo, 2013, pág. 53).

Para corregir el ángulo de avance, se lo realiza en la barra de tensión de la rueda, en los vehículos que lo permiten, en otros casos donde no se permite la corrección por el método anteriormente nombrado, se procede a realizar la alineación mediante el equipo de corrección de camber y caster.

1.11 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

La idea general de Método de Elementos Finitos MEF es la división de un mecanismo en un conjunto de elementos más pequeños, los cuales se encuentran unidos a través de una serie de puntos denominados nodos (Marcial, 2012, pág. 30).

Existe ecuaciones que evalúan todo el conjunto de elementos lo que permite pasar un sistema que está regido por una ecuación diferencial o varias ecuaciones a un sistema con un número de grados de libertad finitos delimitados por un sistema lineal de ecuaciones.

La esencia del método de los elementos finitos es tomar un problema complejo, cuya solución puede ser difícil, si no imposible de obtener y descomponerlo en piezas individuales, cuyas soluciones pueden ser construidas y luego unir las soluciones locales aproximadas para obtener una solución aproximada global (Matamoros, 2007, pág. 160).

La utilización de herramientas computacionales basadas en elementos finitos ha permitido el modelado y la solución numérica de problemas que deben ser simulados y permitan la integración analítica de los comportamientos en un sistema multicuerpo.

El sistema físico se divide en series de elementos que están conectados por un número discreto de puntos nodales; este proceso se denomina "discretización", una expresión matricial se desarrolla para relacionar las variables nodales de cada elemento, la matriz resultante se conoce comúnmente como "matriz elemental", para un problema discreto, la matriz elemental puede ser generada a partir de un análisis físico (Espinoza & Niño, 2001, pág. 1).

1.12 SISTEMAS HIDRÁULICOS

La hidráulica estudia el comportamiento del líquido en movimiento y en equilibrio, además, su aplicación en el movimiento de fluidos dentro de circuitos que emplean líquidos. Los líquidos no tienen forma definida por lo que se acoplan a la forma del recipiente que los contiene, esta propiedad permite la circulación con presión o sin presión a través de las tuberías o canalizaciones.

Los líquidos contenidos en circuitos hidráulicos permiten multiplicar la fuerza aplicada entre émbolos de distintas superficies, aplicando el principio de Pascal se puede multiplicar la fuerza aplicada en el émbolo, dependiendo siempre de las secciones de los émbolos que intervienen en el circuito (Domínguez & Ferrer., 2009, pág. 101).

Los líquidos utilizados en sistemas hidráulicos son incompresibles lo que permite transmitir grandes presiones, además que se pueda transmitir la fuerza en todas las direcciones.

CAPÍTULO II

2 MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 INTRODUCCIÓN

El presente capítulo se enfoca en la recopilación de datos necesarios para poder desarrollar el proyecto, con ello garantizar la fiabilidad del análisis; además, los recursos utilizados tanto equipos, materiales y programas.

Se tiene en cuenta para los cálculos presentes en el proyecto los datos emitidos por el fabricante, además, de planos del equipo; lo que permite tener un menor error, al momento de ingresar los parámetros en el entorno computacional que desarrollará la simulación.

Se tomaron varios parámetros físicos para el ingreso de datos al software, entre estos datos están la geometría, el material, así como el mallado necesario para poder ejecutar la simulación.

Se realiza un cuadro sistematizado con el principio de funcionamiento del entorno de análisis por el Método de Elementos Finitos MEF, estructurado paso a paso lo que será realizado por el software para una mejor comprensión.

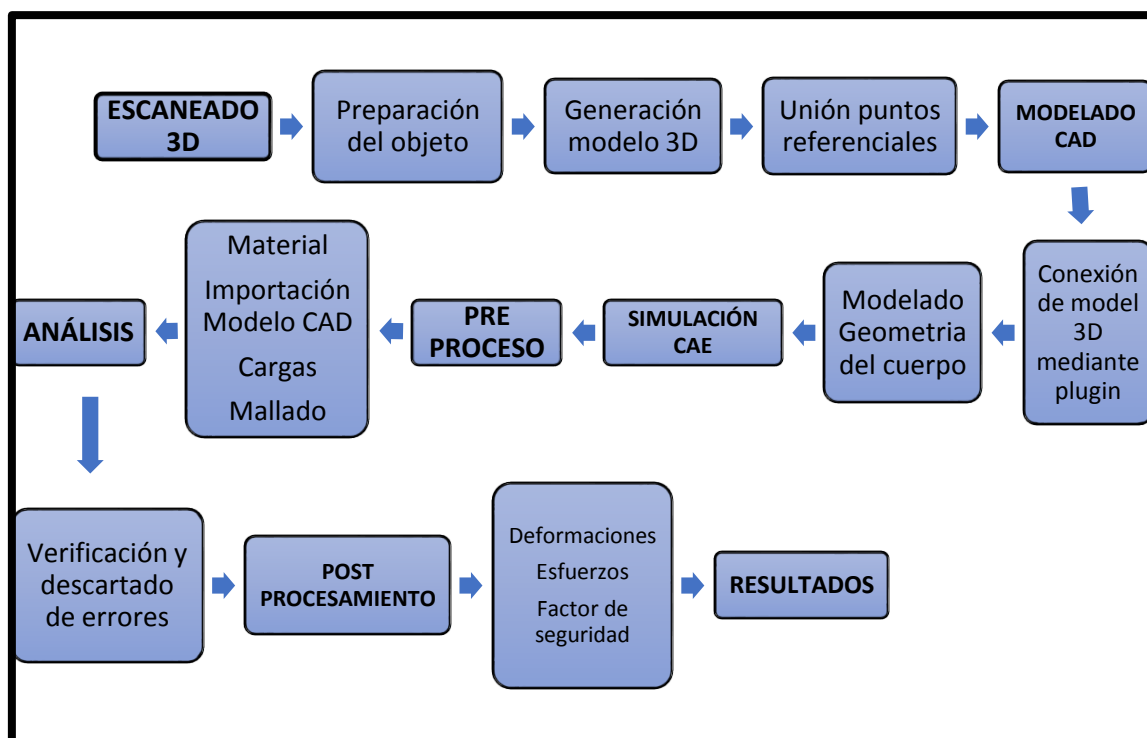


Figura 2.1 Diagrama de flujo desarrollo general

En la figura 2.1 se representa el diagrama de flujo empleado en el desarrollo general del proyecto, enfocado en el proceso de elaboración del modelo, simulación, y análisis de resultados.

En el proceso de modelado se utiliza el software *SolidWorks* por su facilidad y adaptabilidad de los modelos CAD, además, se utiliza el complemento *Capture Geomagic* para poder exportar los elementos escaneados directamente en el software, con ello poder verificar la desviación del modelado y desarrollar un modelo CAD con desviaciones mínimas al modelo original.

Para la simulación del modelo se utilizó el software computacional *ANSYS EDUCATIONAL*, este presenta las características adecuadas y avanzadas para poder reestructurar el modelado al análisis correspondiente según el enfoque esperado, se considera el tipo de mallado que utilizará el cuerpo, el material de los componentes, el tipo de análisis a ser verificado, además de las restricciones para el objeto determinado.

A continuación, cuando todos los parámetros están predefinidos en el software este procede a evaluar todos los cálculos para el fin y desarrolla la matriz del método de elementos finitos para poder determinar la solución del análisis.

2.2 METODOLOGÍA ESCANEEO 3D

Un escáner 3D es un dispositivo que permite la caracterización de un elemento reuniendo información de forma y contorno, el cual es capaz de generar una nube de puntos con los cuales se determina la forma del objeto y poder crear el modelo tridimensional en un software computacional.

La tecnología sin contacto es la que utiliza un escáner de luz estructurada, el cual está basado en la proyección de un patrón de luz sobre el objeto a ser escaneado el cual determina la forma mediante la deformación que existe en la luz emitida.

Se podrá determinar objetos unidimensionales y bidimensionales, en el caso de los modelos tridimensionales estos utilizan una unión por medio de una línea que es la que determina la unión de varios segmentos bidimensionales para conseguir formar el objeto tridimensional, todos los puntos de la línea usan la técnica de triangulación para poder formar un solo cuerpo.

En el caso del modelo bidimensional se formará mediante la utilización de una cuadrícula o por el conjunto de líneas, la cámara cumplirá la función de calcular mediante un algoritmo complejo la distancia que se encuentra entre cada punto del modelo.

La complejidad del algoritmo se debe principalmente por la desviación que puede presentar la geometría del cuerpo, estas pueden ser oclusiones, hoyos y cambios del patrón del contorno. En estas variaciones de la geometría del cuerpo donde se esconde la secuencia de líneas que usa la luz para determinar la forma teniendo como resultado una ambigüedad de raya de láser, por lo que no se podrá asumir en una secuencia de barrido de izquierda a derecha.

Una de las ventajas en las cuales se puede enfocar el uso de esta tecnología es la velocidad por la cual se puede determinar la forma de un objeto puesto que no es necesario realizar la unión punto a punto, además de eliminar la deformación por el movimiento.

Este tipo de escáner es usado para una amplia gama de trabajos, entre ellos varios estudios paleontológicos, que mediante la utilización de un escáner de luz estructurada intentan construir una colección faunística virtual de esqueletos de fósiles, para la posterior comparación en otros lugares que no posean dichos recursos para lograr nuevas identificaciones, o imprimirlos para usarlos de forma pedagógica.

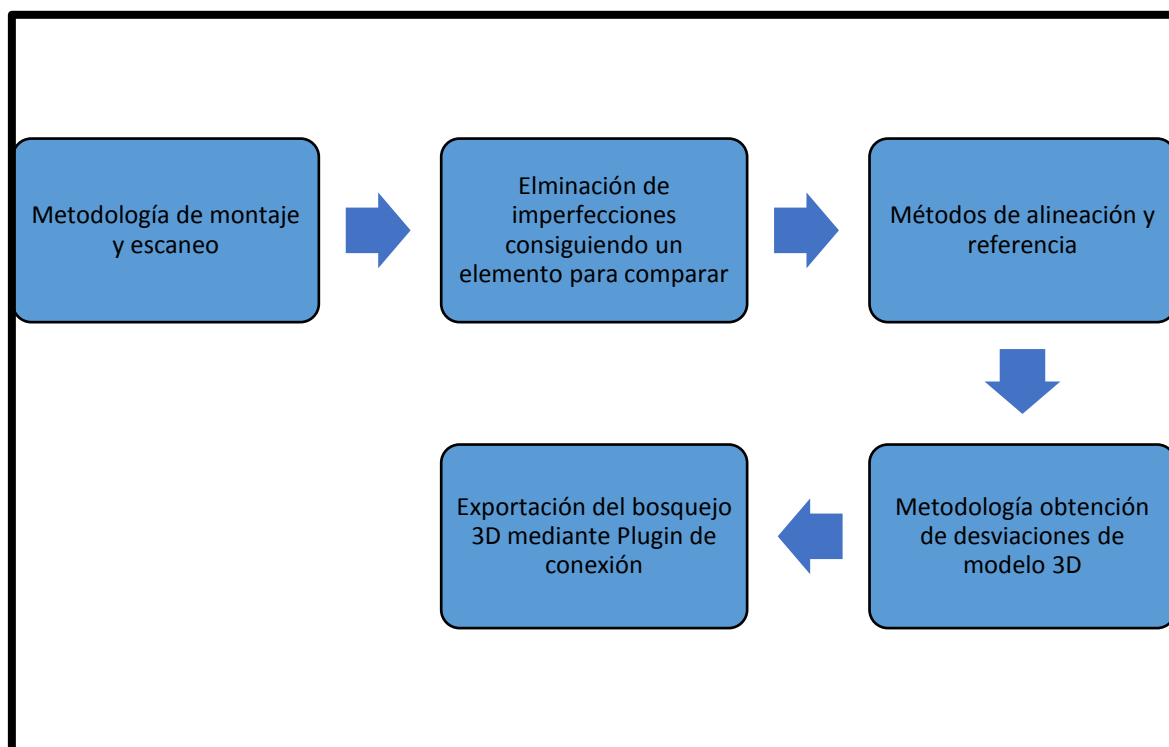


Figura 2.2 Diagrama de flujo escaneo 3D

En la figura 2.2 se puede determinar lo pasos que son necesarios para la obtención de un modelo virtual mediante el uso de la tecnología escaneo 3D.



Figura 2.3 Escáner de modelación 3D

En la figura 2.3 se procede con la recolección de puntos para formar la nube que ingresará al software *SolidWorks*. Por medio del complemento correspondiente, podrá leer e interpretar la forma de la sección de la mangueta que ha sido escaneada.

2.3 MATERIALES

Se detalla los equipos y piezas que han sido utilizados para realizar el análisis computacional del mismo, así como los programas utilizados.

El motivo por el cual se consideró una suspensión de tipo *McPherson* se ve reflejado por la adaptabilidad que se obtiene al momento de usar el equipo de corrección de camber y caster que fue diseñado para este tipo de suspensiones.

Las partes que han sido identificadas y posteriormente ingresadas al software computacional son: Amortiguador, mangueta, manzana; las cuales serán utilizadas para el desarrollo del

análisis. Se determina las siguientes partes de acuerdo con la utilización del equipo y se escogió las piezas que intervienen directamente al momento de usar el corrector de camber y caster, por lo que se puede observar que solo se escogió el amortiguador del conjunto *McPherson* ya que en este va a ir acoplado el soporte del equipo y las fuerzas actúan directamente sobre el mismo.

Los programas utilizados para desarrollar este proyecto en lo que respecta el modelado 3D y el análisis de este, fueron: *SolidWorks 2018 profesional Edition*, *ANSYS EDUCATIONAL Workbench 2019 R2* y se utilizó la extensión para *SolidWorks Geomagic* para el escaneo 3D. Para el modelado 3D de las piezas se desarrolló en el software *SolidWorks* con lo cual se utilizó para modelar las distintas partes utilizadas. Con lo que respecta al análisis computacional se utilizó el software *ANSYS EDUCATIONAL* con su extensión *Workbench*, por sus características y presencia de la resolución de los análisis mediante elementos finitos. En la tabla 2.1 se determina lo equipos utilizados para el desarrollo del proyecto tanto para la simulación como para la realización de las pruebas físicas.

Tabla 2.1 Equipos utilizados en el desarrollo del proyecto

Nombre	Marca	Modelo
Corrector de Camber y Caster	<i>Gaho</i>	GH-900
Escáner 3D	<i>3D Systems</i>	<i>Geomagic 3D Scanning</i>

Para el modelado tridimensional de la mangueta se utilizó el hardware *geomagic 3D scanning* entrelazado con un complemento al software *SolidWorks* para que las piezas posteriormente puedan ser ensambladas para el análisis.

El equipo de corrección de camber y caster fue el modelo GH-900 de acuerdo con las especificaciones que cuentan para poder realizar la corrección en vehículos que tengan una suspensión tipo *McPherson*.

2.4 MODELADO

En el proceso de modelo se tendrá en cuenta las partes necesarias para poder ingresar en el programa de simulación, las partes fueron seleccionadas a partir del trabajo y utilidad que van a ser requeridos al momento de simular en conjunto.

Para poder realizar el análisis computacional es necesario determinar los materiales que están compuestas las distintas piezas, se toma como referencia las propiedades del hierro dúctil y los aceros convencionales ya que toda la constitución de las partes está referida a distintos aceros y hierro gris con diferentes aleaciones de acuerdo con el trabajo al cual serán sometidas las piezas.

Como se tiene distintas piezas para el análisis se determina el tipo de material más adecuado para cada una de ellas de acuerdo con las características y función que realizan en el vehículo a partir de materiales utilizados comúnmente en la fabricación de dichas piezas, por lo cual para el análisis tenemos hierro dúctil con distinto porcentaje de carbono, aceros de bajo, medio y alto porcentaje de carbono, además de acero dúctil debido a las propiedades que nos generan cada uno de ellos.

Teniendo en cuenta esto se procederá a especificar los modelos CAD de las piezas ingresadas mediante el programa *SolidWorks*, para la creación del ensamblaje de todo el modelo.

2.4.1 ENSAMBLAJE CONJUNTO COMPLETO

El ensamblaje completo consta del amortiguador, soporte A, mangueta, manzana y soporte B.

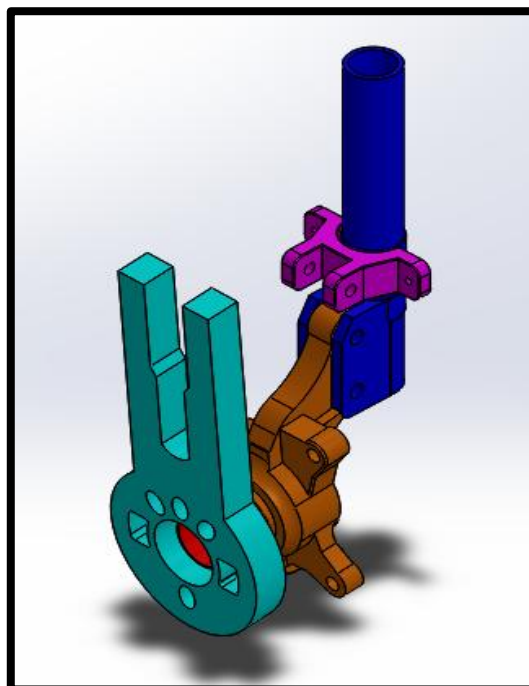


Figura 2.4 Ensamblaje conjunto completo

En la figura 2.4 se observa el conjunto ensamblado con las piezas diseñadas, el cual será verificado en la simulación, el ensamblaje de todo el conjunto se realizó directamente en el programa *SolidWorks* que cuenta con un interfaz más amigable para la unión de las piezas en el ensamblaje.

Se determinó las restricciones de cada pieza según el trabajo real que realizan, además se colocó una restricción de bloqueo que permitirá servir de eje central para el análisis evitando fallos en la simulación.

El punto pivote central al cual se bloqueó el movimiento fue entre la unión del amortiguador y la mangueta del vehículo este es un punto de interés en la simulación por lo que pareció determinante aplicar esta restricción.

2.4.2 AMORTIGUADOR

El modelo del amortiguador se considera la estructura tubular de la pieza.

