



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS PARA VEHÍCULO TIPO FORMULA SAE

AUTORES: EDISON GUASCAL, LUIS QUIROZ

DIRECTOR: ING. FÉLIX, MANJARRÉS

CODIRECTOR: ING. OSCAR, ARTEAGA



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA



- Competencia Formula Student
- Cada año las competencias se vuelve más exigentes
- Desarrollo del chasis de un vehículo tipo Formula SAE optimizando el desempeño
- Investigación complementaria a las experiencias de los años 2011 y 2012
- Referencia para los futuros diseñadores de chasis.



JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA



El proyecto de investigación involucra a los sistemas de suspensión, dirección, bastidor y frenos del vehículo tipo Formula SAE, sistemas sobre los cuales debe existir un análisis minucioso debido a que de estos depende el comportamiento dinámico del vehículo en pista, y así presentar un alto grado de competitividad a nivel internacional.

El desarrollo de este prototipo es de gran importancia ya que esta competencia abarca conocimientos tecnológicos de alto nivel, donde se involucra a la universidad en nuevos procesos de diseño y manufactura permitiendo alcanzar una visión global de tener una Universidad pionera en la enseñanza de ingeniería automotriz del país.



OBJETIVO GENERAL:

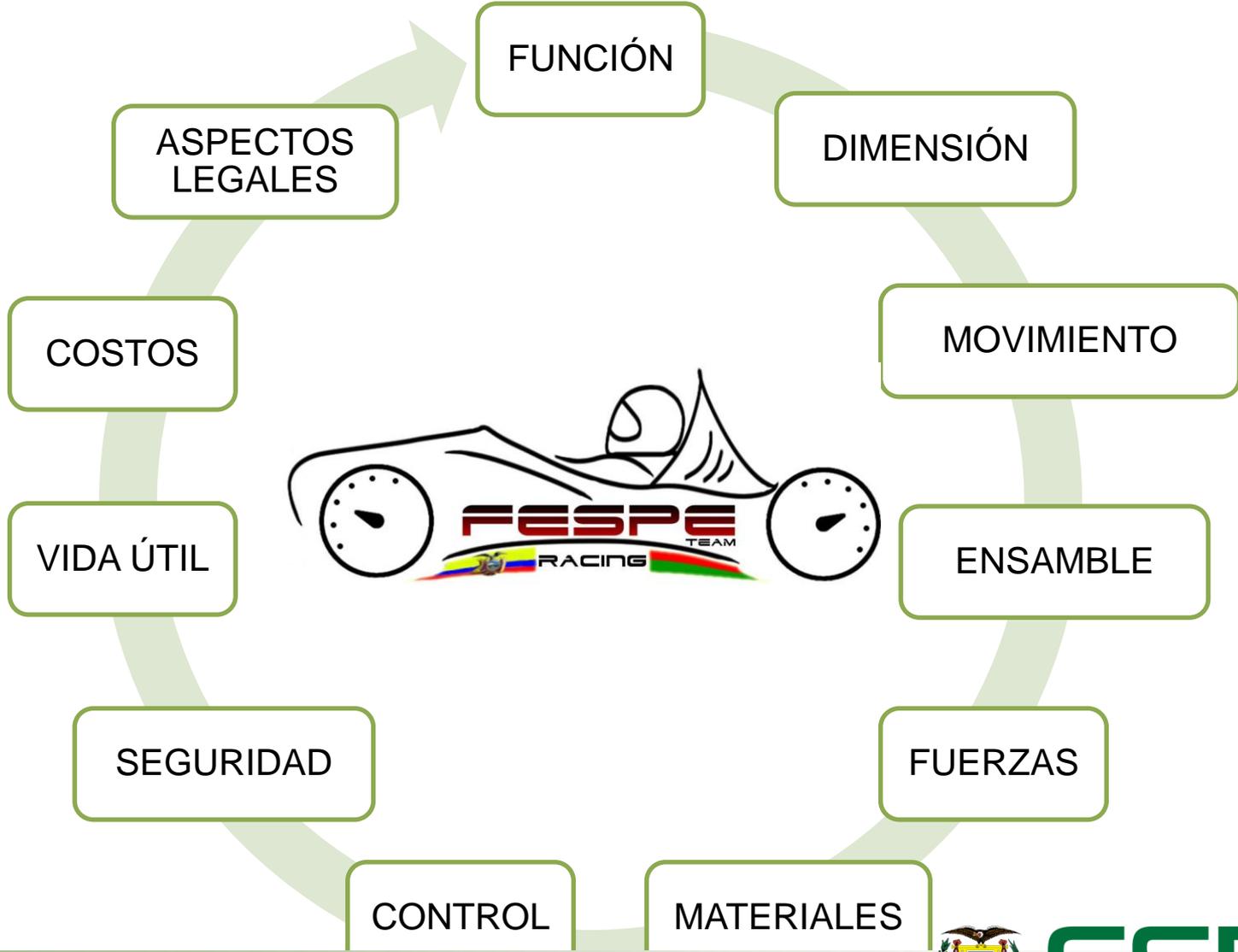
- Diseñar y construir un chasis para un vehículo tipo Formula SAE.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