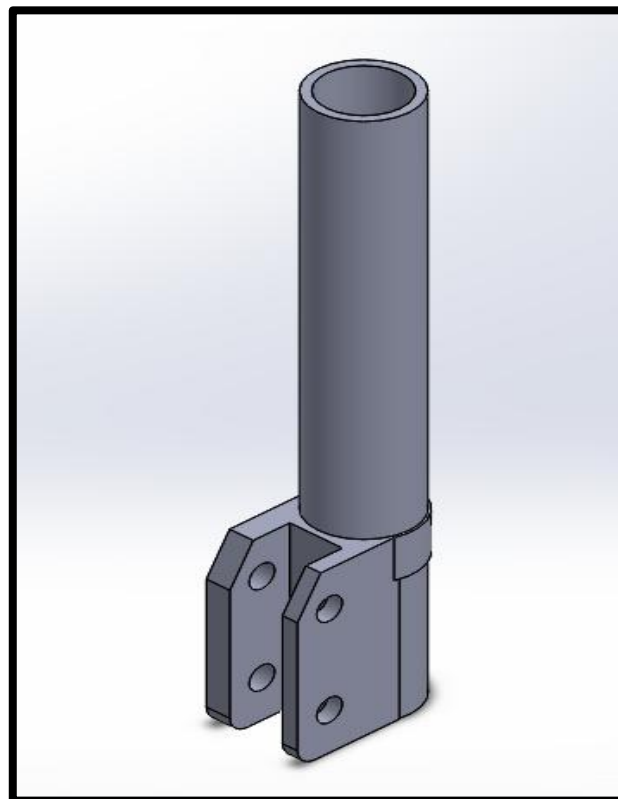
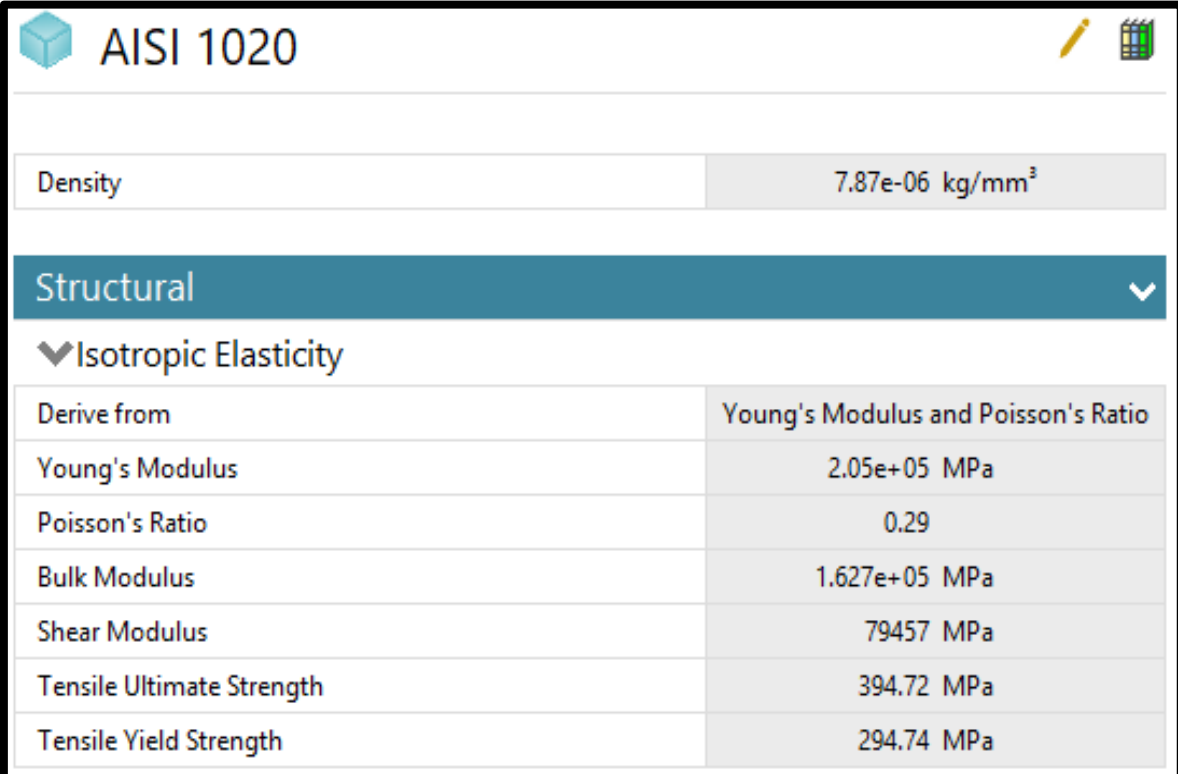


Figura 2.5 Amortiguador

En la figura 2.5 se observa el modelo CAD del amortiguador se determina la simplicidad del modelo tomando en consideración el elemento principal que va a ser afectado al momento que se apliquen las cargas sobre el mismo, verificando con ello la deformación que presente. Se toma en consideración la parte inferior del amortiguador y se despreció la parte de arriba con el conjunto de resortes, debido que para el análisis no es necesario. Pero se tiene en consideración el grosor de la parte inferior del cilindro del amortiguador ya que este va a sufrir el esfuerzo producido por el corrector.



AISI 1020	
Density	7.87e-06 kg/mm ³
Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2.05e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.29
Bulk Modulus	1.627e+05 MPa
Shear Modulus	79457 MPa
Tensile Ultimate Strength	394.72 MPa
Tensile Yield Strength	294.74 MPa

Figura 2.6 Propiedades del material amortiguador

En la figura 2.6 se asigna el tipo de material para el amortiguador tomando en cuenta las propiedades físicas y químicas que contiene el material.

El material usado para esta pieza fue el acero AISI 1020, los parámetros de este material son ingresados mediante el módulo de asignación de material de *ANSYS EDUCATIONAL*.

El acero al carbono AISI 1020 se utiliza para aplicaciones estructurales simples, se usa comúnmente en el caso de condición endurecida, por lo que el uso es adecuado para piezas automotrices como es el amortiguador, Anexo II (Azo Materials, 2013, pág. 1).

2.4.3 MANZANA

En el modelo de la manzana se desprecia las partes móviles y se estructura en una sola pieza, puesto que no representa una función relevante y solo generará un gasto computacional.

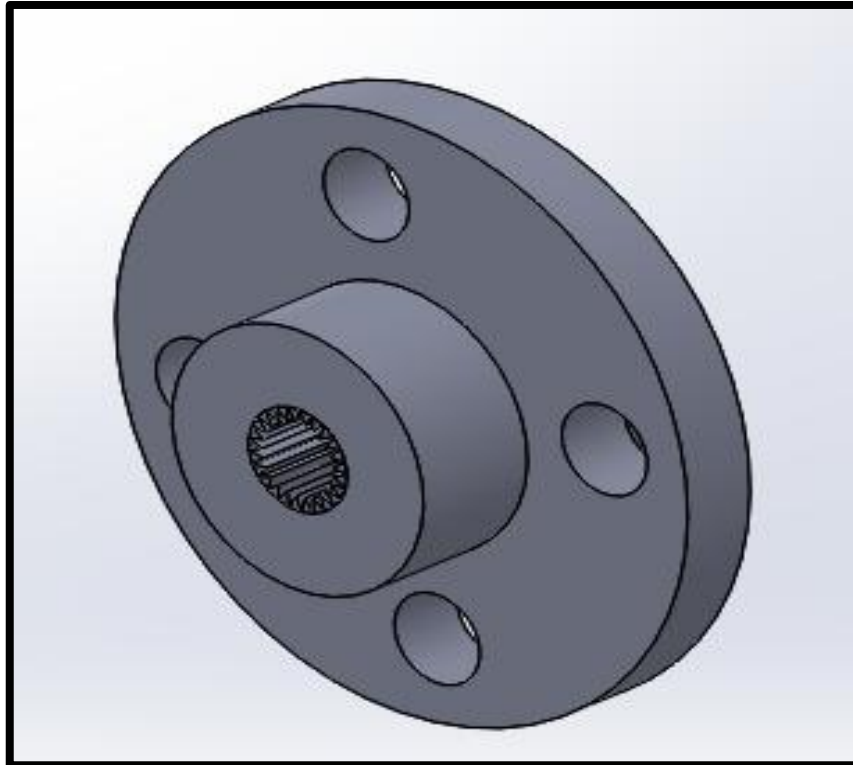


Figura 2.7 Manzana

En la figura 2.7 se observa el modelo CAD de la manzana, se determina la geometría del modelo de acuerdo con las especificaciones que presenta, pero se desprecia las partes móviles como es el rodamiento que contiene la pieza, ya que es despreciable al momento de determinar el análisis en el conjunto general, por lo que es necesario discriminar y hacer el modelo más simple para el análisis. Al momento de diseñar el objeto se consideró las partes no móviles y que tienen relación con las piezas con las que se conecta y así evitar desviaciones al momento de realizar la simulación.

Además, se determinó un margen de error al momento del diseño, presente en las uniones que pueden tener las partes que no se tomaron en cuenta siendo un modelo estable con una geometría simple.

El tipo de material más adecuado para esta pieza depende de la función que va a realizar, pero también se consideró como un solo elemento para evitar posibles errores.

Steel EN8

Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Density	7.85e-06 kg/mm ³
---------	-----------------------------

Structural

▼ Isotropic Elasticity

Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.26
Bulk Modulus	1.3889e+05 MPa
Shear Modulus	79365 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-05 1/°C
Tensile Ultimate Strength	550 MPa
Tensile Yield Strength	280 MPa

Figura 2.8 Propiedades del material de la manzana

En la figura 2.8 se asigna el tipo de material para la manzana considerando las propiedades físicas. Se le asignó a la pieza el acero EN8 su equivalencia es AISI 1045.

La selección del material para la aplicación a la manzana debido a sus características físicas se fabrica EN8 *Medium Carbon Steel*, Anexo II (Sajjan B, 2016, pág. 1).

Se utilizó la extensión del programa *ANSYS EDUCATIONAL* para poder asignar el material directamente en el software de simulación, en el cual se creó el material.

2.4.4 MANGUETA

La vinculación entre el escáner 3D y el programa *SolidWorks* se realizó mediante un *plugin* que presta el programa, esto ayuda a que las dos interfaces interactúen con el modelado de las piezas.

Se realizó el proceso de ingeniería inversa, el escáner nos brinda una serie de puntos en 3 dimensiones que son unidos a través de la interfaz, para poder obtener la forma del modelo

físico es necesario superponer el cuerpo en 3D, con ayuda de los puntos que forman la pieza para unirlos en un solo cuerpo.

Para poder verificar el estado de procesamiento de la pieza se realiza un análisis de desviación que cuenta el plugin del programa, gracias a este se puede determinar las curvaturas y la geometría real de la mangueta.

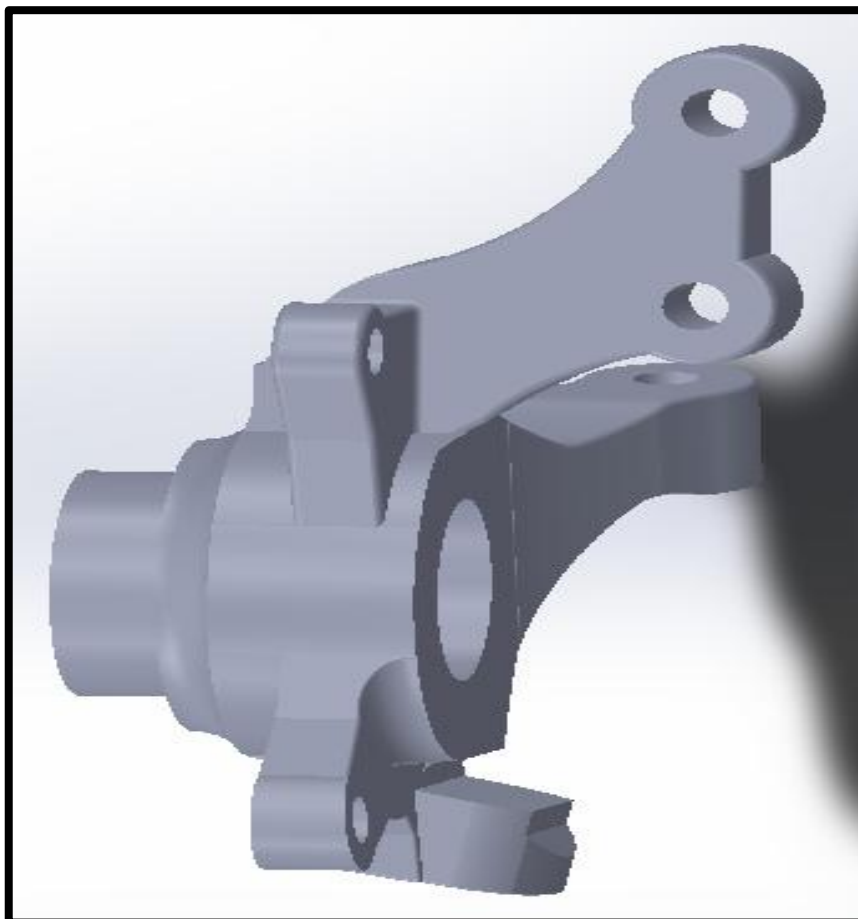


Figura 2.9 Mangueta

En la figura 2.9 se observa el modelo CAD de la mangueta derecha, para poder realizar el escaneo de la pieza se debió cubrir a la pieza física con un color blanco debido a que el hardware no puede determinar las piezas a escalas de grises.

Se utiliza el material EN 47 su equivalencia es ASTM A829 ya que ofrece una mayor resistencia y ligereza para la fabricación del nudillo de la dirección conocida como la mangueta, para el material de esta pieza se considera al acero forjado debido a la alta resistencia a la tracción, Anexo II (Yadav, kumar, Ansari, & Bihari, 2016, pág. 460)

Steel EN47	
Density	1.7e-07 kg/mm ³
Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Bulk Modulus	1.6667e+05 MPa
Shear Modulus	76923 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.1e-05 1/°C
Tensile Ultimate Strength	880 MPa
Tensile Yield Strength	350 MPa

Figura 2.10 Propiedades del material mangueta

Como se observa en la figura 2.10 se añade el tipo de material a la mangueta en el cual las propiedades físicas son modificadas en el módulo de *ANSYS EDUCATIONAL*.

2.4.5 SOPORTE *GAHO A*

El modelo del soporte A, se diseñó a partir de la parte frontal de esta pieza.

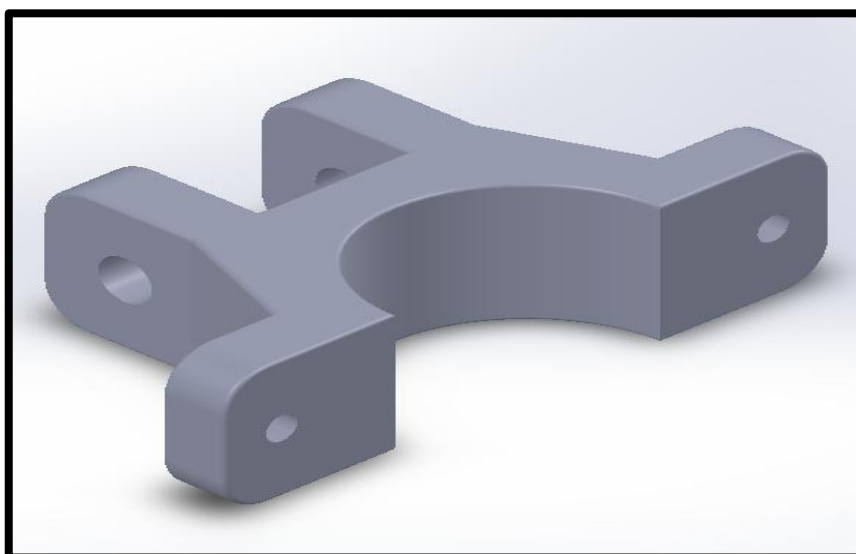
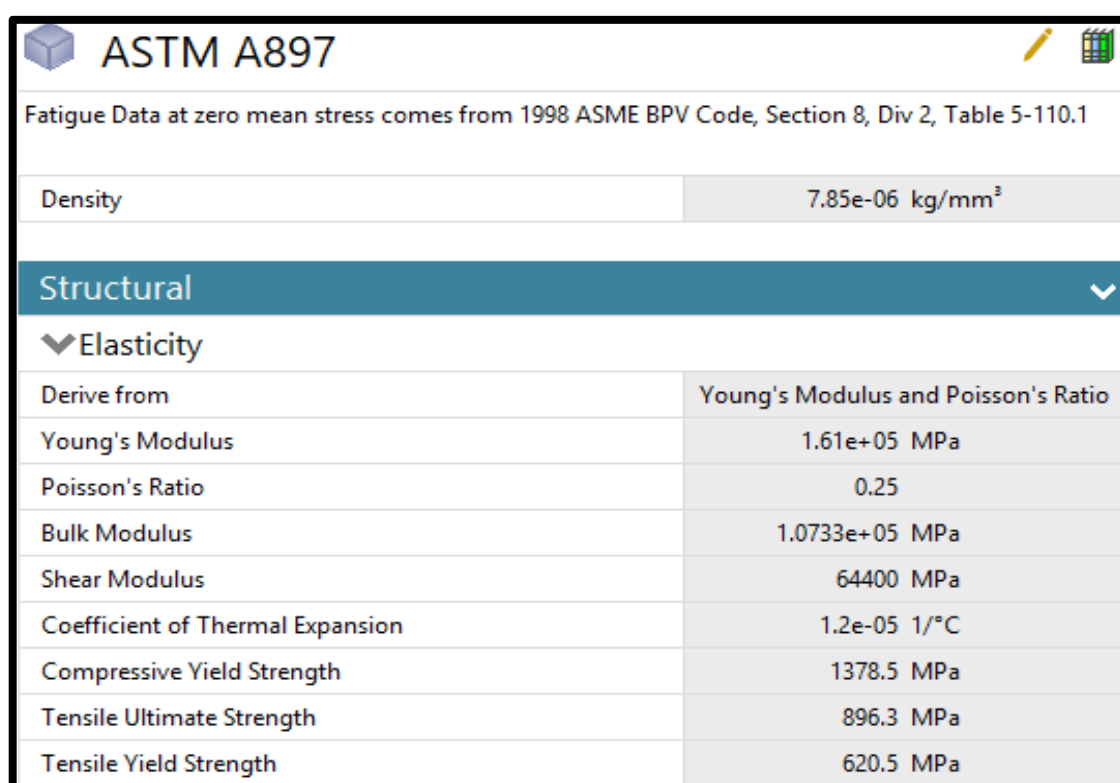


Figura 2.11 Soporte *GAHO A*

En la figura 2.11 se observa la parte frontal del soporte del equipo de corrección de camber y caster.

Esta pieza va situada en el amortiguador y será la encargada de prestar soporte para que el equipo de corrección realice el trabajo, el cual transmite la fuerza del corrector a través del cilindro que va conectado a uno de sus extremos.

Para poder sujetar el equipo con el amortiguador se acopla con una pieza de las mismas dimensiones conectada a través de pernos. Para el presente estudio solo se consideró la parte frontal esto ayudará a simplificar el diseño y análisis.



ASTM A897	
Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
Density	7.85e-06 kg/mm ³
Structural	
▼ Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	1.61e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.25
Bulk Modulus	1.0733e+05 MPa
Shear Modulus	64400 MPa
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-05 1/°C
Compressive Yield Strength	1378.5 MPa
Tensile Ultimate Strength	896.3 MPa
Tensile Yield Strength	620.5 MPa

Figura 2.12 Propiedades del material soporte A

En la figura 2.12 se asigna el material ADI ASTM A897 utilizado en el soporte A del corrector de camber y caster; en el cual se puede observar las propiedades físicas, necesarias que serán incluidas al momento de simular el conjunto. El material ADI ASTM A897 es un material fuerte y ligero resistente al desgaste utilizado en la industria automotriz debido a que puede reemplazar al acero por sus propiedades químicas y mecánicas, Anexo II (Penticton Foundry, 2017, pág. 1). El material y sus respectivas propiedades fueron creadas en el programa *ANSYS EDUCATIONAL* para su aplicación en el análisis.

2.4.6 SOPORTE *GAHO* B

El modelo del soporte B se diseñó a partir de pieza para vehículos pequeños con suspensión tipo *McPherson*.



Figura 2.13 Soporte *GAHO* B

En la figura 2.13 se observa el soporte del corrector de camber que va situado en el extremo del disco de freno.

La pieza es colocada en el disco de freno por medio de pernos que lo sujetan, éste es el encargado de transmitir la fuerza de empuje que realiza el cilindro sobre el amortiguador a través del momento producido por esta fuerza.

Este soporte será el principal ya que este transmitirá la fuerza necesaria hacia la mangueta y con lo cual se producirá la corrección del camber en el vehículo.

El modelo GH-900 del equipo cuenta con dos soportes que cumplen con la misma funcionalidad se diferencia uno de otro debido al tipo de vehículo que se va a trabajar por lo que este soporte es adecuado para vehículos pequeños.

El material que se consideró para la aplicación en esta pieza es ASTM A897 por las características que presenta el cuerpo y el trabajo que desempeña, Anexo II.

ASTM A897	
Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
Density	7.85e-06 kg/mm ³
Structural	
▼ Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	1.61e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.25
Bulk Modulus	1.0733e+05 MPa
Shear Modulus	64400 MPa
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-05 1/°C
Compressive Yield Strength	1378.5 MPa
Tensile Ultimate Strength	896.3 MPa
Tensile Yield Strength	620.5 MPa

Figura 2.14 Aplicación del material Soporte B

En la figura 2.14 se observa las propiedades que presenta el material y que va a ser aplicado sobre el soporte B. Las propiedades que presenta el material fueron creadas en *ANSYS EDUCATIONAL*.

2.5 FUERZA HIDRÁULICA

Se determina la fuerza hidráulica producida por el accionamiento del equipo de corrección, para poder ingresar los datos al programa de simulación, lo que determinará los esfuerzos ejercidos por el corrector de camber y caster sobre los elementos del vehículo.

Esta fuerza será aplicada directamente sobre los soportes que presenta el corrector y van acoplados al amortiguador y a la manzana.

Para determinar esta fuerza se calcula mediante los datos proporcionados por el fabricante el cual indica la presión que es producida por el mecanismo hidráulico, además se identifica el área del cilindro interno para realizar el cálculo.

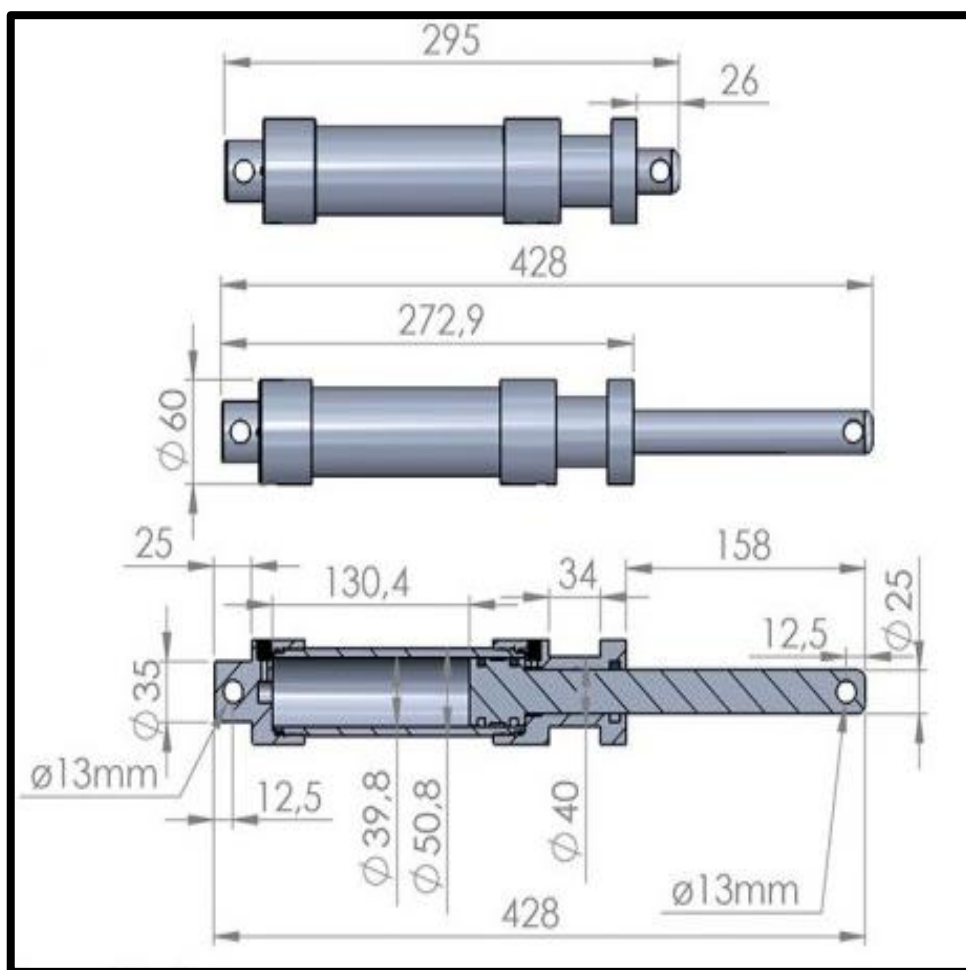


Figura 2.15 Dimensiones pistón hidráulico corrector camber y caster
(Ferramentas, *Gaho*, 2019, pág. 1)

En la figura 2.15 se observa las cotas del cilindro de doble efecto utilizado por el corrector de camber y caster, estos parámetros son emitidos por el fabricante lo que ayuda a proporcionar el área interna del cilindro para poder determinar la fuerza hidráulica que será requerida en el análisis.

El otro parámetro que se requiere es la presión ejercida por el mecanismo también proporcionada por el fabricante la cual es de 300 bares.

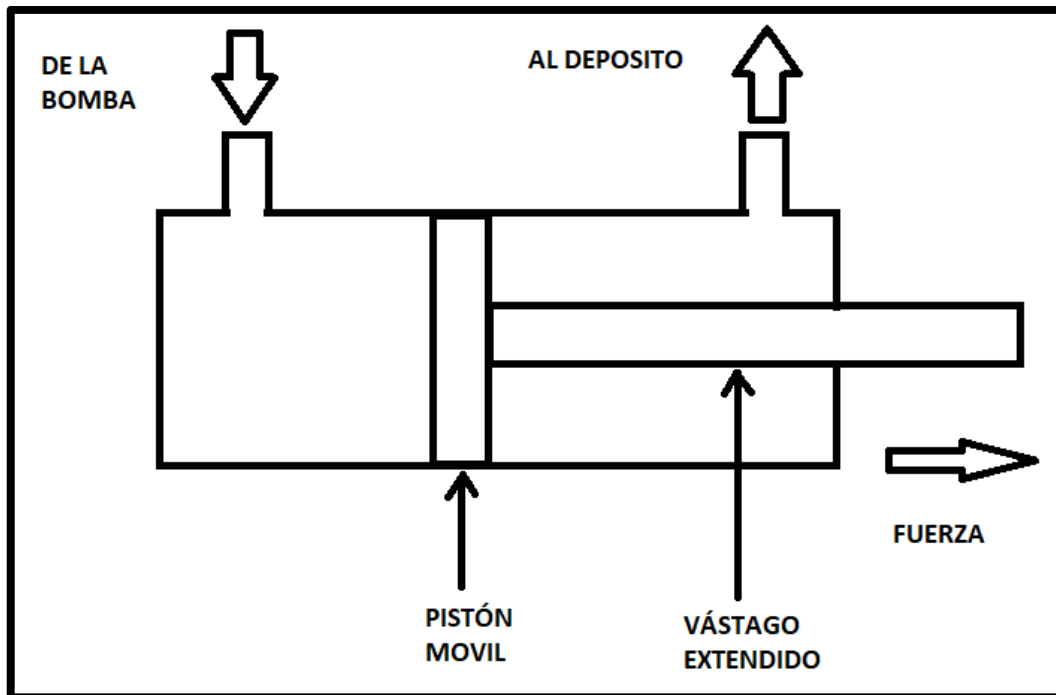


Figura 2.16 Accionamiento presión hidráulica

En la figura 2.16 se observa la fuerza ejercida por el corrector sobre el cilindro hidráulico, además la direccionalidad para corregir los ángulos de camber y caster.

El aceite que se encuentra en la primera cámara genera la presión aplicada en el extremo del émbolo, la cual es ejercida por igual sobre la superficie total del émbolo del cilindro que actúa sobre el pistón dando como resultado la fuerza mecánica ejercida para empujar la carga.

La fuerza de salida del mecanismo en el vástago será la fuerza requerida para poder determinar en el análisis el efecto que tiene sobre el amortiguador.

Para determinar la fuerza hidráulica de avance y retracción se aplica la ecuación fundamental de los fluidos, donde se puede determinar la fuerza mediante la presión ejercida por el área de superficie del cuerpo.

$$F = P \times A \quad [2.1]$$

Donde.

F = Fuerza hidráulica

P = Presión hidráulica

A = Área

Entonces:

$$F = 305,92 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 12,068 \text{ cm}^2$$

$$F = 3\,691,84 \text{ kgf}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (2.1) se determina que la fuerza de avance ejercida por el corrector de camber y caster hacia el soporte que está situado en el amortiguador es de 3 691,84 kgf o 36 204,58 N.

Entonces:

$$F = 305,92 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times 7,159 \text{ cm}^2$$

$$F = 2\,190,08 \text{ kgf}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (2.1) se determina que la fuerza de empuje ejercida por el corrector sobre el soporte que va en la manzana es de 2 190,08 kgf o 21 477,34 N.

Los datos obtenidos se ingresarán en el programa de simulación para el análisis; el comportamiento que ejerce sobre el soporte que va acoplado en la manzana, es la fuerza de palanca ejercida por el pistón hidráulico y esta determinará el ángulo de desviación sobre la mangueta.

Se toma en consideración la presión mencionada por el fabricante para poder estimar la fuerza realizada por el componente esto evitará problemas en el cálculo debido a que la fuerza impulsora del mecanismo del corrector es mecánica.

2.6 PROCESO COMPUTACIONAL MEF

Para desarrollar el modelo computacional es necesario que se vea sometido a tres módulos para poder desarrollar el análisis.

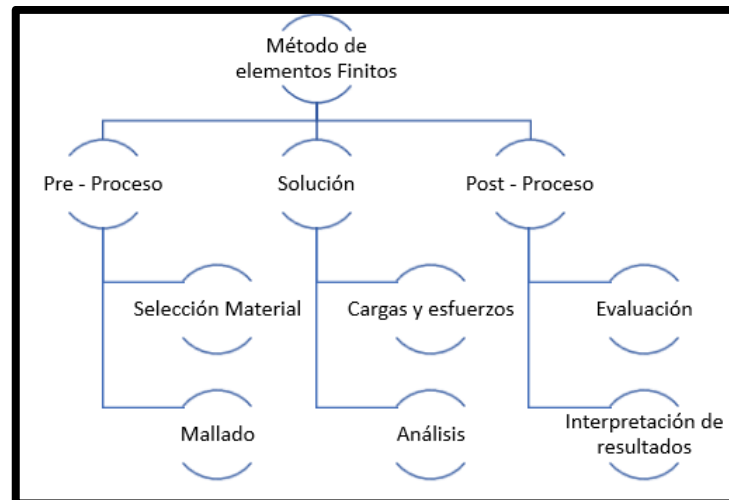


Figura 2.17 Diagrama de flujo MEF

En la figura 2.17 podemos identificar los pasos necesarios durante la sistematización del método por elementos finitos. A continuación, se detallarán de mejor manera cada uno de ellos para comprender cada etapa por la que está sometida el análisis por este método.

- Pre – Proceso: primero se toma en cuenta la selección del tipo de elemento finito al cual será sometido el análisis, por lo que se determina en la librería del programa, dentro del cual tendremos tipos de elementos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales, con los cuales simulamos barras, vigas, cáscaras, placas, y elementos sólidos, entre otros.

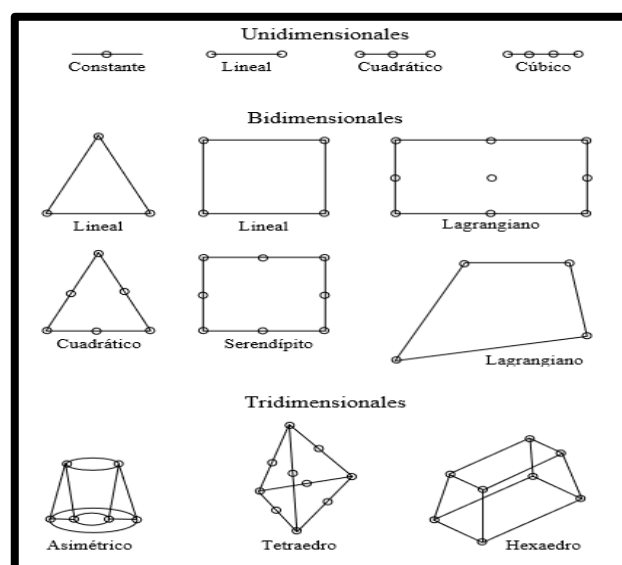


Figura 2.18 Tipos de análisis de elementos finitos
(Espinoza & Niño, 2001, pág. 25)

En la figura 2.18 se identifica los diferentes tipos de análisis de elementos finitos que presentan los programas de simulación, cada uno tiene distintas características por lo que se determinara de acuerdo con el objetivo que necesitamos desarrollar.

La siguiente etapa es la selección de las características geométricas y mecánicas del material, se debe adaptar a las necesidades del análisis requerido por lo que se determina momentos de inercia, módulos de elasticidad, entre otros para cada tipo de elemento a ser analizado.

- Solución: en la fase de solución se determina el tipo de análisis que se va a utilizar, las condiciones del contorno de la geometría, así como las cargas a las cuales va a ser sometido para resolver las ecuaciones planteadas en la fase anterior.

En esta etapa podemos destacar varios análisis que se puede realizar como son análisis estático, modal, armónico, así como análisis de pandeo.

Al determinar las condiciones de contorno se toma en cuenta las restricciones sometidas sobre el cuerpo con lo que se aplican a la matriz de rigidez completa la cual relaciona las cargas sometidas con los desplazamientos.

- Post proceso: en esta etapa se interpretará los resultados que fueron obtenidos en la fase de solución, se determina si el análisis es correcto y no emite resultados incoherentes por lo que se analiza la deficiencia del diseño si existiera.

Antes de iniciar con la elaboración de la geometría se debe tener en cuenta los materiales y propiedades de las distintas partes, además del tipo de análisis.

La elección del tipo de análisis dependerá de la geometría del modelo, así como los grados de libertad necesarios para la simulación, se debe tomar en cuenta la etapa de mallado ya que de esta dependerá los resultados obtenidos por la simulación, además si el programa no puede definir el enmalle se deberá proceder a la redefinición.

2.7 MALLA

El mallado es parte fundamental para realizar la simulación, en el cual se la distribuye a la pieza en un número determinado de secciones unidas por nodos las cuales ayudan a sintetizar el análisis de cualquier pieza.

2.7.1 MALLADO ADAPTATIVO

El mallado adaptativo se determina mediante la estipulación idónea de acuerdo con la geometría a la cual se le va a aplicar la malla esto permitirá disminuir el error presentado por el análisis.

La densidad de la malla depende principalmente del tipo de elemento utilizado y de la distribución de tensiones esperada en la estructura, es fundamental determinar la cantidad de nodos idónea para obtener resultados correctos, para tener en cuenta la malla adecuada deberá depender de la distribución de las tensiones a la cual va a ser sometida, por lo cual se definirá un mallado más fino en zonas donde exista un número concentrado de tensiones.

Se debe tomar en cuenta las respuestas de los elementos como las aproximaciones utilizadas en la formulación, con ello se tendrá presente los puntos en interés que se deberá implementar y tener más cuidado con estos.

Si se cumple la compatibilidad de desplazamientos a través de toda la estructura, se garantiza la convergencia monótona hacia la solución, a medida que se refina la malla, si no hay continuidad no se puede asegurar esta convergencia y los resultados pueden oscilar alrededor de la solución final.

Los cambios rápidos de tensión ocurren en cualquier tipo de discontinuidad: en la geometría, en la carga, en las propiedades del material, etc. En problemas de elasticidad, las ecuaciones son tales que cualquier forma de discontinuidad sólo produce una perturbación local del campo de las tensiones y el efecto de la discontinuidad decae con la distancia, produciendo una concentración local de tensiones (Principio de *Sain-Venant*). En cada caso existe una longitud de decaimiento, que es la que define los cambios en la densidad de la malla, siendo necesario utilizar “malladas graduadas” a lo largo de la longitud de decaimiento.

Si el objetivo del análisis no es encontrar la magnitud de la concentración de tensiones en una zona, sino en una zona suficientemente alejada, puede emplearse una malla más vasta en la zona de la discontinuidad y la tensión obtenida en la zona de interés sigue siendo segura. El mallado adaptativo permite la estimación automática de la malla según las regiones donde se necesite varios tipos de mallas diferentes para poder realizar un análisis optimizado y reducir el error.

Además, luego del análisis se procede a identificar los puntos críticos que presenta el estudio, esto permitirá realizar un estudio donde se requiera un reprocesamiento de la malla y en estos puntos se enfocará en plantear un mallado redefinido.

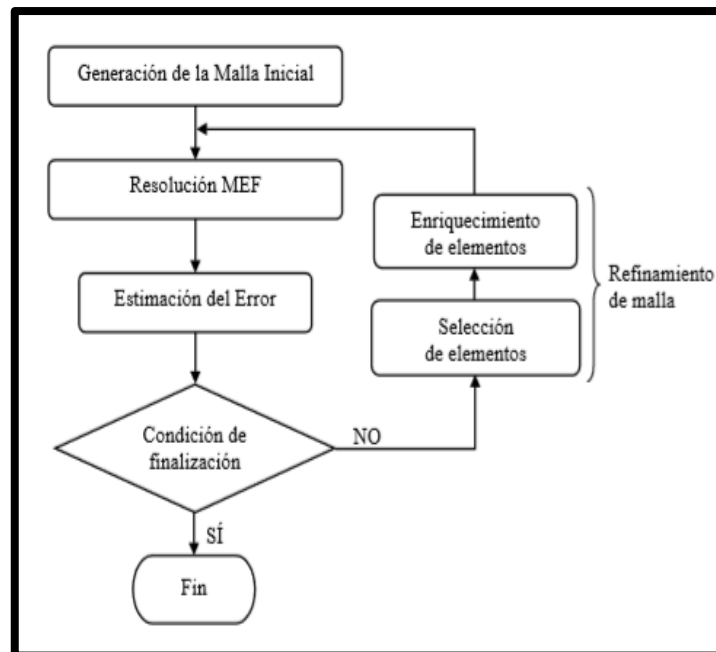


Figura 2.19 Diagrama de flujo del mallado adaptativo
(Estrada, 2013, pág. 46)

En la figura 2.19 se observa el diagrama de flujo de un método de mallado adaptativo el cual es una variante iterativa del Método de Elementos Finitos MEF, en la que en un primer paso se genera una malla inicial con pocos elementos, y posteriormente se resuelve el problema con esta discretización, se estima el error cometido en el cálculo de la solución, y se añaden grados de libertad en las regiones del dominio donde el error sea mayor.

Este proceso se repite hasta que tiene lugar la condición de finalización, esta condición puede consistir, por ejemplo, en la obtención de una precisión preestablecida o en alcanzar un número de grados de libertad máximo.

Con lo que para el Método de Elementos Finitos MEF adaptativo se debe tener en cuenta la estimación o indicación del error en cada elemento, la elección de las zonas o elementos que deben ser refinados, y el enriquecimiento o aumento de grados de libertad en los elementos seleccionados.

2.7.2 APLICACIÓN DEL MALLADO

La aplicación del mallado se lo realiza cuando el cuerpo este ensamblado así los nodos están correlacionados entre sí para poder controlar el correcto análisis matemático en la etapa de simulación.

Para aplicar el mallado se tomó en cuenta un mallado generalizado de todos los cuerpos que ayudó a controlar el número nodal, con ello se evita demoras en la ejecución de la simulación al tener varios nodos que no son necesarios. Por lo que se estableció un mallado controlado para poder obtener una etapa de mallado inicial, que permite observar si los puntos de interés están en una situación correspondiente para el análisis.