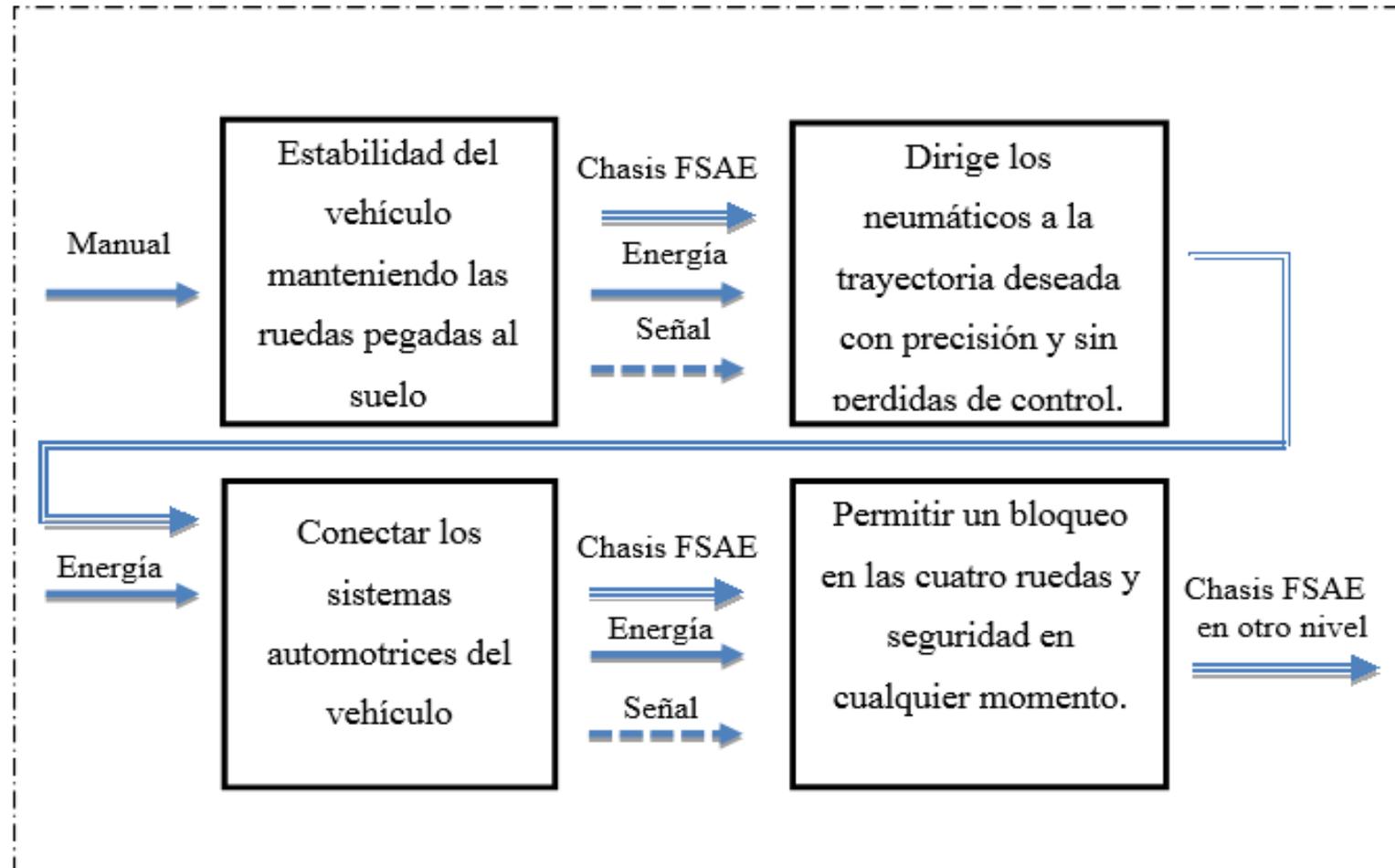
- Diseñar un bastidor resistente, seguro y ergonómico para el vehículo de Formula SAE.
- Desarrollar los sistemas de suspensión, dirección y frenado para garantizar el desempeño dinámico del vehículo.
- Analizar y optimizar la geometría del sistema de suspensión y dirección para obtener movimientos síncronos entre los dos sistemas.
- Dimensionar el peso del chasis y localizar el centro de gravedad para calibrar el vehículo de acuerdo a cada prueba.
- Estipular materiales idóneos para la construcción de los componentes, lo que permitirá que el vehículo mantenga su integridad en competición.



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS



DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL



SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS



Factores de selección	FP	Pull Rod	Push Rod	Monoshock
Espacio disponible	0.30	X	-	-
Seguridad	0.25	X	X	X
Centro de gravedad	0.20	X	-	-
Fácil de instalar	0.15	-	X	-
Costo	0.10	X	-	-
	Σ	0.85	0.40	0.25

Factores de selección	FP	Pull Rod	Push Rod	Monoshock
Espacio disponible	0.30	-	X	-
Seguridad	0.25	X	X	X
Centro de gravedad	0.20	X	-	-
Fácil de instalar	0.15	-	X	-
Costo	0.10	X	-	-
	Σ	0.60	0.70	0.25



SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS



Factores de selección	FP	Piñón cremallera	Asistida eléctrica	Mecanismos
Precisión	0.30	X	-	-
Seguridad	0.25	X	X	X
Ergonómico	0.20	-	X	-
Fácil de instalar	0.15	X	-	-
Costo	0.10	X	-	X
	Σ	0.80	0.55	0.35



SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS



Factores de selección	FP	Tubular	Hibrido	Monocasco
Ergonomía	0.30	X	X	X
Fiabilidad	0.25	X	-	-
Seguridad	0.20	X	X	X
Bajo peso	0.15	-	X	X
Costo reducido	0.10	X	-	-
	Σ	0.85	0.65	0.65

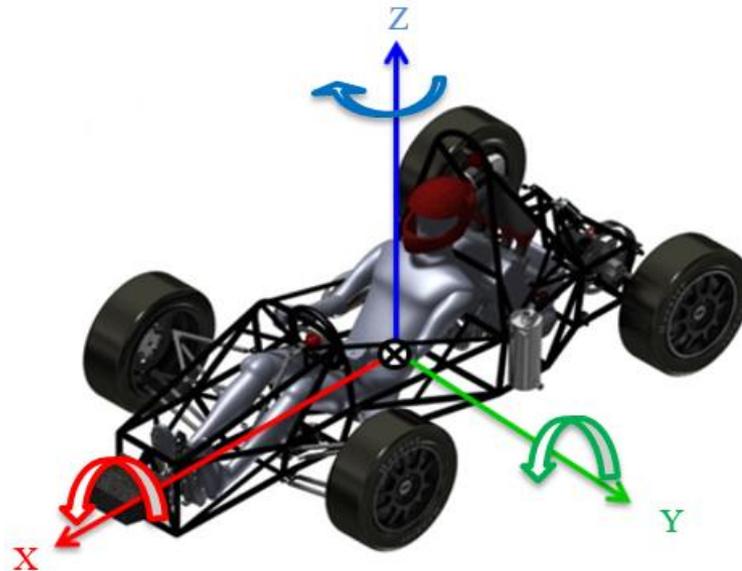
SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS



Factores de selección	FP	Discos	Tambor
Seguridad	0.30	X	X
Eficiente	0.25	X	-
Fiabilidad	0.20	X	X
Bajo peso	0.15	X	-
Costo reducido	0.10	-	X
	Σ	0.90	0.60

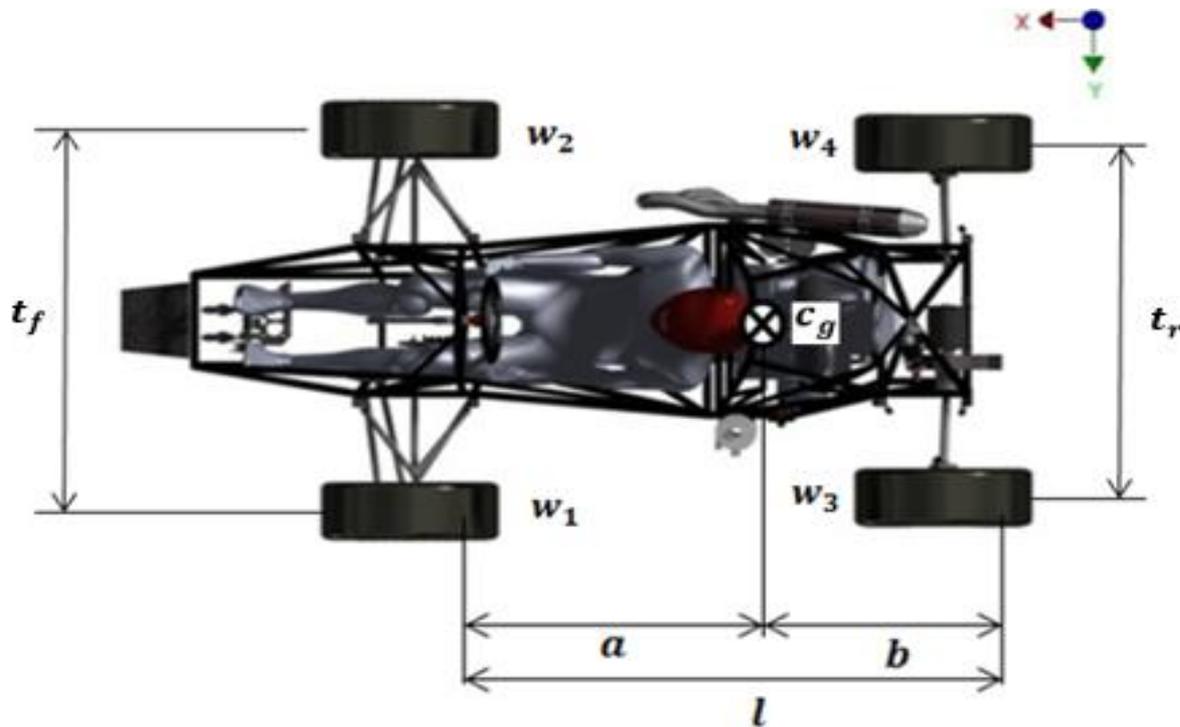


ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL VEHÍCULO



DISTRIBUCIÓN DE PESOS

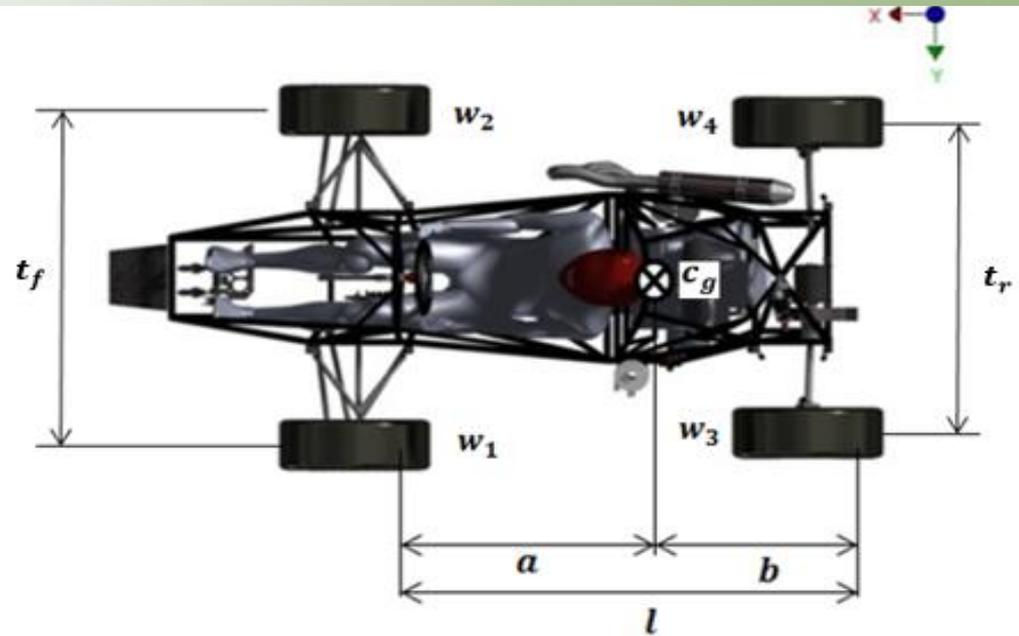
Distancia entre ejes	1600 mm
Distancia de vía delantera	1240 mm
Distancia de vía posterior	1220 mm