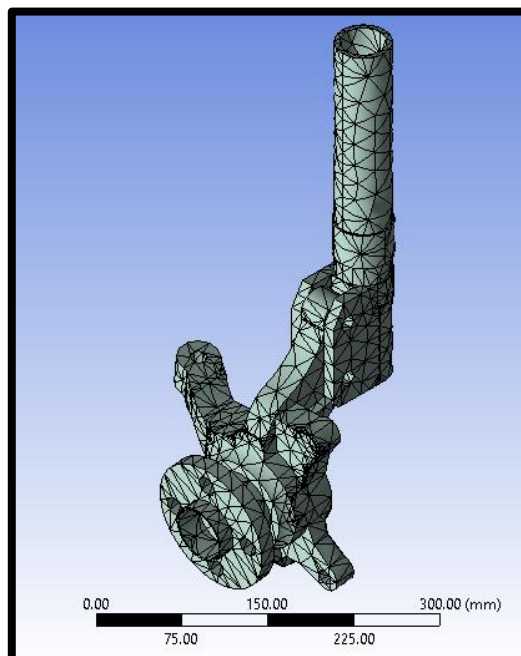


Figura 2.20 Mallado Ensamblaje

En la figura 2.20 se observa la etapa inicial del mallado aplicado al modelo, en este proceso está en la parte inicial del mallado predefinido.

En el mallado predefinido se ejecuta de manera automática es el paso para poder determinar el número de nodos que van a ser tomados en cuenta en el cálculo matemático para la simulación de la pieza.

Se toma el número de nodos para poder determinar la complejidad de la simulación, si existe un número excesivo de nodos puede ocasionar desviación del análisis y ocupar recursos computacionales innecesarios.

Tomado en cuenta el primer sondeo del mallado se identifica los puntos o partes que requieren un refinamiento, estos puntos son de interés puesto que determinarán posibles errores presentes en la simulación.

El proceso posterior de refinamiento del mallado solo se tendrá en cuenta las piezas que cumplen una función crucial en la simulación, además de observar los puntos de interés donde se aplican cargas para poder determinar el número mayor de nodos para el análisis matemático en esas regiones.

2.7.3 CALIDAD DE MALLADO

La calidad de mallado se basa a las preferencias físicas presentes en la geometría del modelo a ser estudiado, estas preferencias automatizan el proceso de mallado preconfigurado relacionado con el tamaño del modelo.

La preferencia física mecánica tiene por defecto dos límites de error o valores donde se determina la forma de la geometría, estos límites son el modelo mecánico estándar y el modelo mecánico agresivo.

La calidad de mallado viene determinada por uno de estos dos límites de error por lo que para este análisis se configuró el modelo por sus características físicas y se determinó de acuerdo con las cargas presentes con un límite de error del modelo mecánico estándar, la diferencia entre el modelo mecánico estándar y el modelo mecánico agresivo viene siendo el uso del cálculo de la proporción jacobiana.

La relación jacobiana es una comparación métrica entre la forma de un modelo dado con la forma del modelo ideal, en este estudio se determinó la relación jacobiana por medio de los puntos de Gauss que va acorde con la forma del modelo mecánico estándar.

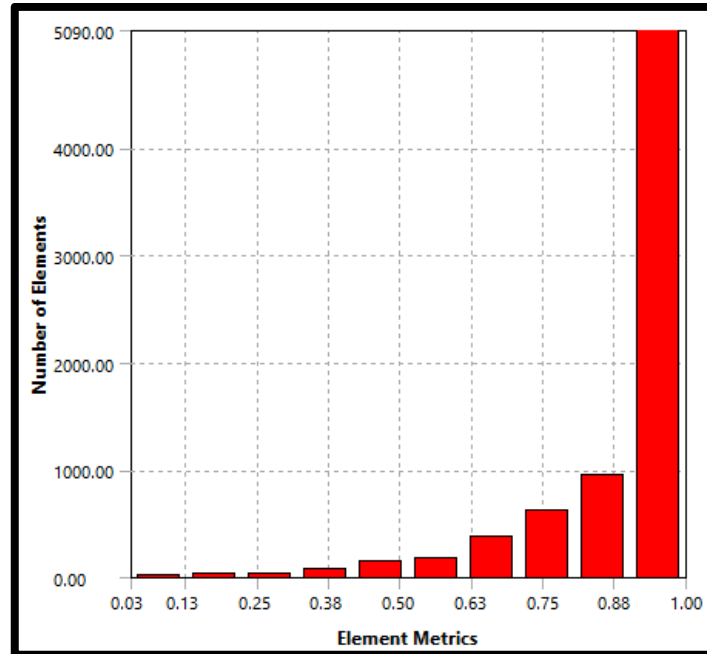


Figura 2.21 Calidad de mallado

En la figura 2.21 Se observa el *Jacobian ratio* que determinó la calidad de mallado, este método tiene un rango de 0 a 1.0, se refiere a 1.0 como el elemento de malla perfecto y realiza una comparación entre todos los elementos de malla, si el promedio se acerca a 1.0 quiere decir que el elemento computacional es altamente fiable.

Quality	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Jacobian Ratio (Gauss Points)
<input type="checkbox"/> Min	-1.
<input type="checkbox"/> Max	1.
<input type="checkbox"/> Average	0.87536
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0.2043

Figura 2.22 Ratio Jacobiano

En la figura 2.22 se observa el promedio de fiabilidad del mallado utilizando el *Jacobian ratio*, se identifica que el promedio de la calidad de mallado está en 0.87 con lo que se obtiene un rango de aceptación cercano a 1 y se dice que el mallado es muy bueno.

2.8 APLICACIÓN DE CONTACTOS

En la aplicación de contactos se define las uniones presentes en el análisis, el proceso será predefinido de acuerdo con las especificaciones requeridas por el estudio.

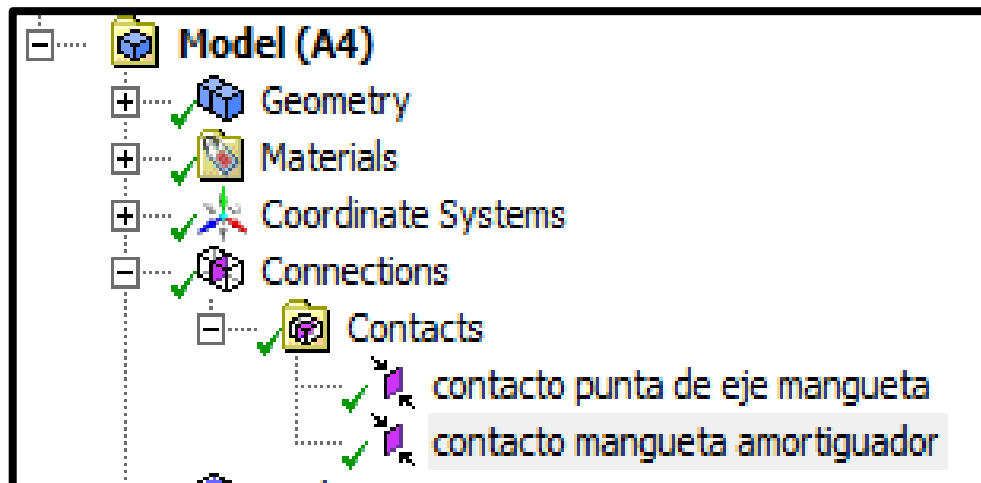


Figura 2.23 Contactos

En la figura 2.23 se determina los contactos utilizados en el modelo, estos contactos fueron puestos con la función *bonded* la cual permite realizar un tipo de efecto soldadura, la que permitirá permanecer estática al momento de realizar la simulación.

2.9 ANÁLISIS COMPUTACIONAL SIMULACIÓN DE CARGAS

Para el análisis computacional se toma en cuenta las cargas aplicadas al sistema, estas se definen mediante el accionamiento del circuito hidráulico sobre los soportes del corrector de camber y caster.

Después de determinar las fuerzas que van a actuar sobre la geometría del modelado, se procede a determinar el análisis que va acorde con el estudio por lo que *ANSYS EDUCATIONAL* nos presenta una gran variedad de análisis.

Se toma en consideración que el estudio presente se establece como un análisis estático de los cuerpos que componen la geometría global por lo que se usará un análisis estructural estático.

Con la ayuda de este análisis se pretende determinar las desviaciones ejercidas por el corrector sobre el conjunto de la mangueta. Lo que se consigue con un análisis estructural estático es determinar los desplazamientos, tensiones, deformaciones y fuerzas en los componentes que corresponden al modelo, esto es producido por cargas que no inducen una inercia significativa.

Las consideraciones que presenta el análisis son condiciones de cargas y respuestas constantes, lo que permite que el conjunto de la estructura produzca una variación mínima con respecto al tiempo.

Existe varios tipos de cargas que pueden ser utilizados en un análisis estático, estas son las fuerzas y presiones aplicadas externamente, en el caso de este proyecto se toma la fuerza producida por el corrector de camber y caster.

Las fuerzas inerciales en estado estacionario son fuerzas que están sometidas a leyes físicas que actúan sobre la geometría produciendo una carga, estas fuerzas pueden ser la gravedad con la velocidad de rotación.

Además, podemos determinar los desplazamientos impuestos los cuales no son cero, como también las temperaturas las cuales para un análisis estático son las causantes de deformaciones térmicas, un análisis estructural estático puede ser lineal o no lineal.

El software de análisis estructural *ANSYS EDUCATIONAL* permite resolver problemas complejos de ingeniería estructural, con las herramientas de análisis de elementos finitos (FEA) disponibles, se puede adecuar las soluciones para problemas de mecánica estructural y parametrizar para analizar múltiples escenarios de diseño.

2.9.1 CARGAS

Las cargas que son introducidas en el software fueron encontradas con anterioridad en el proceso de cálculo, estas fuerzas son 36 204,58 N y 21 477,34 N y son aplicadas conforme a la direccionalidad de empuje y retracción respectivamente.

La restricción que se colocó fue de punto fijo, esta permite preestablecer un punto de apoyo el cual sirve de referencia en el centro del análisis, fue colocado en la cara externa de la manzana.

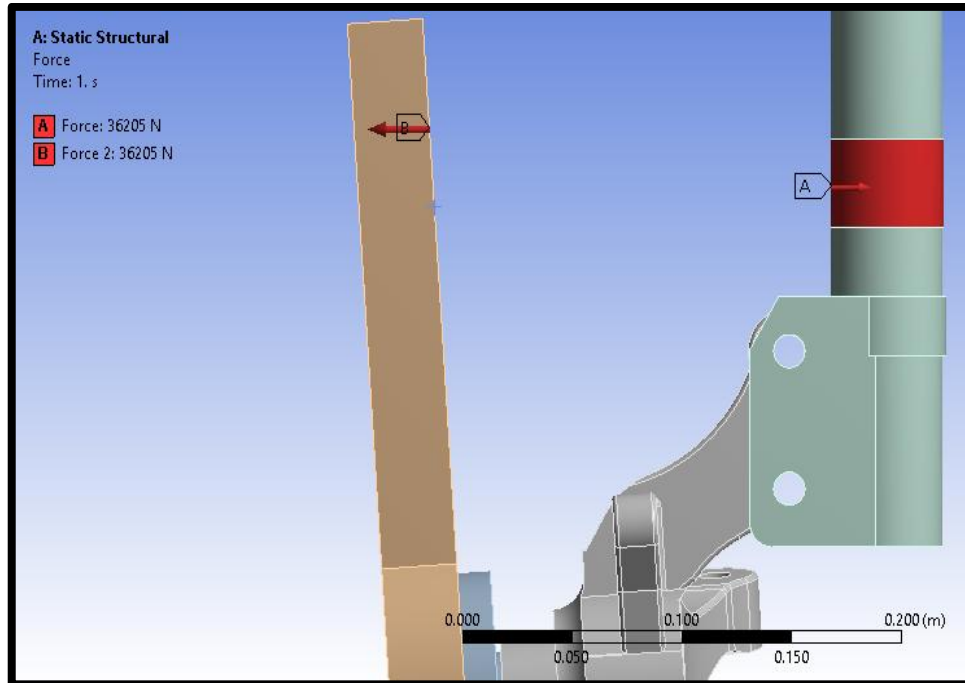


Figura 2.24 Carga Positiva Aplicada sobre el cuerpo

En la figura 2.24 se observa la fuerza de empuje producida por el cilindro hidráulico es opuesta a la reacción en el soporte B del corrector; esta carga permitirá la corrección del ángulo camber negativo.

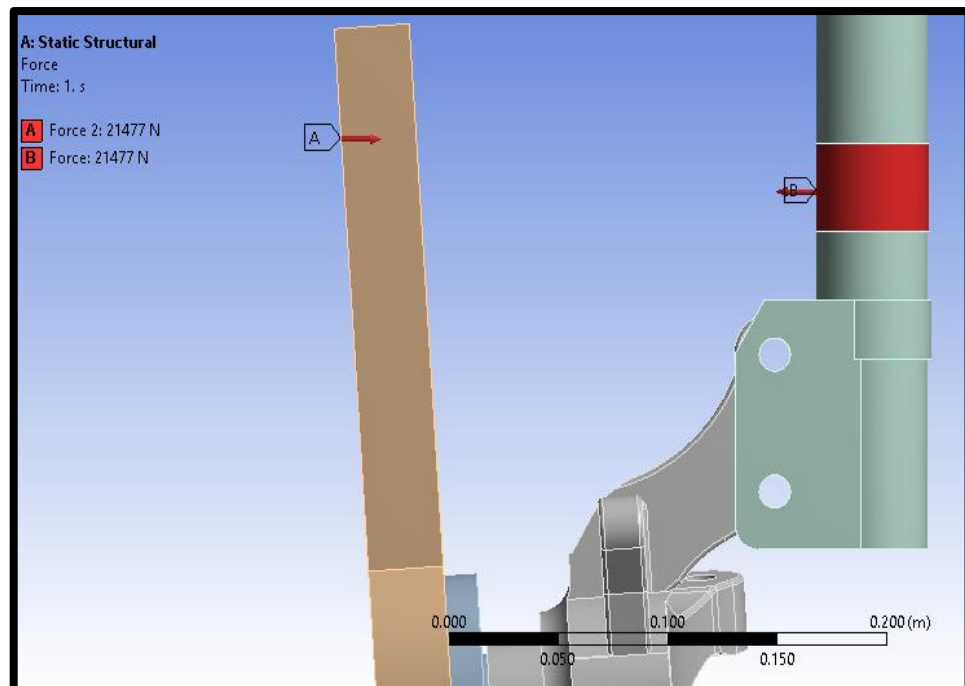


Figura 2.25 Carga negativa aplicada sobre el cuerpo

En la figura 2.25 se observa la fuerza ejercida sobre el amortiguador producida por el cilindro hidráulico permite una retracción entre el soporte A y el soporte B del equipo de corrección, esta carga ocasiona la corrección del ángulo *camber* positivo.

2.9.2 RESTRICCIONES

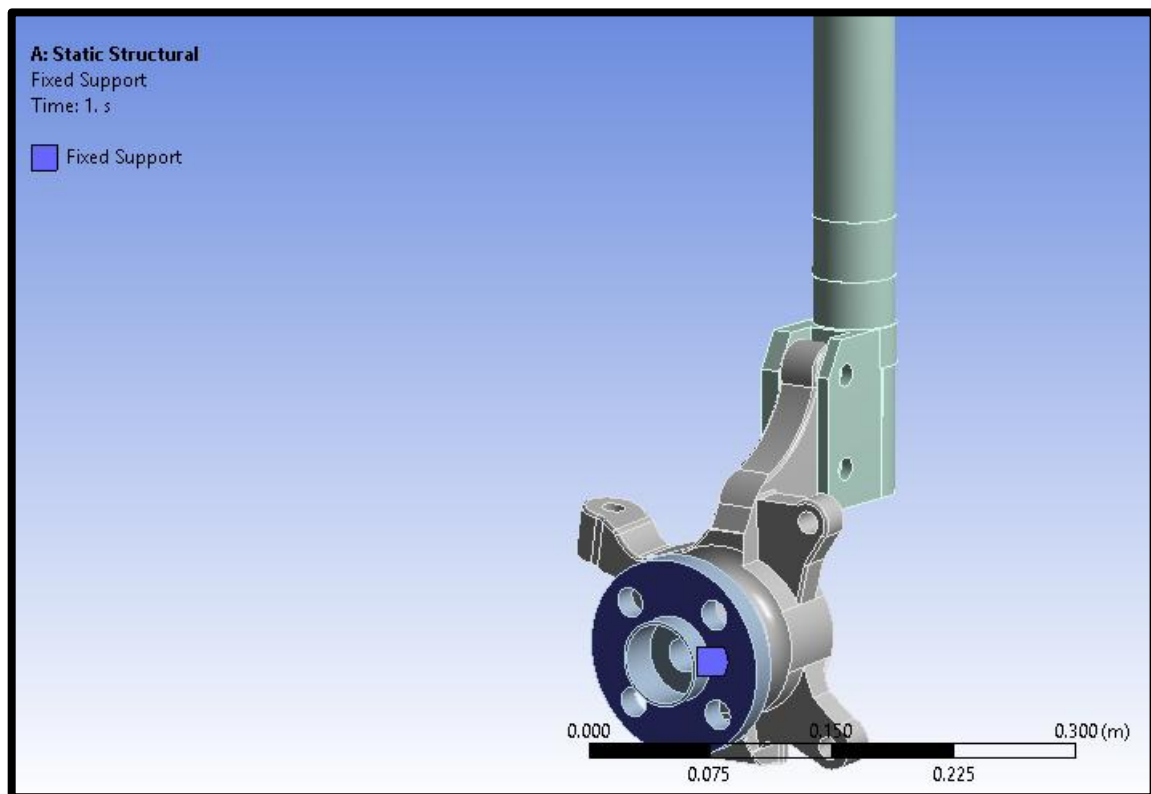





Figura 2.26 Restricción aplicadas en el cuerpo

Como se muestra en la figura 2.26 las restricciones que se pueden observar van directamente aplicada sobre la cara frontal de la manzana. La restricción que se aplica es del tipo *fixed Support*, la cual permite que en ese punto se mantenga fijo.

2.10 PARTES DEL EQUIPO DE CORRECCIÓN

En la tabla 2.2 se detalla las partes que conforman el equipo de corrección de *camber*

Tabla 2.2 Partes del equipo de corrección

<p style="text-align: center;">Cilindro hidráulico</p> 	<p style="text-align: center;">Bomba manual hidráulica</p> 
<p style="text-align: center;">Soporte Gaho A</p> 	<p style="text-align: center;">Soporte Gaho B</p> 
<p style="text-align: center;">Acople cilindro hidráulico</p> 	<p style="text-align: center;">Regla para medir desviación del ángulo</p> 

2.11 USO EQUIPO DE CORRECCIÓN

- Antes de empezar con el uso del equipo se determina el tipo de vehículo y suspensión que tiene este para con ello determinar el soporte adecuado para realizar el trabajo.
- Determinar el ángulo de desviación que presente el vehículo con ello identificar el número de grados a ser corregidos.
- Colocar el soporte que va en el disco de freno dependiendo del vehículo que se va a trabajar.



Figura 2.27 Posicionamiento soporte B

En la figura 2.27 se coloca el soporte B *GAHO* sobre el disco de freno, se asegura los pernos manualmente para evitar daños en el equipo.

- Ajustar los pernos del soporte con una llave, evitar el uso de pistolas neumáticas que puedan llegar a dañar los pernos.
- Colocar el soporte que va acoplado en el amortiguador, sujetar con los debidos pernos y asegurar que este en la correcta posición.



Figura 2.28 Posicionamiento soporte A

Figura 2.28 se coloca el soporte A sobre el amortiguador del vehículo, teniendo en cuenta la sujeción adecuada de sus pernos evitando así que el soporte pueda saltar al momento de accionar la fuerza.

- Colocar el pistón hidráulico sobre el soporte B que va acoplado en el disco, si es necesario colocar la extensión.



Figura 2.29 Posicionamiento cilindro hidráulico

En la figura 2.29 se coloca el cilindro hidráulico sobre la ranura que cuenta el soporte B del equipo de corrección.

- Aplicar la suficiente fuerza en el equipo de corrección para que el pistón se acople con el soporte A del amortiguador y sujetar con el pasador correspondiente.



Figura 2.30 Ajuste presión hidráulica

En la figura 2.30 se ajusta la presión del cilindro hidráulico por medio de la palanca de la bomba hidráulica, ajustar el cilindro a tal modo que se acople con el soporte A del equipo para poder realizar los ajustes entre estos dos.

- Según sea la direccionalidad del ángulo a corregir, ajustar el equipo para que ejerza o retraiga la fuerza correspondiente y así corregir el ángulo negativo o positivo según sea el caso.

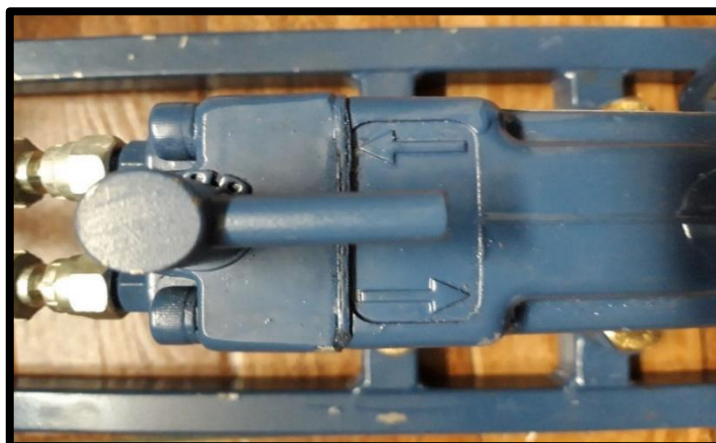


Figura 2.31 Direccionalidad de fuerza de accionamiento

En la figura 2.31 se ajusta la direccionalidad del equipo con ello permitiendo el accionamiento de empuje o retracción según sea el ángulo que corregir.

- Una vez colocados todas las partes aplicar la fuerza hidráulica hasta el punto en que se endurezca la palanca con ello aseguramos que el equipo se encuentre en la posición adecuada.
- Direccionar el volante considerando mejor maniobrabilidad y seguridad evitando daños a las piezas subyacentes de la dirección.



Figura 2.32 Ajuste dirección del vehículo

En la figura 2.32 se direcciona las ruedas del vehículo a tal modo que sea cómodo para el trabajo de medición, así como para evitar daños en las partes de la dirección del vehículo.

- Identificar un punto de referencia donde irá colocada la regla de alineación, este punto permitirá ver el número de grados a los cuales va a ser corregido el ángulo del vehículo.
- Aplicar la fuerza por medio de la palanca presente en el equipo de corrección hasta el punto donde sea determinado el ángulo deseado a corregir.

- Una vez corregido el ángulo deseado, verificar nuevamente con la alineadora si es el ángulo es el correcto.

2.12 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO

El mantenimiento preventivo del equipo permitirá alargar la vida útil del equipo de corrección, por lo que se debe prestar atención a ciertas consideraciones que ayudará a prevenir daños graves al equipo.

En la Tabla 2.3 se describe las consideraciones del mantenimiento preventivo para las piezas que componen al equipo de corrección siendo estas; el circuito hidráulico, piezas de sujeción entre otras.

Tabla 2.3 Mantenimiento del equipo

Nro.	Pieza	Elemento de uso para mantenimiento	Forma de aplicación	Frecuencia
01	Bomba Hidráulica	Inspección visual	Inspeccionar que no exista fugas de aceite hidráulico por sus juntas.	Mensual
02	Cilindro Hidráulico	Aceite Hidráulico 32	Si presenta un excesivo derrame de aceite proceder a la purga del sistema, revisar juntas de la bomba antes de colocar el aceite nuevo. La capacidad total del depósito es aproximadamente 600 ml, se debe rellenar una $\frac{3}{4}$ parte, esto permitirá la circulación del aceite entre el cilindro y la bomba	Correctivo
03	Cilindro Hidráulico	Inspección visual	Es normal encontrar lubricado el pistón del cilindro hidráulico, se debe inspeccionar si no existe fugas de aceite por las entradas y salidas del cilindro.	Mensual

Tabla 2.3 Mantenimiento del equipo (Continuación)

04	Manguera hidráulica	Inspección visual	Inspeccionar que no presente agrietamientos y que no se encuentre empapada por aceite	Mensual
05	Manguera hidráulica	Manguera Hidráulica <i>Gaho</i> 9000	Realizar el cambio de la manguera si presenta agrietamientos o fisuras, tener en cuenta las propiedades de la manguera hidráulica original si se coloca una manguera alterna	Correctivo
06	Pernos de sujeción Soporte B	Inspección visual	Inspeccionar el roscado de los pernos que se sujetan a la rueda, esto evitará posibles fallos al momento de sujetar el soporte B al disco de freno	Mensual

CAPÍTULO III

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en el proceso de simulación que fue realizado en el programa *ANSYS EDUCATIONAL* utilizando el método de elementos finitos. El objetivo fue analizar el esfuerzo producido por el equipo de corrección sin que este afecte el amortiguador del vehículo, ya que si existen esfuerzos excesivos puede presentar fisuras y dar como resultado un fallo en este elemento de amortiguación.

Además, se verifica si los esfuerzos producidos por el equipo de corrección son capaces de deformar la mangueta del vehículo para con esto poder realizar la alineación.

Se establece todos los parámetros necesarios para la simulación, por medio de *ANSYS EDUCATIONAL Workbench* lo que permitió configurar el análisis estático e iniciar el proceso de solución.

ANSYS EDUCATIONAL Workbench trabaja por medio de módulos, en el cual permite asignar diferentes funcionalidades en el proceso de análisis; una vez identificado el tipo de análisis a realizar se procede con el primer módulo encargado de los materiales, por defecto el programa viene cargado con materiales básicos, en este proyecto se configuró nuevos materiales; las propiedades mecánicas de los materiales se establecieron de acuerdo con la investigación realizada.

En el segundo modulo se cargaron las piezas del proceso de modelado que se realizó en el programa *Solidworks*, en esta etapa se carga directamente el conjunto ensamblado sin la necesidad del uso de *SpaceClaim* que es una interfaz de modelado propia de *ANSYS EDUCATIONAL*.

En el último módulo, se hace uso de la extensión *Mechanical* en donde se realizó la configuración y solución del análisis; en esta última etapa se añade las uniones, cargas, puntos fijos y mallado necesario para el análisis.

3.2 SOLUCIÓN

Se determina la solución una vez configurado el pre-proceso después de haber sido verificado todos los parámetros en cada módulo presente en el programa computacional. El programa inicia el proceso de solución hasta determinar los resultados especificados en el análisis.

Para el análisis no se tomó en cuenta el soporte *Gaho A* puesto que no cumple con una función determinante para la simulación y esto provocaría un gasto computacional innecesario en el proceso de análisis.

3.3 ANÁLISIS ESTÁTICO ESTRUCTURAL

El análisis estático estructural determina los resultados obtenidos de manera gráfica y animada según los criterios que se han preestablecido en la etapa de solución, los cuales son el cálculo de deformaciones, desviación del cuerpo, límite de esfuerzos permitidos y factores de seguridad.

Cabe mencionar que las fuerzas máximas aplicadas en el pistón y determinadas con anterioridad son 36 204,58 N fuerza de empuje y 21 477,34 N para la fuerza de retracción, las cuales simulan el trabajo realizado por el equipo de corrección.

3.3.1 ANÁLISIS DE DEFORMACIÓN TOTAL

En el análisis de deformación se determina la desviación máxima que presenta la mangueta, cuando es sometido a las cargas máximas de empuje y retracción producidas por el equipo corrector.

- Análisis de deformación total con fuerza máxima de 36 204,58 N

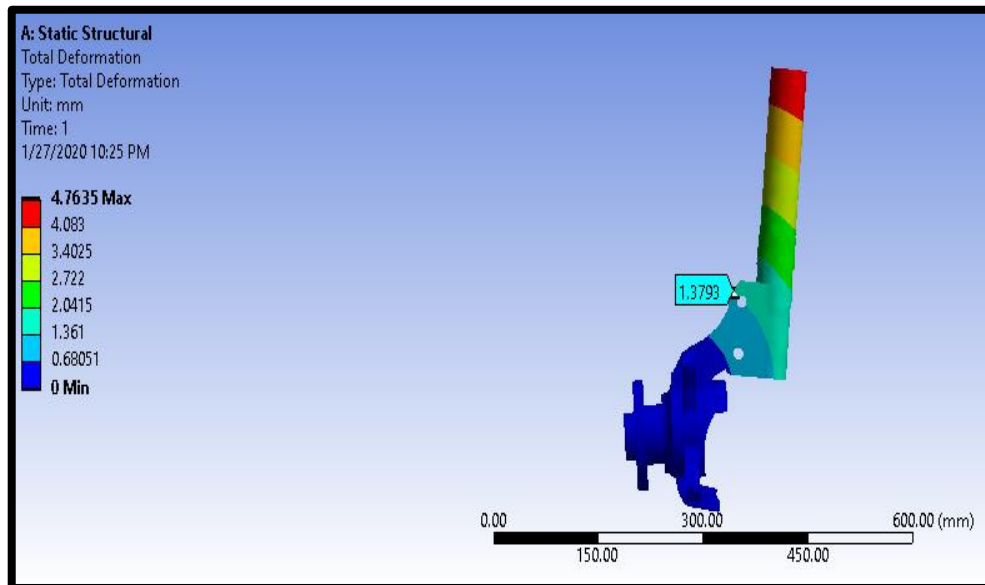


Figura 3.1 Análisis de deformación con fuerza de empuje

Como se observa en la figura 3.1 los resultados que se obtuvieron en el análisis de deformación total fueron de 4,76 mm en un desplazamiento máximo; en cambio el desplazamiento mínimo es de 0, puesto que se encuentra en el punto pivote fijo, además la desviación en el punto de unión de la base del amortiguador con el brazo de la mangueta presenta una desviación de 1.37 mm.

- Análisis de deformación total con fuerza máxima de 21 477,34 N

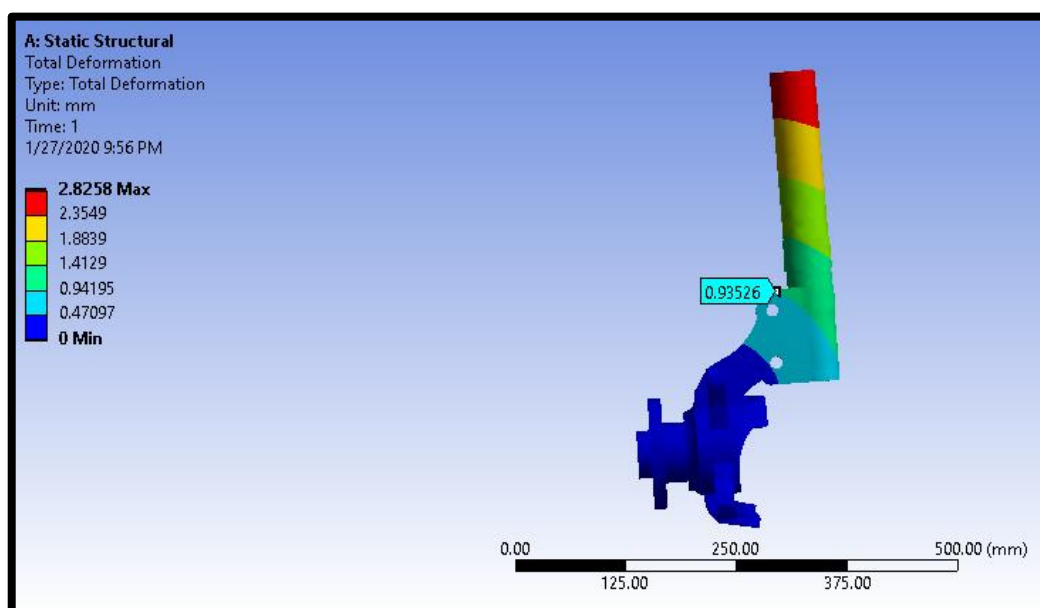


Figura 3.2 Análisis de deformación total con fuerza de retracción

Como se observa en la figura 3.2 el resultado que se obtuvo frente a la máxima desviación total aplicada la fuerza de retracción fue de 2,82 mm, y la desviación mínima respecto al punto fijo es de 0, mientras que la desviación en el punto de unión entre la base del amortiguador y el brazo de la mangueta es de 0,93 mm.

3.3.2 ANÁLISIS DE EQUIVALENCIA AL ESFUERZO

El límite de tensión se determina de acuerdo con las fuerzas ejercidas sobre la geometría del cuerpo, permitiendo analizar si el cuerpo está dentro del límite de deformación establecido por el material.

- Análisis de equivalencia al esfuerzo con fuerza máxima de 36 204,58 N

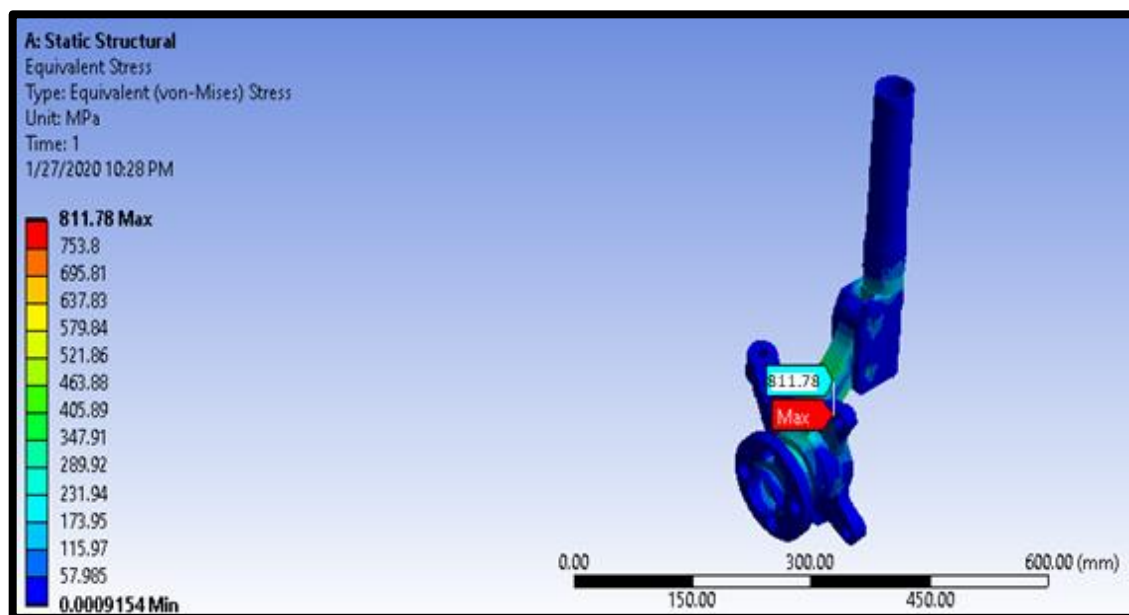


Figura 3.3 Análisis de tensión con fuerza de empuje

Como se observa en la figura 3.3 el esfuerzo máximo se encuentra en la base del brazo de mangueta, el esfuerzo es de 811,79 MPa, este esfuerzo es el que permite la deformación del material y por lo tanto la corrección del ángulo; el esfuerzo mínimo ejercido en la unión de la base del amortiguador con el brazo de mangueta es de 270,06 MPa; esta tensión permite la corrección del ángulo camber negativo aplicada la fuerza de empuje.

- Análisis de equivalencia al esfuerzo con fuerza máxima de 21 477,34 N

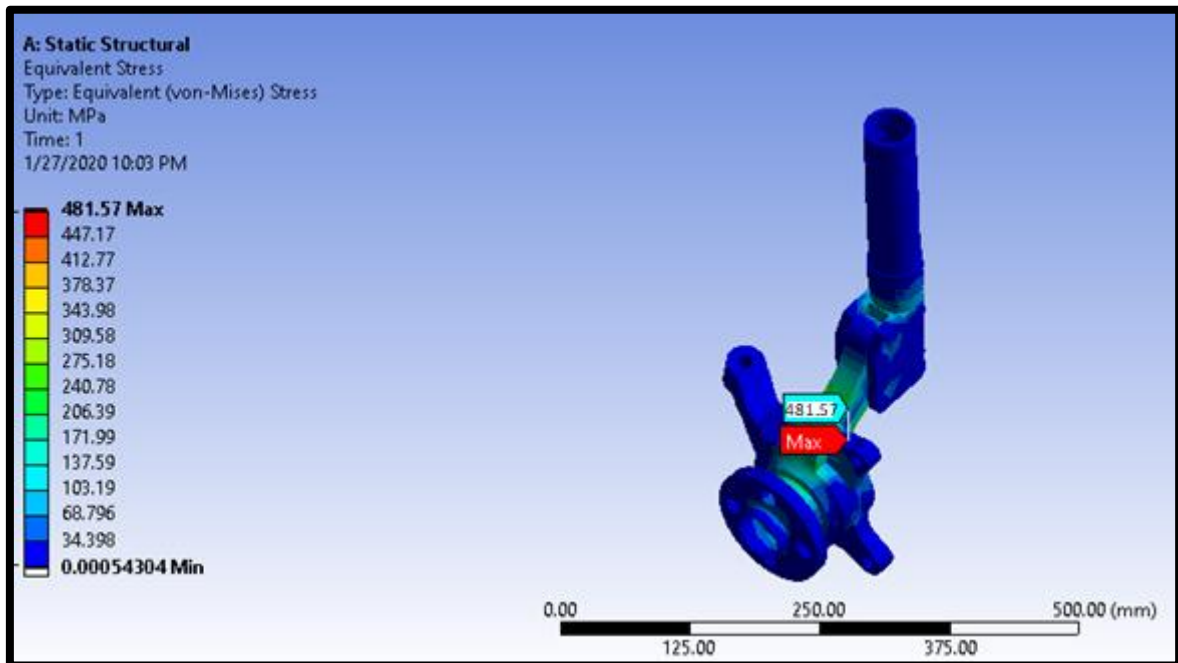


Figura 3.4 Análisis de tensión con fuerza de retracción

En la figura 3.4 se determina el análisis de tensión aplicada la fuerza de retracción. Se observa que la tensión máxima se encuentra en la base del brazo de mangueta, así la fuerza que permite la deformación en el brazo de mangueta es de 481,57 MPa.

Con ello la fuerza producida por el equipo de corrección acompañado con el diseño del brazo del soporte permite transmitir la fuerza con efecto palanca lo que permite que se deforme el brazo de la mangueta y con ello se evita daños en el amortiguador teniendo en éste un esfuerzo de 160,52 MPa.

3.3.3 FACTOR DE SEGURIDAD

En este estudio se determina los esfuerzos permisibles para poder soportar las cargas producidas por el equipo de corrección sin que llegue a estar el material en el punto de fractura, pudiendo dañar a las piezas analizadas.