$$b = \frac{w_f \cdot l}{w}$$

$$b = 768 \text{ mm}$$

$$a = 832 \text{ mm}$$



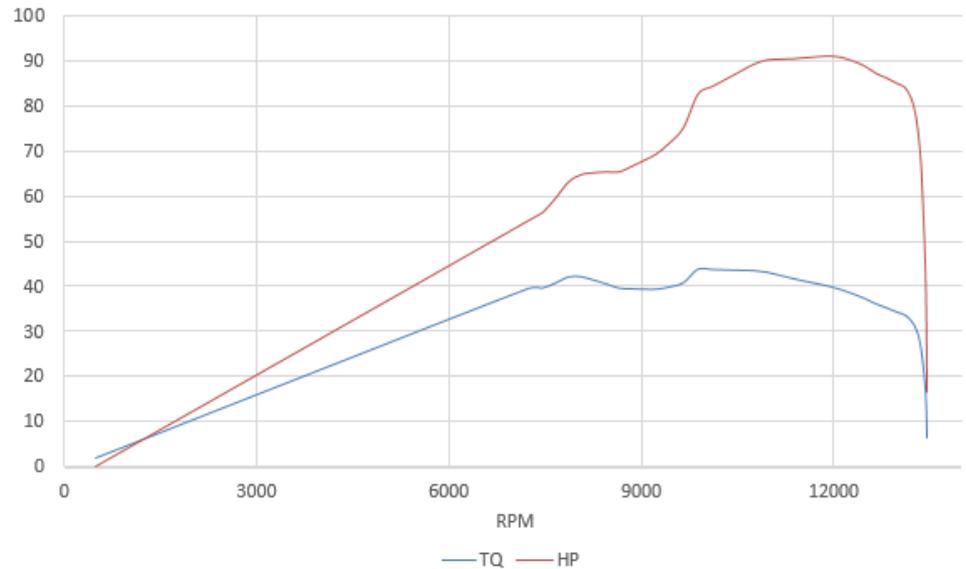
Peso eje delantero	Peso eje posterior
48%	52%
144	156
Carga estática en cada rueda	
Rueda delantera izquierda	72
Rueda delantera derecha	72
Rueda posterior izquierda	78
Rueda posterior derecha	78