- Factor de seguridad con fuerza máxima de 36 204,58 N

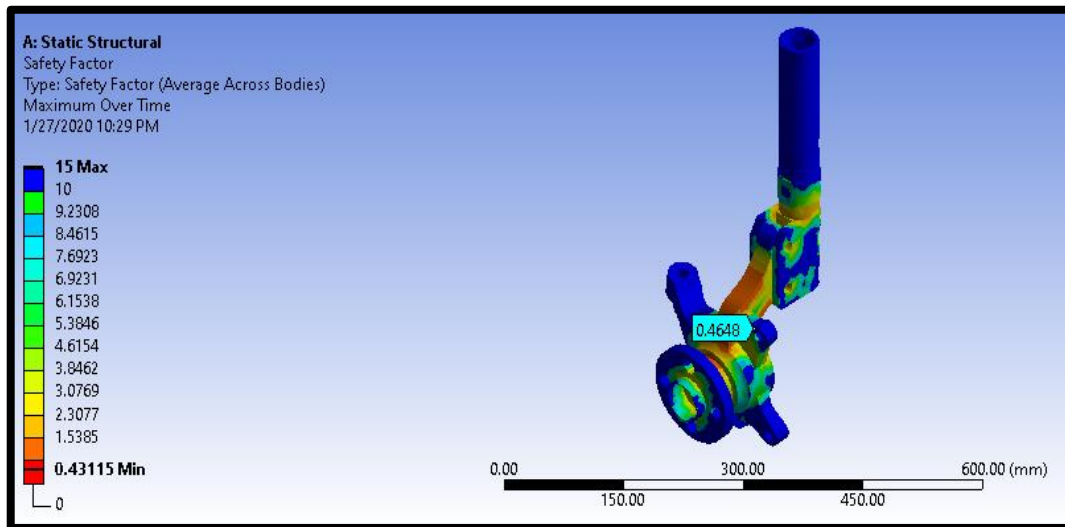


Figura 3.5 Factor de seguridad con fuerza de empuje

Como se observa en la figura 3.5 el factor de seguridad determina que existe una gran tensión en la parte inferior del brazo de mangueta teniendo como un resultado mínimo de 0,4. Esto permite establecer que existe un esfuerzo que deforma el brazo de mangueta, el factor de seguridad se encuentra bajo uno, lo que establece que el material se encuentra en la zona de plasticidad, ya que el S_{ut} del material es de 880 MPa y el esfuerzo máximo producido por el equipo corrector es de 811.79 MPa por lo que se deforma el material sin llegar a la fractura. Con lo que respecta al resto del cuerpo se puede observar que hay un límite aceptable, hay un evidente esfuerzo en el amortiguador y el factor de seguridad en este punto es de 1.8, respetando los límites permisibles por el material.

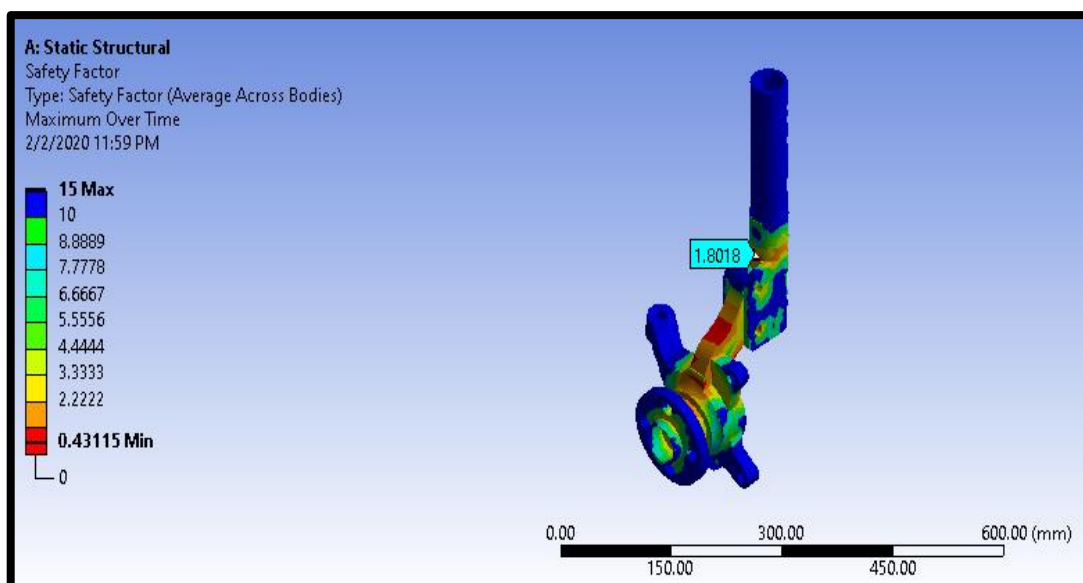


Figura 3.6 Factor de seguridad punto prueba amortiguador fuerza de empuje

En la figura 3.6 se observa que el factor de seguridad en el amortiguador es de 1.8 permitiendo que no existe riesgo de fractura en el material con ello evidenciando que no existe problema al usar el equipo corrector pudiendo dañar las partes de una suspensión *McPherson*

- Factor de seguridad con fuerza máxima de 21 477,34 N

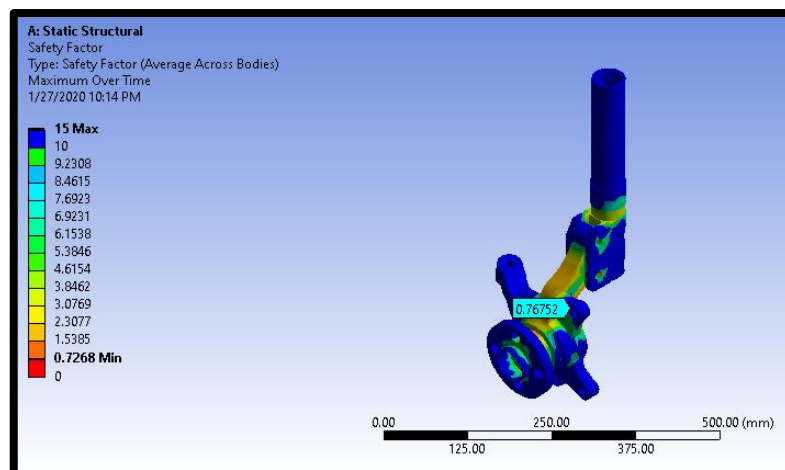


Figura 3.7 Factor de seguridad con fuerza de retracción

Como se observa en la figura 3.7 existe un factor de seguridad mínimo de 0,7 en el brazo de mangueta, con la fuerza de retracción se logra corregir el ángulo camber positivo, el factor de seguridad se encuentra por debajo de 1 lo que indica que el material se encuentra en la zona de plasticidad ya que el S_{ut} del material es de 880 MPa y el esfuerzo aplicada la fuerza de retracción máxima producida por el equipo es de 481.57 MPa permitiendo la deformación del material sin llegar a la fractura.

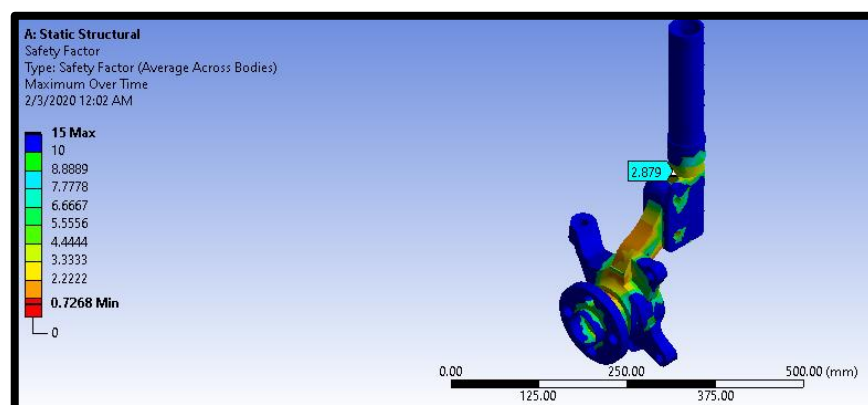


Figura 3.8 Factor de seguridad punto prueba amortiguador fuerza de retracción

En la figura 3.8 se observa que el factor de seguridad en el amortiguador con fuerza de retracción máxima es de 2.87 permitiendo que no exista fractura en esta pieza.

3.3.4 ANÁLISIS DE FIABILIDAD EQUIPO CORRECTOR

En este análisis se determina la fiabilidad que presenta el equipo corrector frente a los esfuerzos máximos preestablecidos sin que este se vea afectado por el uso de este.

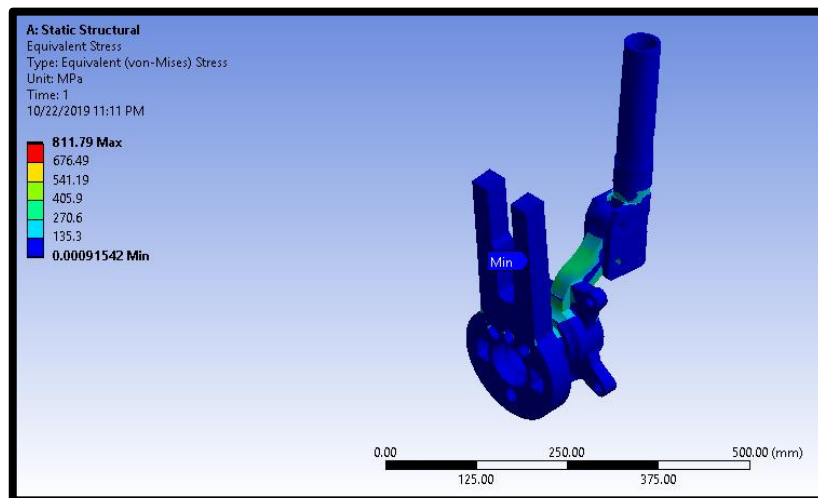


Figura 3.9 Análisis de tensión con fuerza de empuje equipo corrector

En la figura 3.9 se observa el análisis de tensión máxima aplicada la fuerza de empuje sobre el equipo corrector permitiendo determinar que la tensión mínima recae sobre el soporte B del equipo corrector siendo de $9,15 \times 10^{-4} \text{ MPa}$.

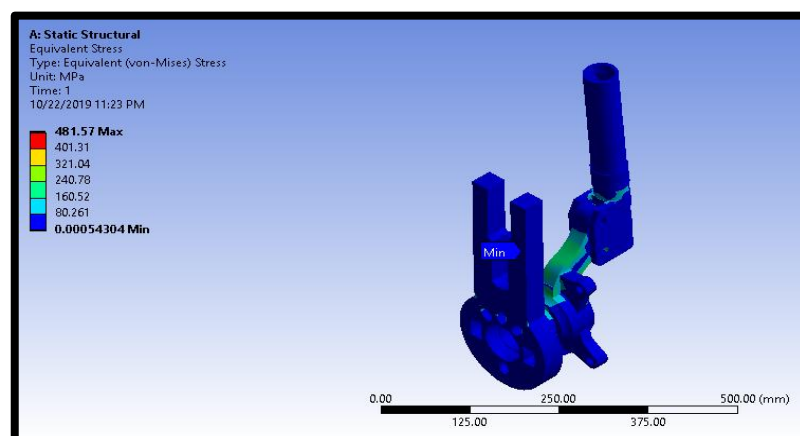


Figura 3.10 Análisis de tensión con fuerza de retracción equipo corrector

En la figura 3.10 el análisis de tensión con la fuerza máxima de retracción permite la corrección del ángulo camber positivo. El análisis determina que en el brazo del soporte B se encuentra el mínimo esfuerzo de $5,43 \times 10^{-4} \text{ MPa}$.

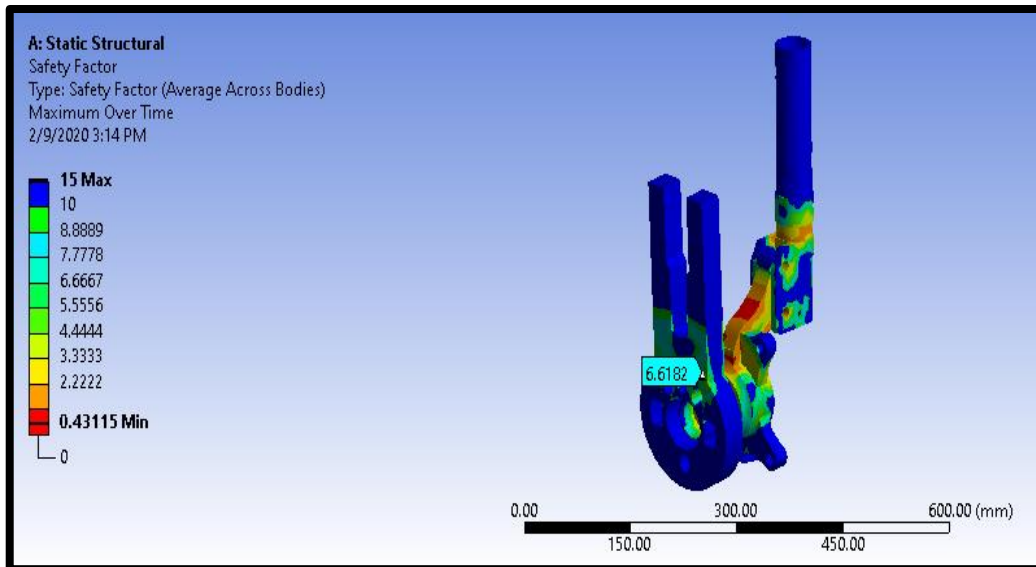


Figura 3.11 Factor de seguridad con fuerza de empuje equipo corrector

En la figura 3.11 se observa el factor de seguridad aplicada la fuerza máxima de empuje sobre el equipo corrector, se obtuvo un factor de seguridad en el soporte B de 6.6 lo que establece que no existirá problemas de deformación o fractura por parte de este elemento garantizando con ello el correcto funcionamiento del equipo corrector.

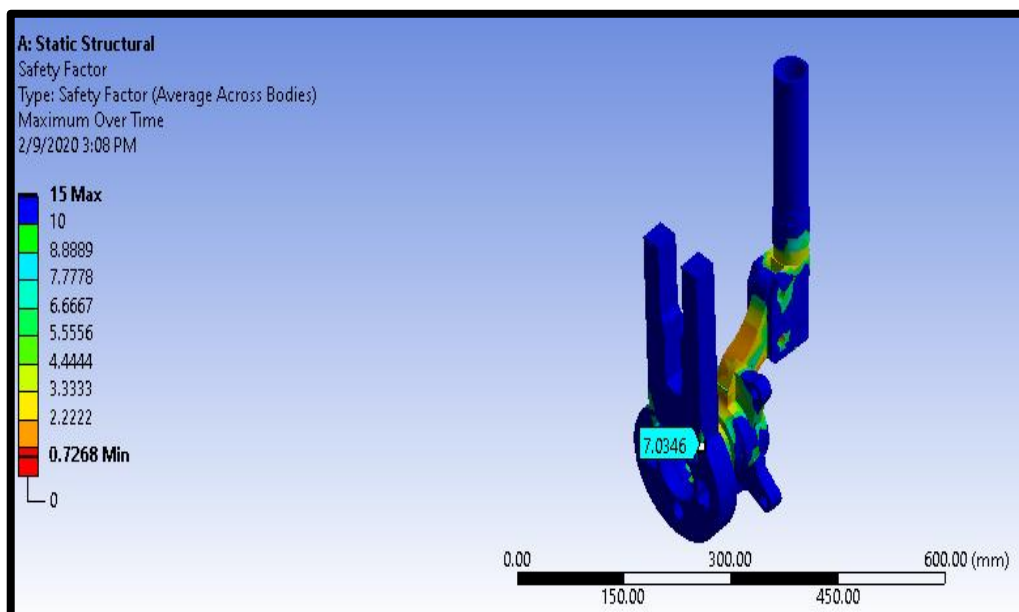


Figura 3.12 Factor de seguridad con fuerza de retracción equipo corrector

En la figura 3.12 se observa el factor de seguridad con fuerza de retracción máxima sobre el soporte B alcanza los 7.03 colocando la fiabilidad del uso del equipo de corrección sin que este también se vea afectado cuando se realiza la corrección del ángulo camber positivo.

3.4 DISCUSIÓN DE RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Obtenidos los datos de los diferentes análisis se puede determinar que las deformaciones producidas por el equipo de corrección se encuentran situadas en el brazo de la mangueta, encontrando en esta los esfuerzos máximos de tensión, que permite alcanzar el rango de plasticidad del material, lo que ocasiona que el brazo permanezca deformado una vez retirada la presión ejercida por el cilindro hidráulico, esto permite la alineación del ángulo camber del vehículo.

Lo que resulta beneficioso ya que todo el esfuerzo producido por el equipo va directo a la mangueta y no afecta al amortiguador evitando así que pudiera producir daños estructurales sobre este.

En la tabla 3.1 se resume el análisis estático estructural en el cual se observa el comportamiento de la mangueta frente a los esfuerzos máximos producidos por el equipo corrector.

Tabla 3.1 Resumen análisis estático estructural

	Fuerza de Empuje	Fuerza de Retracción
	36 204,58 N	21 477,34 N
Deformación	1.37 mm	0.93 mm
Esfuerzo Máximo	811.78 MPa	481.57 MPa
Factor de Seguridad	0.4	0.7

3.5 EVALUACIÓN RESULTADOS EQUIPO DE CORRECCIÓN

En la siguiente parte se hace referencia al funcionamiento del equipo corrector permitiendo verificar el grado de desviación que presente el ángulo camber por medio del uso de una alineadora, logrando identificar los grados corregidos una vez usado el equipo.

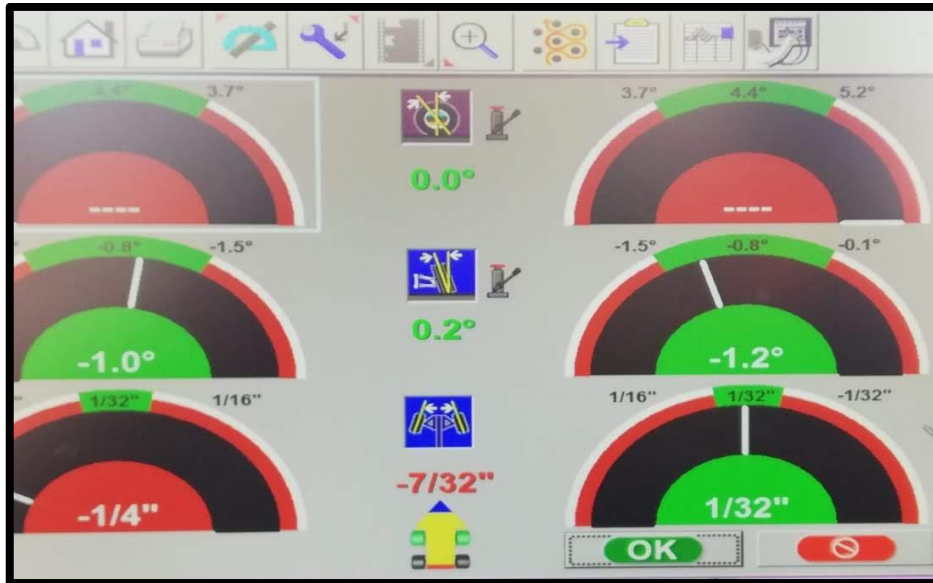


Figura 3.13 Ángulos de desviación antes de la corrección

En la figura 3.15 se observa los resultados obtenidos en la alineadora, se muestra los ángulos de desviación que presenta el vehículo.

Lo que se busca con la corrección del ángulo camber es poderlo establecer a los valores predeterminados por el fabricante; en el presente análisis se corrige el ángulo camber del lado derecho del vehículo, que presenta una desviación de $-1,2^{\circ}$ y del lado izquierdo presenta una desviación de $-1,0^{\circ}$; se logró establecer a valores de fábrica cercanos 0° .



Figura 3.14 Ángulo de corrección camber

En la figura 3.16 se observa a través del nivel, el ángulo que presenta el vehículo después de utilizar el equipo de corrección se comprueba por medio de la burbuja de desviación que el nivel se sitúa en la parte central con respecto al punto de apoyo del vehículo.

Este proceso se realiza para verificar la corrección como un primer parámetro de verificación, lo que afirma que fue efectiva la corrección del ángulo camber.