ACELERACIÓN LONGITUDINAL

$$v = \frac{d}{t}$$

$$v = 18.75 \frac{m}{s}$$



Curvas característica del motor honda CBR-600

Torque	Potencia	Revoluciones
57.68 Nm	80hp	9880 rpm

$$a_x = \frac{F_x}{M}$$

$$F_x = \frac{P_{ow}}{v}$$



$$a_x = \frac{1}{M} \cdot \frac{P_{ow}}{v}$$

$$a_x = 1.08 \text{ gs}$$



DESACELERACIÓN LONGITUDINAL

$$a_x = \frac{\Delta W_x}{\frac{h}{l} \cdot W}$$

$$a_x = 1.5 \text{ gs}$$

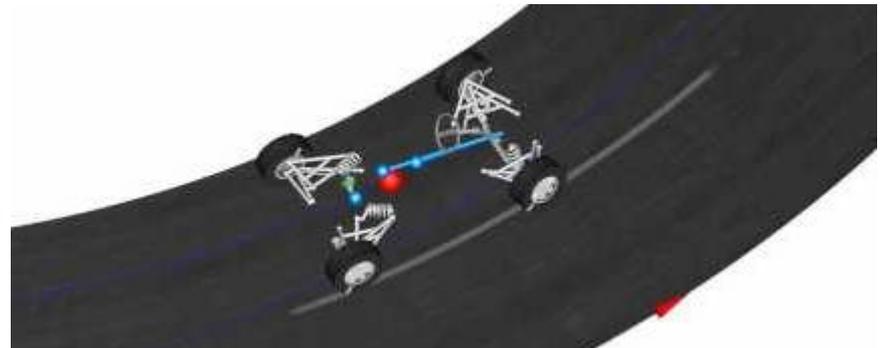
ACELERACIÓN LATERAL

- Giro constante de 7.5 m
- Velocidad promedio 40 km/h

$$a_y = \frac{v^2}{R}$$

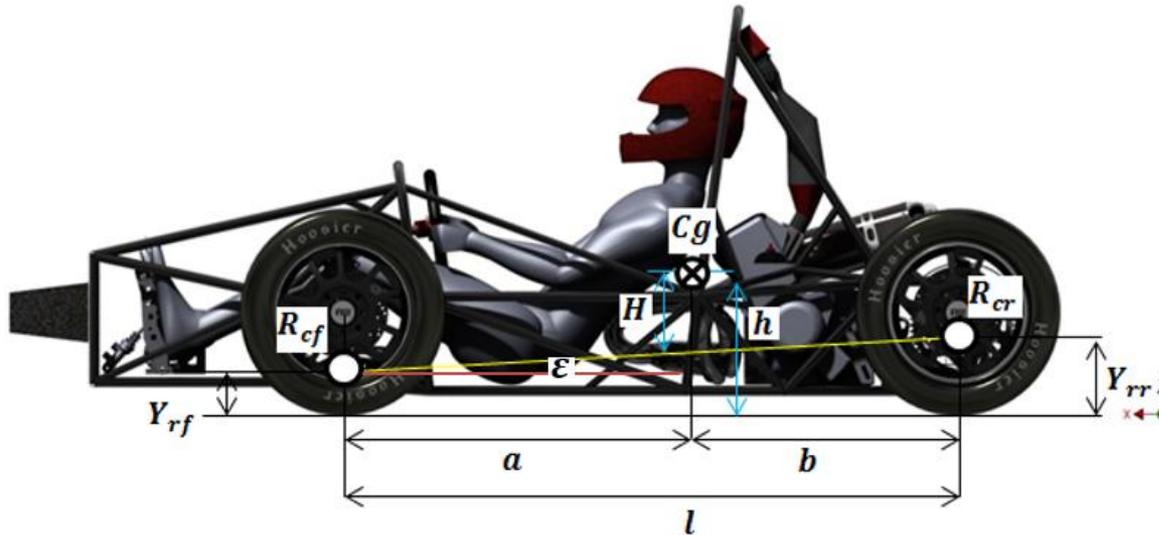
$$a_y = 16.46 \frac{m}{s^2}$$

$$a_y = 1.67 \text{ gs}$$



DETERMINACIÓN DE CARGAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

MOMENTO Y RÍGIDEZ DE BALANCEO



- Y_{rf} : Distancia desde el suelo al centro de rodadura frontal.
- Y_{rr} : Distancia desde el suelo al centro de rodadura posterior.
- h : Distancia desde el suelo al centro de gravedad.
- H : Distancia entre el centro de gravedad y el eje de rodadura.
- ε : Ángulo entre el eje longitudinal y el eje de balanceo.

$$H = h - \left(Y_{rf} + \frac{a}{l} (Y_{rr} - Y_{rf}) \right)$$

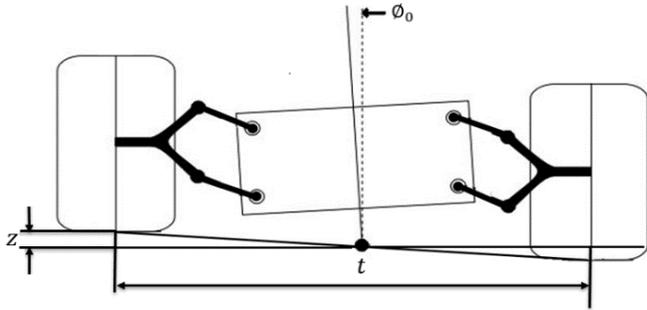
$$H = 0.293 \text{ m}$$

$$\tan \varepsilon = \frac{18\text{mm}}{1600\text{mm}}$$

$$= 0.01125$$



MOMENTO DE BALANCEO IDEAL



Ángulo de balanceo real

$$\phi_0 = \tan^{-1} \frac{z}{t/2} \quad \phi_0 = 2.8^\circ$$

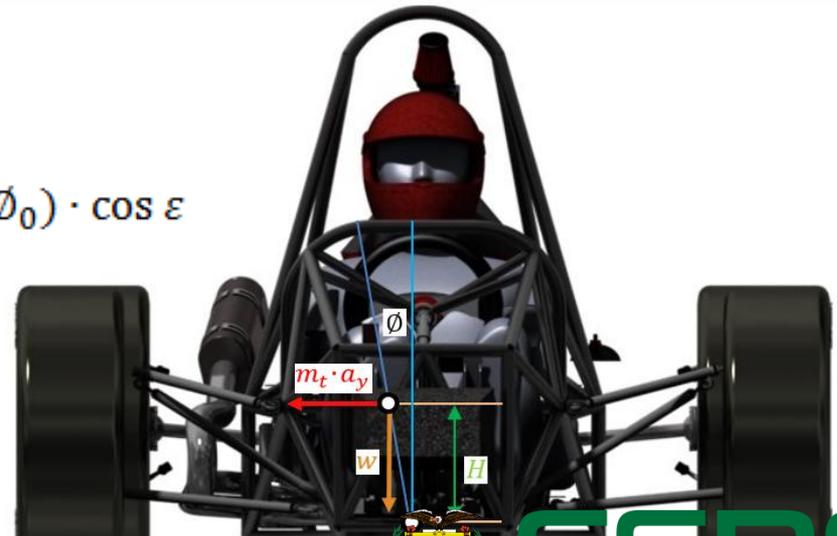
$$M_{\phi_0} = (w \cdot H \cdot \sin \phi_0 + m_t \cdot a_y \cdot H \cdot \cos \phi_0) \cdot \cos \varepsilon$$

$$M_{\phi_0} = 1487.13 \text{ Nm}$$

MOMENTO DE BALANCEO DESEADO

$$M_\phi = (w \cdot H \cdot \sin \phi_0 + m_t \cdot a_y \cdot H \cdot \cos \phi_0) \cdot \cos \varepsilon$$

$$M_\phi = 1454.21 \text{ Nm}$$

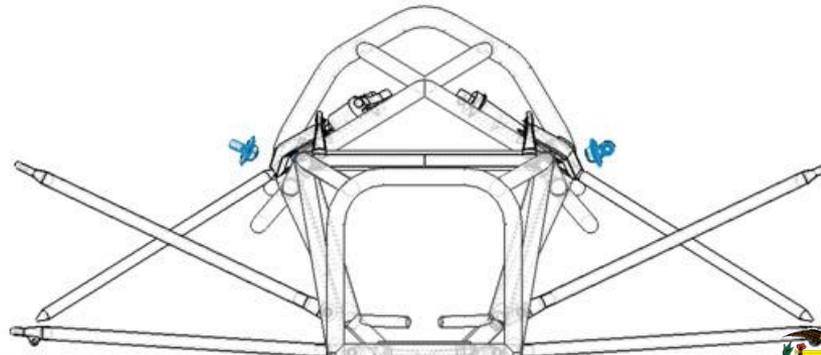
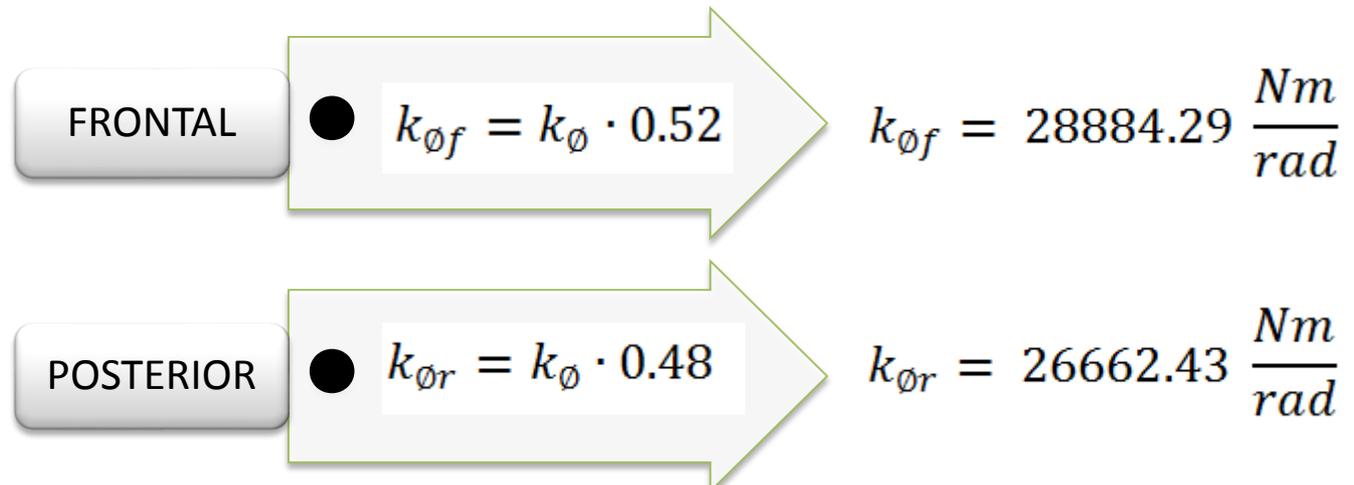


RIGIDEZ TOTAL

$$M_{\phi} = (k_{\phi f} + k_{\phi r}) \cdot \phi$$

$$k_{\phi} = 55549.73 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

$$M_{\phi} = k_{\phi} \cdot \phi$$



TRANSFERENCIAS DE MASA

TRANSFERENCIA LATERAL

a. EJE FRONTAL

$$\Delta m_r = a_y \cdot \frac{m}{t_r} \cdot \left(\frac{H \cdot k_{\phi r}}{k_{\phi}} + \frac{a}{l} \cdot Y_{rf} \right)$$

$$\Delta m_r = 65.21 \text{ kg}$$

b. EJE POSTERIOR

$$\Delta m_r = a_y \cdot \frac{m}{t_r} \cdot \left(\frac{H \cdot k_{\phi r}}{k_{\phi}} + \frac{a}{l} \cdot Y_{rf} \right)$$

$$\Delta m_r = 65.21 \text{ kg}$$

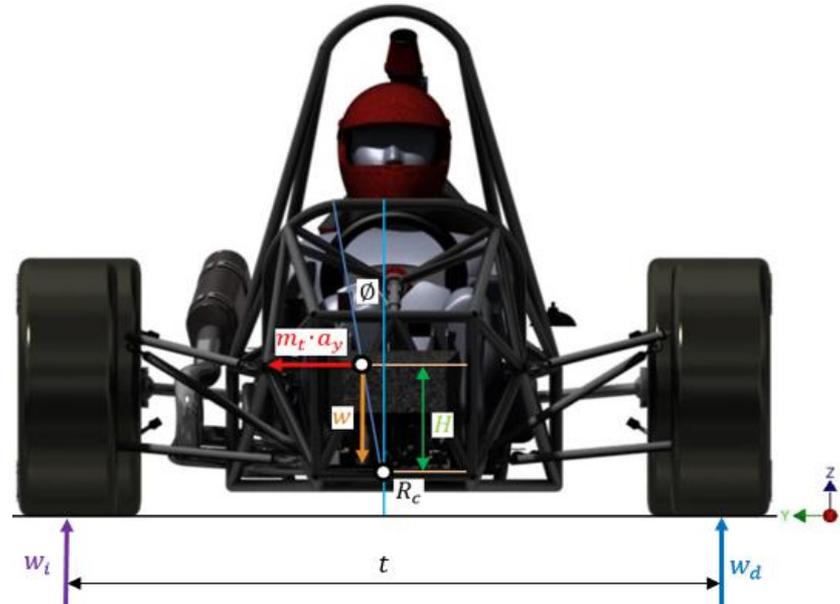


Diagrama de transferencia de masa lateral

TRANSFERENCIA LONGITUDINAL

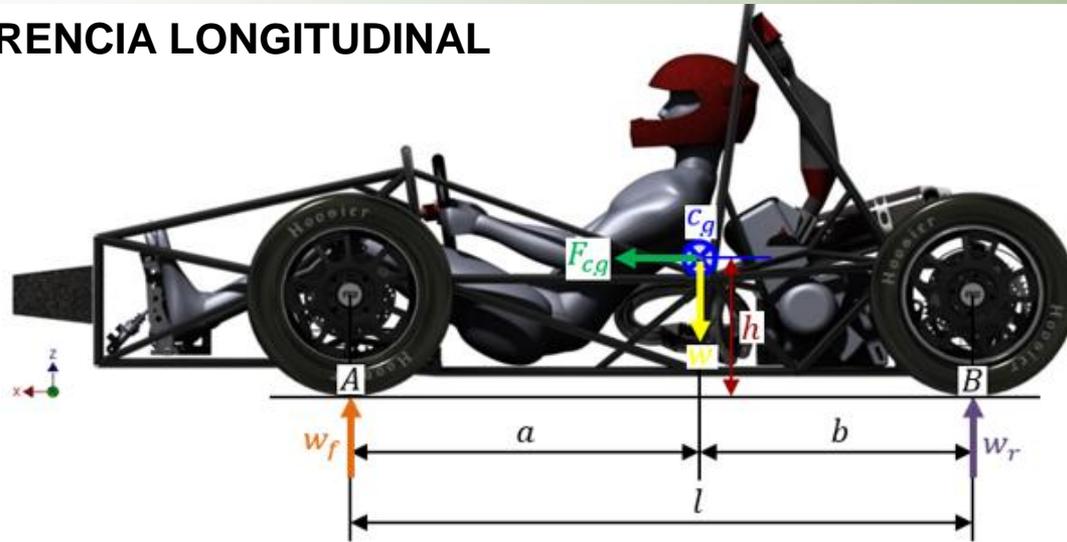


Diagrama de transferencia de masa longitudinal

a. ACELERACIÓN

$$\sum M_A = 0$$

$$w \cdot a + F_{cg} \cdot h - w_r \cdot l = 0$$

$$m_{rt} = \frac{m_t \cdot a}{l} + \frac{m_t \cdot a_x \cdot h}{g \cdot l}$$

$$m_{rt} = 220.83 \text{ kg}$$

b. FRENADO

$$\sum M_B = 0$$

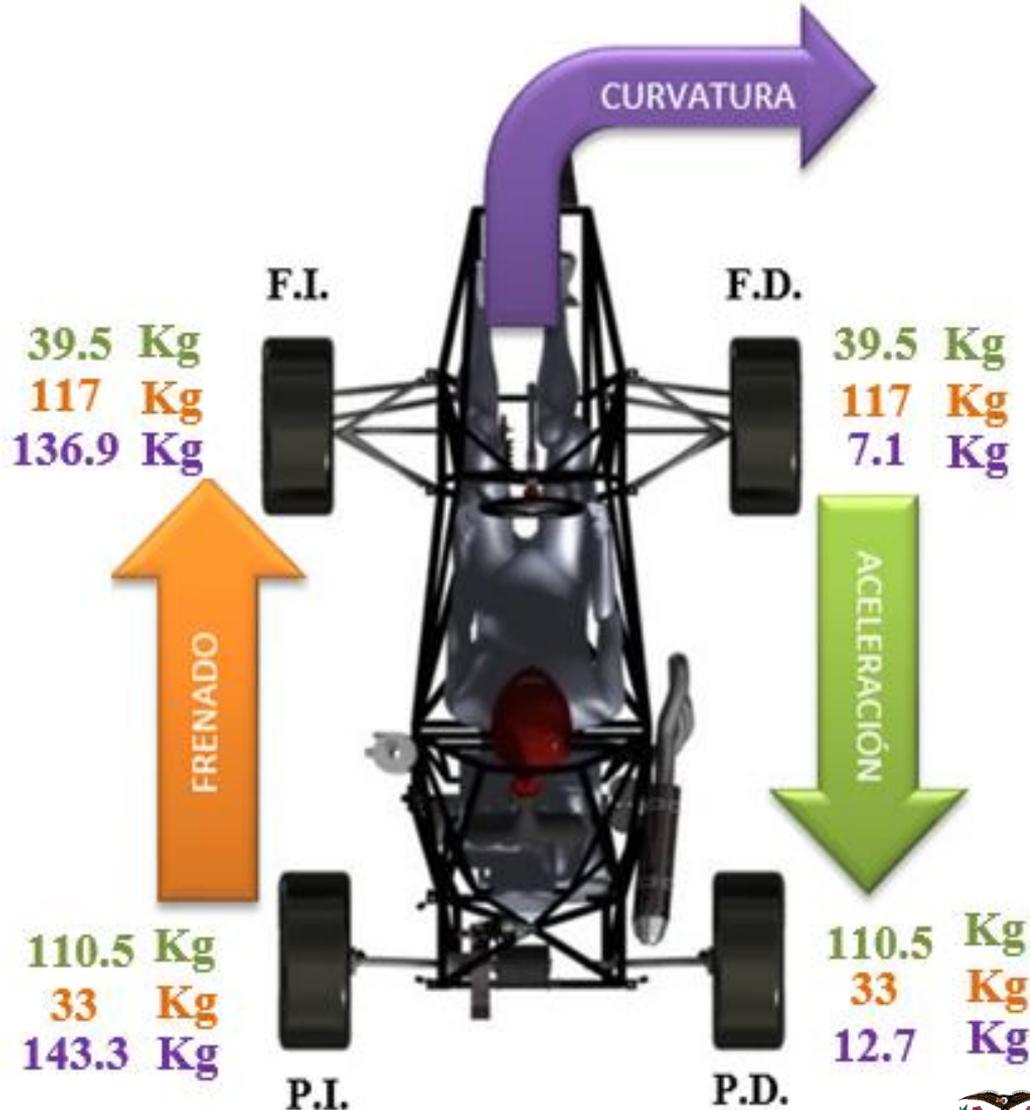
$$w_f \cdot l - w \cdot b - F_{cg} \cdot h = 0$$

$$m_{ft} = \frac{m_t \cdot b}{l} + \frac{m_t \cdot a_x \cdot h}{g \cdot l}$$

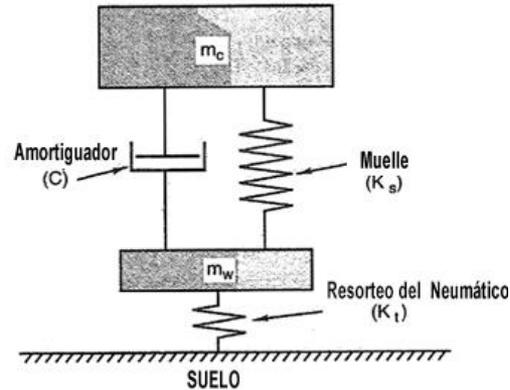
$$m_{ft} = 233.96 \text{ kg}$$



CARGA SOBRE CADA RUEDA



RÍGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN



Configuración de la rigidez del sistema de suspensión

RÍGIDEZ DEL NEUMÁTICO

TAMAÑO DEL NEUMÁTICO: 20 X 7.5 - 13 COMPUESTO = R25B ANCHO DEL ARO = 8" PRECARGA = 0		
PRESION DE AIRE	CARGA ACTUAL (N)	TASA DE RESORTEO (N/m)
AIRE = 18 PSI	890	180456
	1334	215035
	1779	223017
 Hoosier RACING TIRE "TIRES DESIGNED FOR CHAMPIONS"		

$$K_{Tf} = K_{T0} + \frac{K_{T1} - K_{T0}}{w_1 - w_0} (w_f - w_0)$$

$$K_{Tf} = 216445.57 \frac{N}{m}$$

$$K_{Tr} = K_{T0} + \frac{K_{T1} - K_{T0}}{w_1 - w_0} (w_r - w_0)$$

$$K_{Tr} = 218557.12 \frac{N}{m}$$



RIGIDEZ EN LA CONDUCCION

a. FRONTAL

$$k_{rf} = \frac{2 \cdot k_{\phi f}}{t_f^2} \quad k_{rf} = 37570.61 \frac{N}{m}$$

b. POSTERIOR

$$k_{rr} = \frac{2 \cdot k_{\phi r}}{t_r^2} \quad k_{rr} = 35826.96 \frac{N}{m}$$

RÍGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN FRONTAL

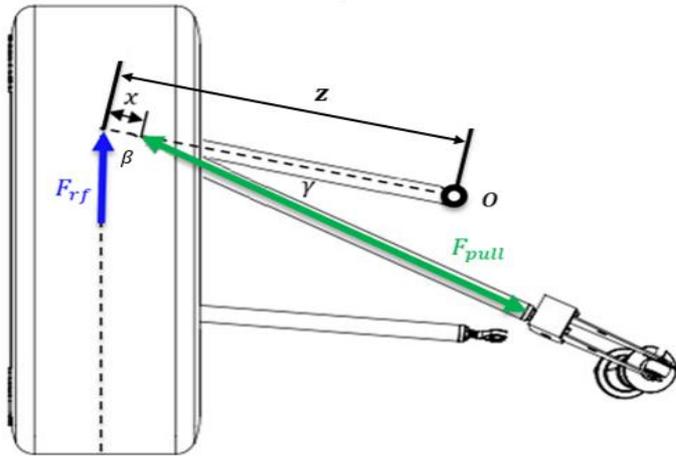
$$K_{wf} = \frac{K_{Tf} \cdot K_{rf}}{K_{Tf} - K_{rf}} \quad K_{wf} = 45461.88 \frac{N}{m}$$

RÍGIDEZ DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR

$$K_{wr} = \frac{K_{Tr} \cdot K_{rr}}{K_{Tr} - K_{rr}} \quad K_{wr} = 42851.36 \frac{N}{m}$$



RÍGIDEZ DEL MUELLE FRONTAL



$$\sum M_O = 0$$

$$F_{rf} \cdot \sin \beta \cdot z - F_{pull} \cdot \sin \beta \cdot (z - x) = 0$$

$$F_{pull} = \frac{F_{rf} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \gamma \cdot (z - x)}$$

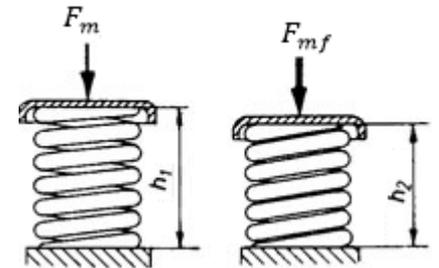
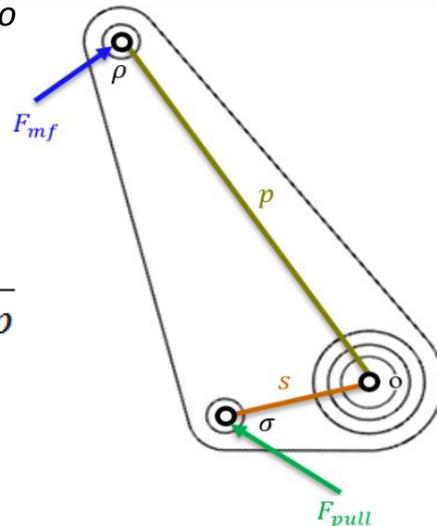
$$F_{pull} = 5929.31 \text{ N}$$

Diagrama de cuerpo libre para el sistema de suspensión delantero

$$\sum M_O = 0$$

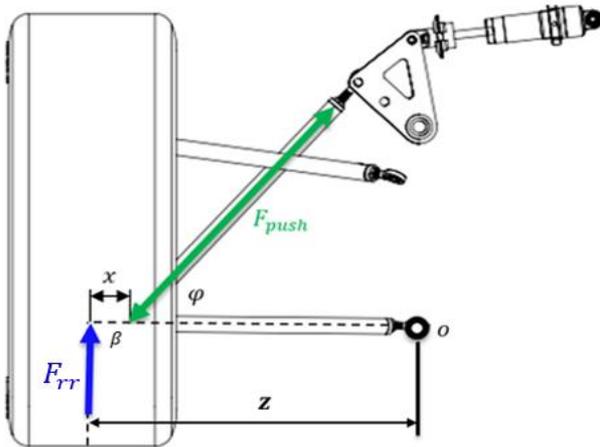
$$F_{mf} = \frac{F_{pull} \cdot \sin \sigma \cdot s}{\sin(180^\circ - \rho) \cdot p}$$

$$F_{mf} = 1928.77 \text{ N}$$



$$K_{sf} = \frac{F_{mf}}{h_1 - h_2}$$

RÍGIDEZ DEL MUELLE POSTERIOR



$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{rr} \cdot \sin \beta \cdot z - F_{push} \cdot \sin \varphi \cdot (z - x) = 0$$

$$F_{push} = \frac{F_{rr} \cdot \sin \beta \cdot z}{\sin \varphi \cdot (z - x)}$$

$$F_{push} = 1847.11 \text{ N}$$

Diagrama de cuerpo libre para el sistema de suspensión posterior

$$\sum M_0 = 0$$

$$F_{mr} = \frac{F_{push} \cdot \sin \tau \cdot s}{\sin(180^\circ - \omega) \cdot p}$$

$$F_{mr} = 1579 \text{ N}$$