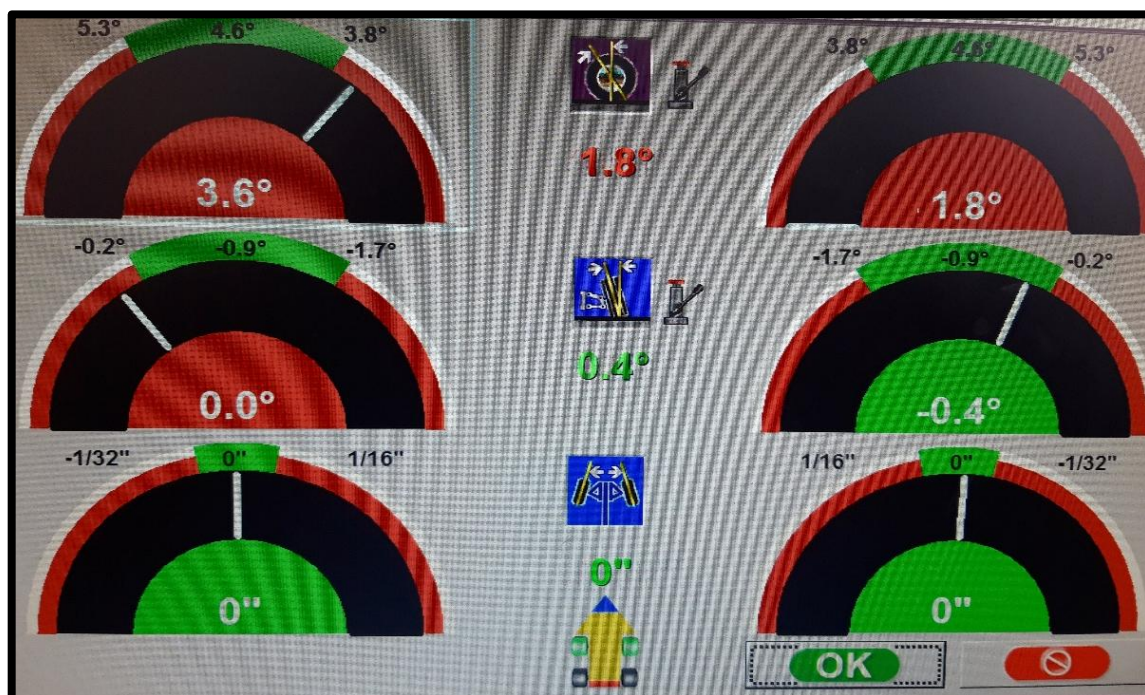


Figura 3.15 Verificación ángulo de corrección camber

En la figura 3.17 se observa al utilizar la alineadora que el ángulo después de utilizar el equipo de corrección de camber ha sido corregido. Por lo que se confirma que hubo una corrección del ángulo camber negativo colocándolo a su estado de fábrica.

Se corrigió ángulo camber negativo de $-1,2^{\circ}$ en el eje derecho y -1° en el eje izquierdo, después del uso del equipo de corrección se ajustó el ángulo a $-0,4^{\circ}$ y 0° respectivamente. Este fue el paso final que ayudó a verificar la eficiencia de alineación del equipo de corrección de camber.

CAPÍTULO IV

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 CONCLUSIONES

- Se verificó que los parámetros emitidos por el fabricante son adecuados para la corrección del ángulo de camber dentro del entorno computacional para alcanzar los resultados óptimos en el análisis.
- Se realizó un análisis estructural mediante elementos finitos dentro del entorno computacional de *ANSYS EDUCATIONAL*. El análisis verificó que no se produce esfuerzos excesivos en el amortiguador pudiendo dañarlo, además la mangueta se deformó debido a que los factores de seguridad son menores a 1 tanto para la fuerza de empuje como para la fuerza de retracción garantizando que no exista fractura en el material al no superar el S_{ut} de 880 MPa logrando obtener esfuerzos de 811 MPa y 481 MPa para cada fuerza aplicada.
- Mediante el factor de seguridad presente en el amortiguador de 1.8 y 2.87 para las fuerzas de empuje y retracción respectivamente establece que no existe daño estructural en el mismo.
- Se desarrolló las pruebas del equipo de corrección de camber, con el uso de una alineadora se comprobó la desviación del ángulo camber antes y después de ser modificados con el equipo de corrección. La modificación que se realizó en el ángulo camber fue de $0,8^{\circ}$ en el eje derecho y 1° en el eje izquierdo.
- Se comprobó que el diseño del soporte B que va acoplado en la manzana, transmite la fuerza del equipo corrector hacia el brazo de la mangueta permitiendo la corrección del ángulo camber.

4.2 RECOMENDACIONES

- Colocar el volante en la posición que se vaya a trabajar esto permitirá al operario realizar la conexión del equipo adecuadamente.
- La alineación general del vehículo se debe verificar cada 10 000 Km, esto como un mantenimiento preventivo con el fin de alargar la vida útil de las piezas que trabajan directa e indirectamente con el sistema de suspensión y dirección del vehículo.
- Se debe considerar el valor máximo admisible de $1,5^\circ$ para la corrección del ángulo camber, esto permitirá que el equipo no realice un sobre esfuerzo sobre las piezas donde se aplica la fuerza hidráulica.
- Se debe realizar una inspección visual periódica al equipo de corrección, esto ayudará a determinar posibles fugas en el sistema hidráulico.
- Se recomienda para futuras investigaciones el uso del equipo de corrección con soportes que permitan la utilización en otro tipo de suspensiones.
- Se debe realizar un instrumento que complemente y facilite al equipo determinar la desviación del ángulo corregido.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Espinoza , C., & Niño, Y. (2001). *Método de Elemento Finitos*. Madrid.
- Aceña, M. (2017). *Gestion y control de flotas y servicios de transporte por carretera*. Madrid: CEP.
- Apliedprocess. (30 de Marzo de 2017). *Apliedprocess*. Obtenido de <https://www.appliedprocess.com/wp-content/uploads/2018/09/2017-03-30-Typical-Properties-of-ADI-in-lb-Version.pdf>
- Azo Materials. (5 de julio de 2012). *Azom*. Obtenido de <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6114>
- Azo Materials. (18 de Julio de 2013). *Azom*. Obtenido de www.azom.com: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9145>
- Caraguay, C., & Caraguay, S. (2015). *Diseño y Construcción del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia Formula Student*. Cuenca: UPS.
- Castillo, J. (2003). *Reparación de sistemas de suspensión*. México: Conalep.
- Cazales Fuentes, R. (2010). *Diagnostico y Servicio a Sistemas de Suspensión Electrónica*. Mexico: conalep.
- Domínguez, E. J., & Ferrer., J. (2009). *Circuitos de fluidos, suspension y direccion: Electromecánica de vehiculos*. Madrid: Macmillan.
- Dominguez, E., & Ferrer, J. (2009). *Circuitos de fluidos. Suspension y Direccion*. Madrid: Macmillan Iberia, S.A.
- Ductil Iron Society. (2013). *ductile.org*. Obtenido de <https://www.ductile.org/didata/Section12/12intro.htm>
- EIBACH. (2012). *Manual tecnico*. California: EIBACH .
- Endara, O., & Enriquez, W. (2009). *Diseño y Adaptación de los sistemas de suspensión, dirección, frenos y alumbrado de un vehiuclo monoplaza tipo buggy para la participacion de la ESPE-L en la fórmula aotomovilística universitaria (FAU)*. Iatacunga: ESPE.
- Estrada, R. A. (2013). *Análisis por elementos finitos (FEA)*. holguin: Editorial Universitaria.
- Ferigra, C. A., & Enríquez, R. J. (2012). *suspension de vehiculo monoplaza*. Ibarra: UTN.
- Ferramentas, Gaho. (2019). *Gaho*. Obtenido de Gaho: <http://www.gaho.com.br/produto/15>

- Foundry. (agosto de 2006). *Foundry source*. Obtenido de <https://www.foundry-source.com/austempered-ductile-iron-grade-1>
- General de aceros SA. (julio de 2013). *CGA*. Obtenido de CGA: www.cga.com.co
- González, I. (2012). *Manual de Procedimientos para el Diseño y la Evaluación del Sistema de Suspensión y Dirección de Vehículos tipo baja*. Sartenejas: Univesidad Simón Bolívar.
- González, J. (2014). *Estudio técnico de un sistema integral de revision vehicular y control de contaminacion ambiental, para el GAD del canton Guaranda, provincia del bolivar*. Quito: UIDE.
- Inca, C., & Arguelo, J. (2013). *Diseño, construccion e implementacion del banco didáctico funcional de la geometria de la direccion vehicular de la escuela de ingeniería automotriz*. Riobamba: ESPOCH.
- Indiamart. (julio de 2014). *Indiamart*. Obtenido de <https://www.indiamart.com/proddetail/alloy-steel-en-47-10982404530.html>
- Jacome, W., & Villota, A. (2014). *SIMULACIÓN Y MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO CORSA WIND 1.4 PARA COMPETENCIAS DE RALLY MEDIANTE SOFTWARE*. Ibarra: UTN.
- Jiménez, B. (2012). *Técnicas básicas de mecánica de vehículos*. Madrid: IC Editorial.
- López, J. (2011). *Estudio teórico de laalineación de un vehiculo por visión artificial*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.
- Manikandan.D, & Thirumalvalavan.S. (2015). *Analysis and Experimental Investigation of Surface Modification in EN8 Steel by Using Thermal Spray Technique*. Tamilnadu: IJRSET.
- Marcial, A. (2012). *Análisis mediante elementos finitos del sistema de suspensión de un automóvil liviano*. Quito: EPN.
- Matamoros, A. (2007). *Simulación del comportamiento dinámico de un vehículo de carga utlizando elementos finitos*. Mérida: Revista Ciencia e Ingeniería .
- Matweb. (1996). *Matweb*. Obtenido de <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=f3cd25980ab24fdaa5893252cd2bc192&ckck=1>
- Maza, J. (2016). *Diseño cinemático y dinámico del sistema de suspensión para vehículo de competición formula student*. Cantabria: ETSIIT UC.

- Mesa, D. (2011). *Simulacion virtual de una Suspensión McPherson en etorno VRML*. Madrid: Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid.
- Milliken, W., & Milliken, D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: SAE.
- Mora, A. (2009). *Mantenimiento, Actualizacion y Operacion del sistema de alineacion, Balanceo y desllantaaje de ruedas del laboratorio de mecánica de patio*. Latacunga: ESPE.
- OTAI. (1999). *astmsteel*. Obtenido de <http://www.astmsteel.com/product/en8-carbon-steel-080m40-bs-970/>
- Pashley, T. (2012). *How to build motorcycle-engined Racing Cars*. Inglaterra: Veloce Publishing.
- Penticton Foundry. (25 de Enero de 2017). *Penticton Foundry*. Obtenido de <https://www.pentictonfoundry.com/news/austempered-ductile-iron-astm-a897-grade-1-130-90-09/>
- Registro Oficial Suplemento Nro. 398. (2008). *Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Transito y Seguridad vial*. Quito: Ecuador.
- S. Vijayarangan, N. R. (2012). Evaluation of metal matrix composite to replace spheroidal graphite iron. 1.
- SAE. (1986). *SAE handbook*. USA: SAAE.
- Sajjan B, S. K. (2016). *Product Design and Development of Wheel Hub for an All-Terrain Vehicle (ATV)*. Karnataka, India : IJERT.
- The engineering toolbox. (2008). *engineeringtoolbox*. Obtenido de https://www.engineeringtoolbox.com/poissons-ratio-d_1224.html
- Urgilés, S., & Álvarez, C. (2017). *Estudio numérico y experimental de la influencia del tamaño de las ruedas sobre los elementos de la suspensión McPherson*. Azuay: Universidad de Azuay.
- West yorks steel. (2009). *westyorkssteel*. Obtenido de <https://www.westyorkssteel.com/spring-steel/en47/>
- Xianbin, D., Youqun, Z., Hongxun, F., & Qiang, W. (2016). *Numerical and experimental investigation on the camber performance of a non pneumatic mechanical elastic wheel*. Nanjing: Collegue of Energy and Power Engineering.
- Yadav, S., kumar, R., Ansari, V., & Bihari, S. (2016). *Design and Analysis of Steering Knuckle*. Gorakhpur: IJERT.

ANEXOS

Anexo I
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS MATERIALES

Mechanical Properties	Metric	Imperial
Hardness, Brinell	111	111
Tensile Strength, Ultimate	394.72 MPa	57249 psi
Tensile Strength, Yield	294.74 MPa	42748 psi
Elongation at Break (in 50 mm)	36.5%	36.5%
Modulus of Elasticity (Typical for steel)	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus (Typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Poissons Ratio	0.290	0.290
Shear Modulus (Typical for steel)	80 GPa	11600 ksi

Propiedades mecánicas acero AISI 1020
(Azo Materials, 2012, pág. 1)

Heat Treatment	Tensile Strength Rm	Yield Strength Rm	Rp 0.2	Hardness
	MPa MPa	MPa	MPa	HB
N	550	280	-	152/207
Q	625/775	385	355	146/197
R	700/850	465	450	201/255

Propiedades mecánicas EN8
(OTAI, 1999, pág. 1)

Density	7800 kg/m ⁻³
Young's modulus	190 GPa
Poisson ratio	0.3
Isotopic thermal conductivity	37.5 W/mK
Thermal co-efficient	6.5e ⁻⁶ W/mK

Módulo de elasticidad y *Poisson Ratio* del material EN8
(Manikandan.D & Thirumalvalavan.S, 2015, pág. 3)

Quality	Value	Unit
Young's modulus	200000	MPa
Tensile strength	880	MPa
Elongation	8-25	%
Fatigue	275	MPa
Yield strength	350	MPa

Propiedades mecánicas Steel EN 47
(Indiamart, 2014, pág. 1)

ADI ASTM A897	
Tensile strength (ksi)	130
0.2% Yield strength (ksi)	90
Elongation (% in 2-inch gage length)	9
Hardness Brinell (B.I.D mm)	302 (3.50)
Young's modulus (MSI)	23.1
Compressive strength (ksi)	200
Shear strength (ksi)	125
Poisson's ratio	0.25

Propiedades mecánicas ADI ASTM A897
(Appliedprocess, 2017)

Anexo II

APLICACIONES DE LOS MATERIALES

Cadenas
Palancas de Embrague
Uñas
Ejes
Cuerpos hidráulicos
Cuerpo de válvulas

Aplicaciones del material AISI 1020
(Azo Materials, 2012, pág. 1)

Pernos estresados
Espárragos
Llaves
Engranajes
Árbol
Ejes

Aplicaciones del material AISI 1045
(General de aceros SA, 2013, pág. 1)

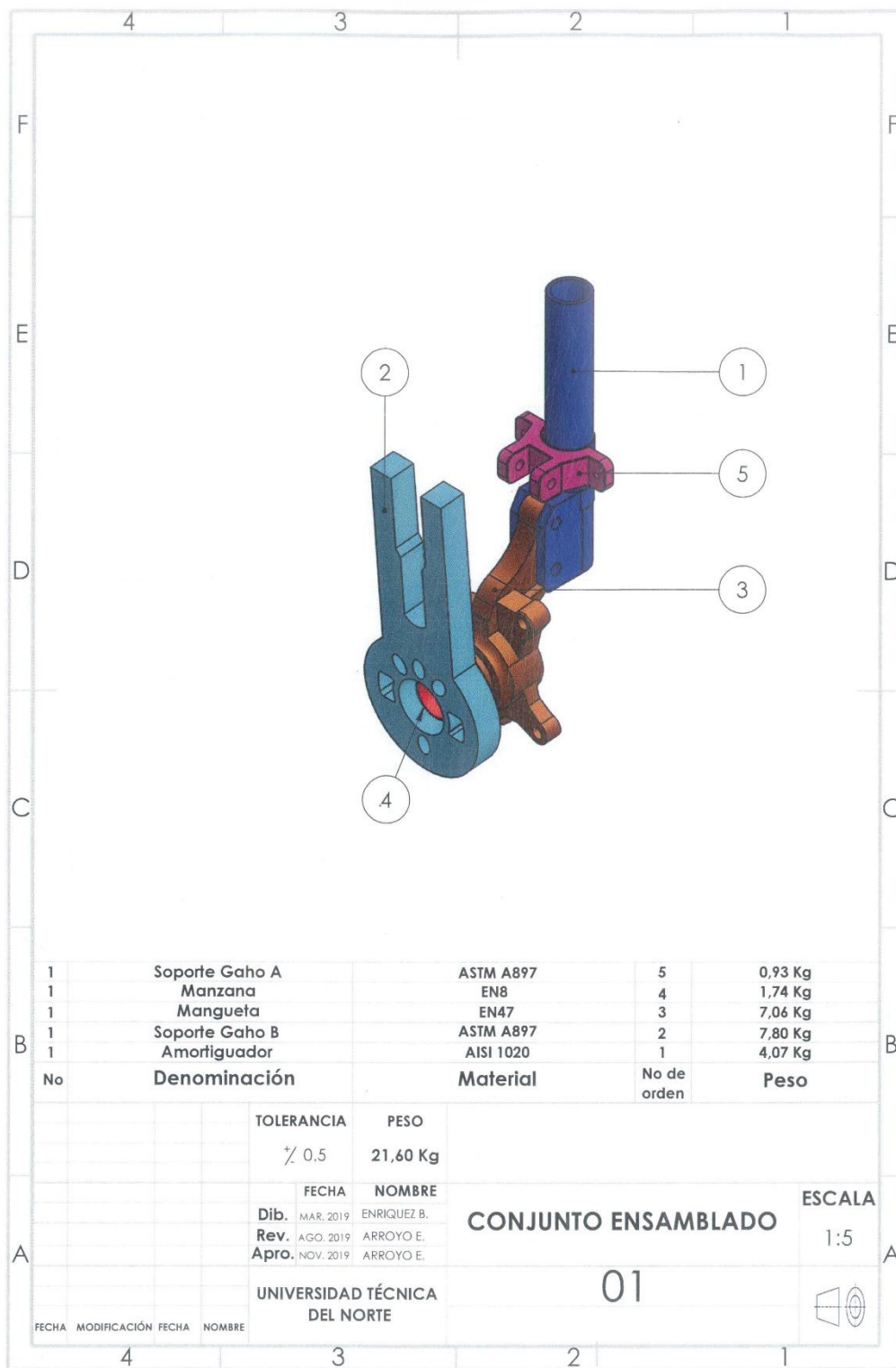
Cigüeñales
Manguetas
Engranos
Bombas hidráulicas

Aplicaciones del material ASTM A829
(West yorks steel, 2009, pág. 1)

Conectores de tractores
Carcasas de engranajes
Piñones
Cubos de rueda

Aplicaciones del material ASTM A897
(Penticton Foundry, 2017)

Anexo III
PLANOS



1	Soporte Gaho A	ASTM A897	5	0,93 Kg
1	Manzana	EN8	4	1,74 Kg
1	Mangueta	EN47	3	7,06 Kg
1	Soporte Gaho B	ASTM A897	2	7,80 Kg
1	Amortiguador	AISI 1020	1	4,07 Kg
No	Denominación	Material	No de orden	Peso

TOLERANCIA	PESO
± 0.5	21,60 Kg

FECHA	NOMBRE
Dib. MAR. 2019	ENRIQUEZ B.
Rev. AGO. 2019	ARROYO E.
Apro. NOV. 2019	ARROYO E.

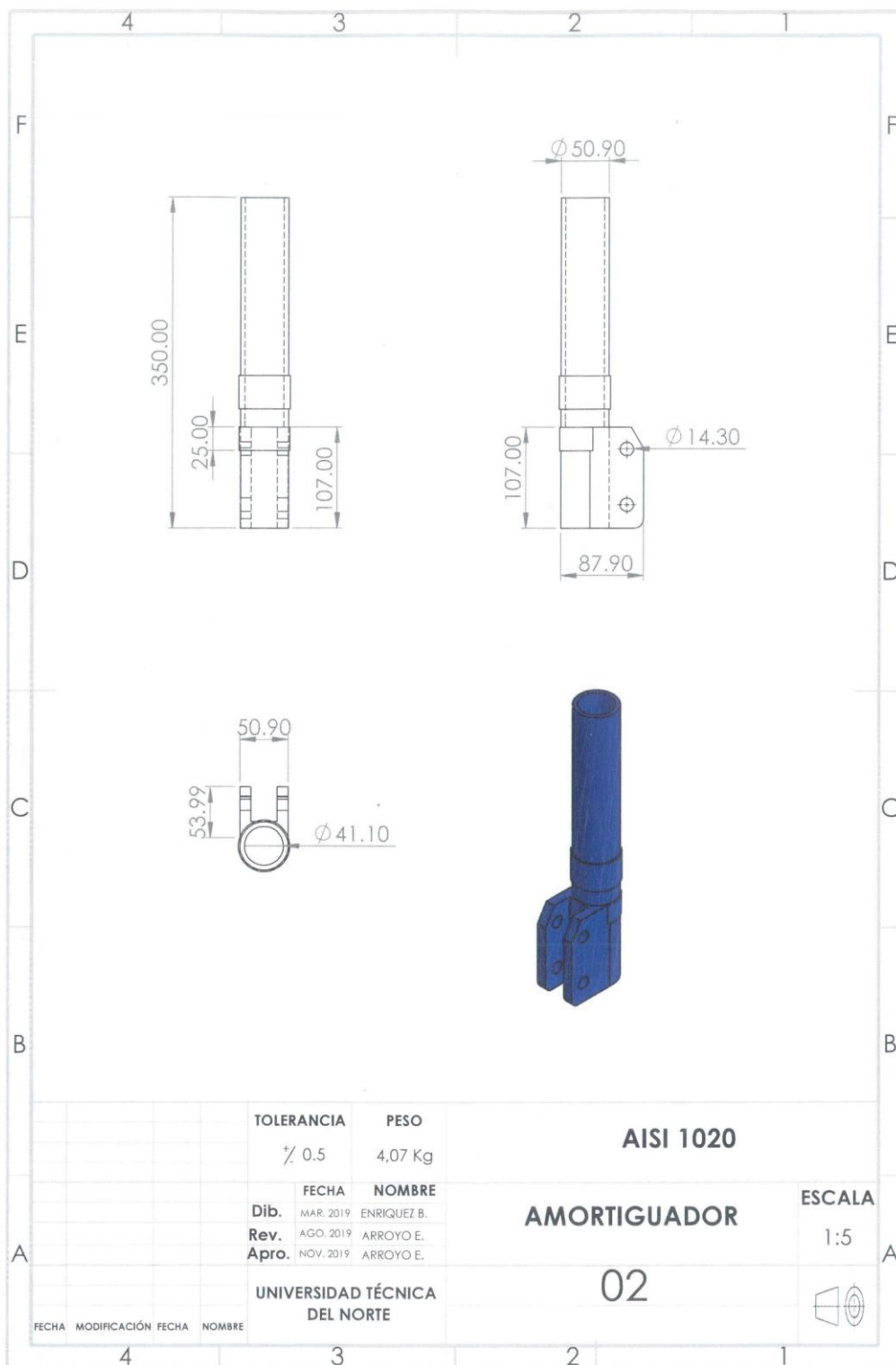
CONJUNTO ENSAMBLADO ESCALA 1:5

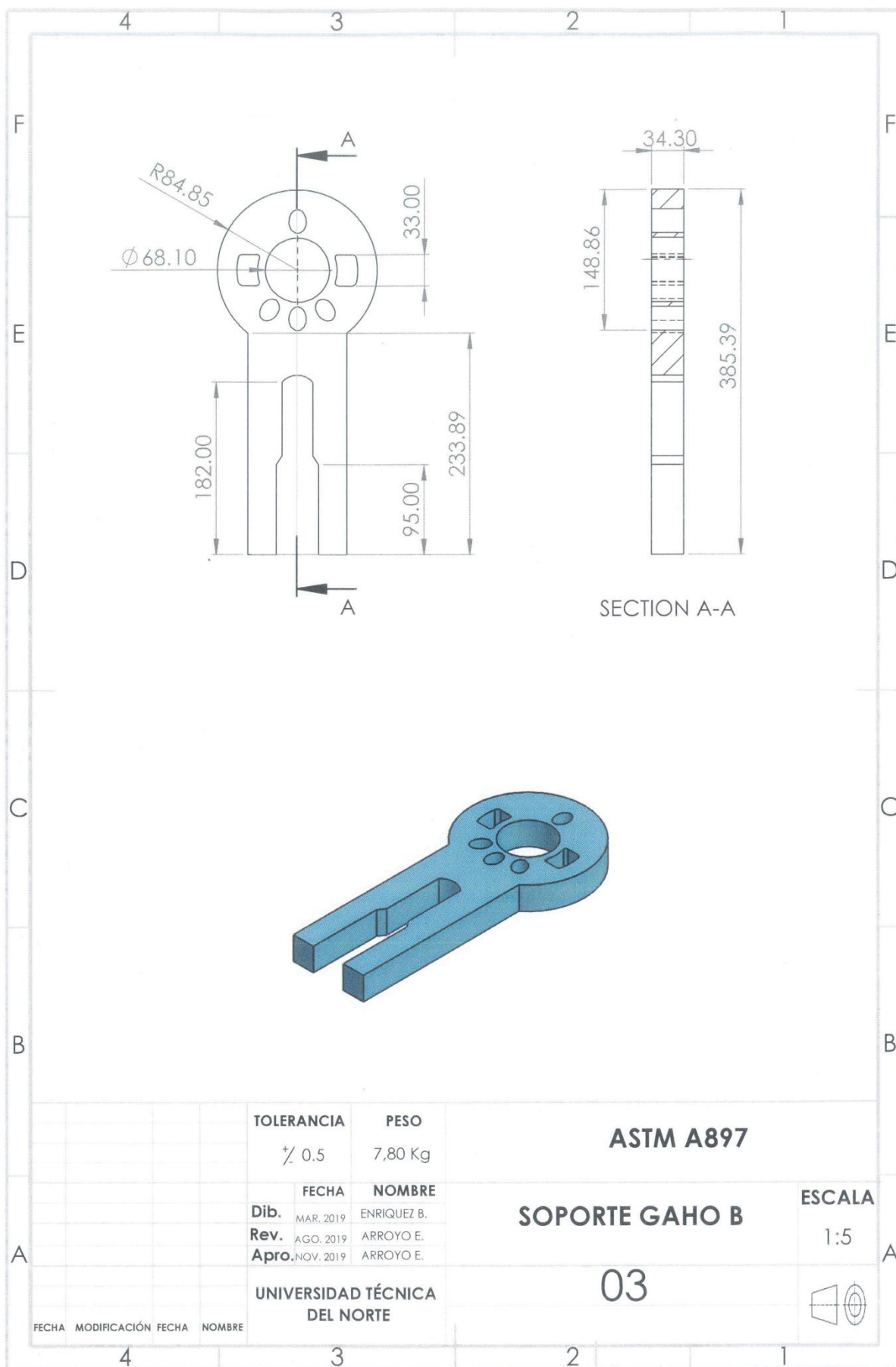
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

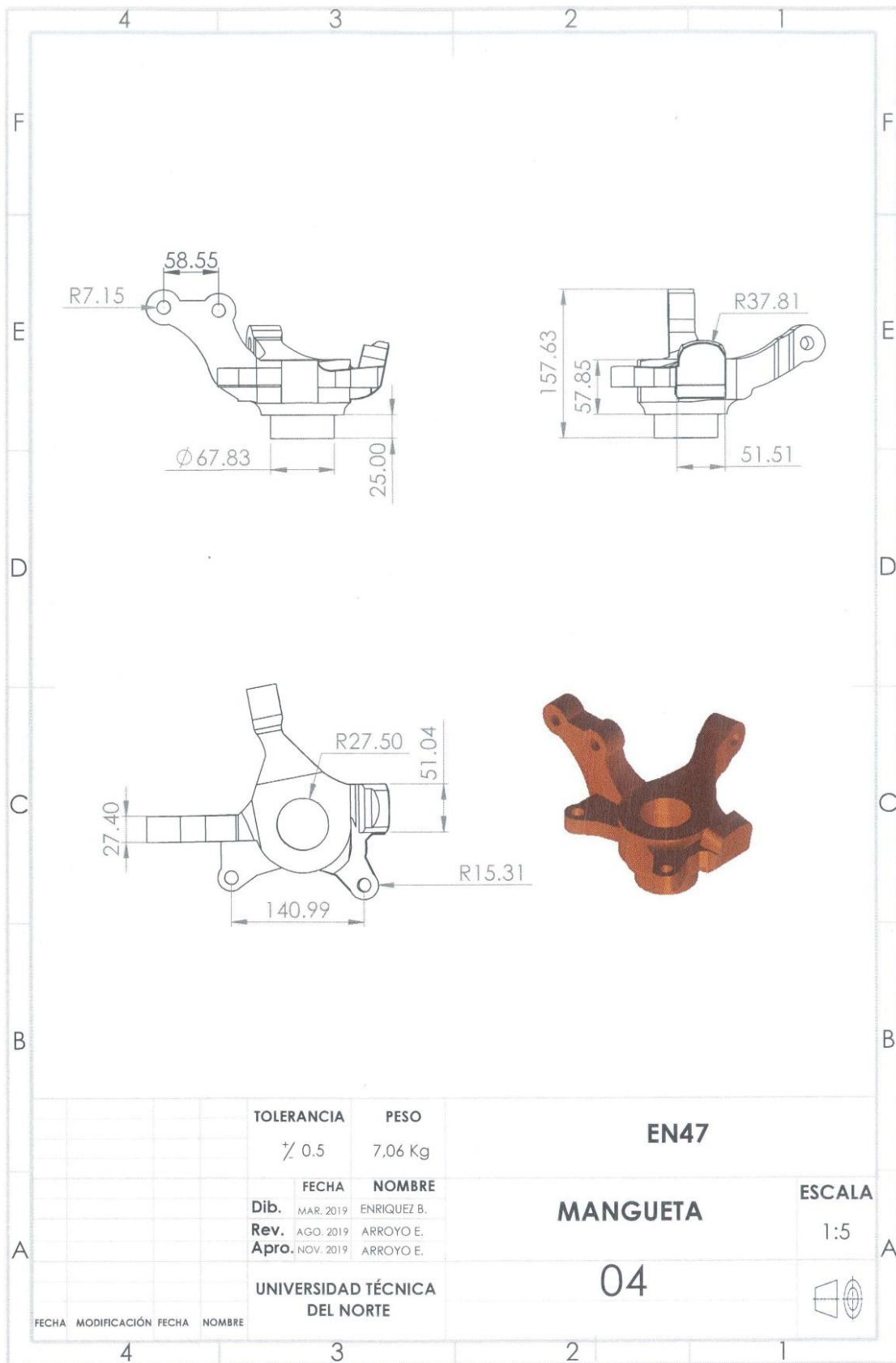
01



FECHA	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE
-------	--------------	-------	--------







TOLERANCIA	PESO
± 0.5	7.06 Kg
FECHA	NOMBRE
Dib. MAR. 2019	ENRIQUEZ B.
Rev. AGO. 2019	ARROYO E.
Apro. NOV. 2019	ARROYO E.

EN47

MANGUETA

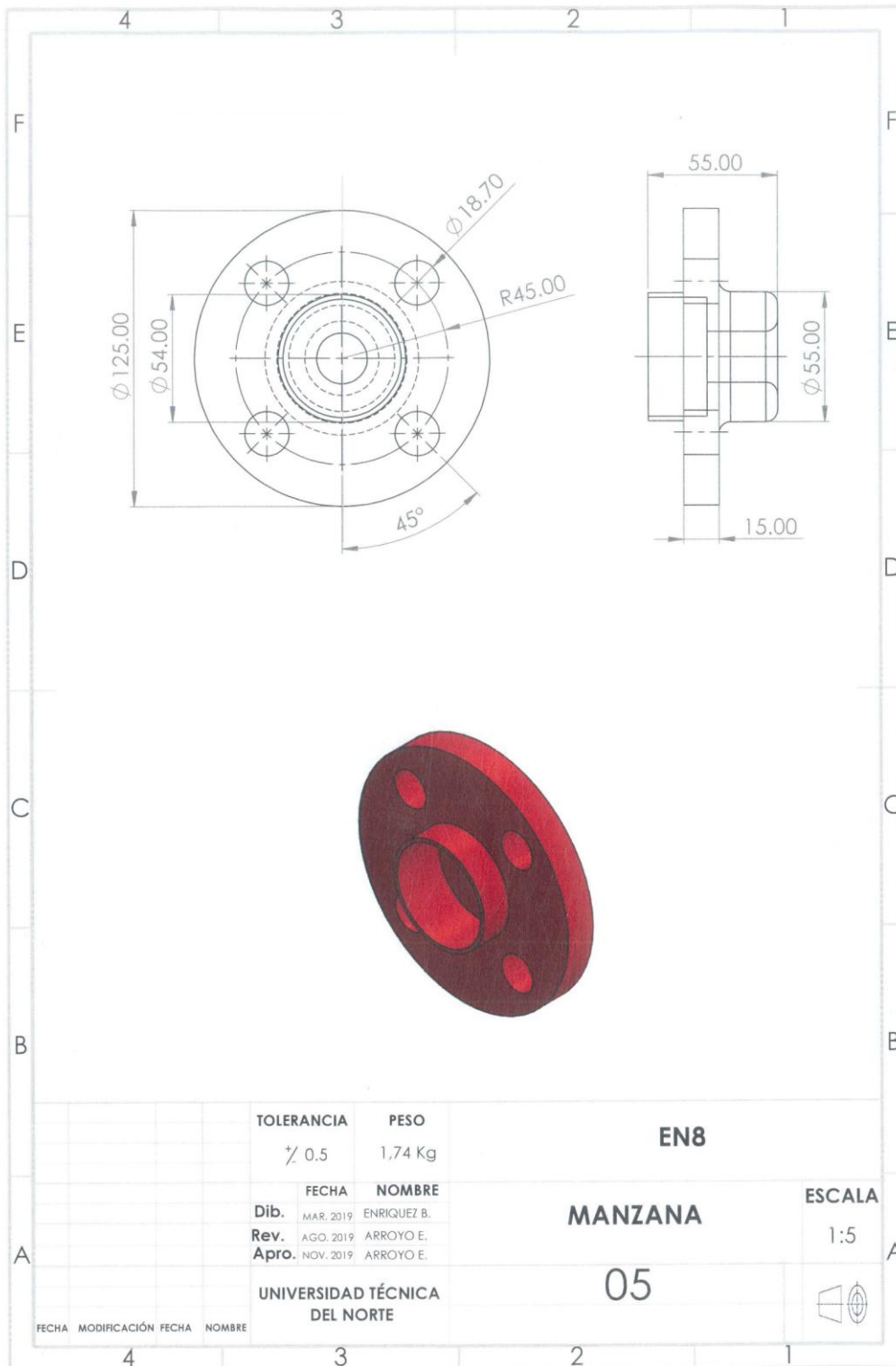
ESCALA
1:5

04

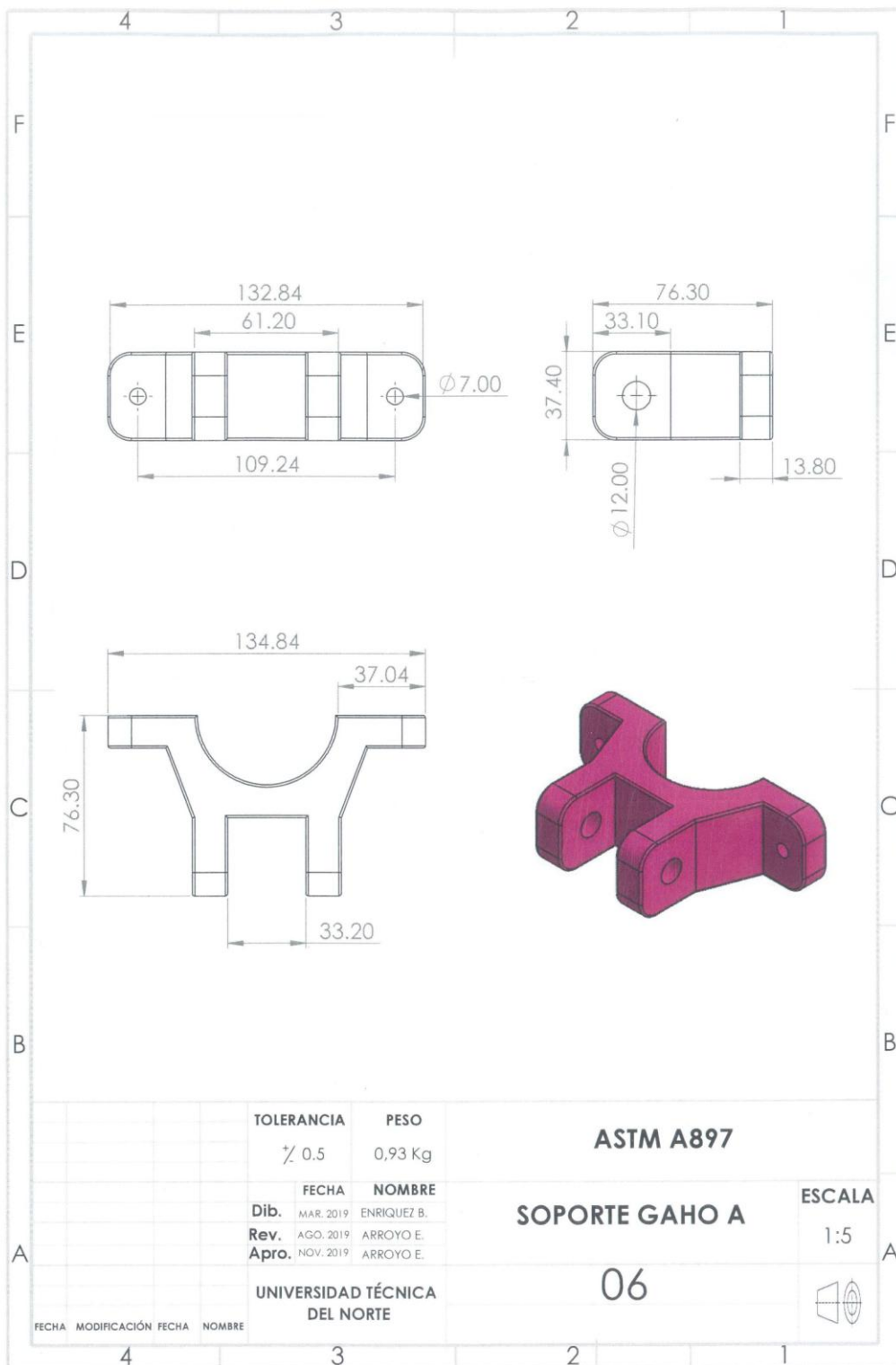
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE



FECHA MODIFICACIÓN FECHA NOMBRE



			TOLERANCIA	PESO		
			± 0.5	1,74 Kg		EN8
			FECHA	NOMBRE		ESCALA
			Dib. MAR. 2019	ENRIQUEZ B.		1:5
			Rev. AGO. 2019	ARROYO E.		
			Apr. NOV. 2019	ARROYO E.		
			UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE			
					05	
			FECHA	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE
			4		3	



TOLERANCIA ± 0.5 PESO 0,93 Kg

ASTM A897

	FECHA	NOMBRE
Dib.	MAR. 2019	ENRIQUEZ B.
Rev.	AGO. 2019	ARROYO E.
Apro.	NOV. 2019	ARROYO E.

SOPORTE GAHO A

ESCALA 1:5

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

06



FECHA	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE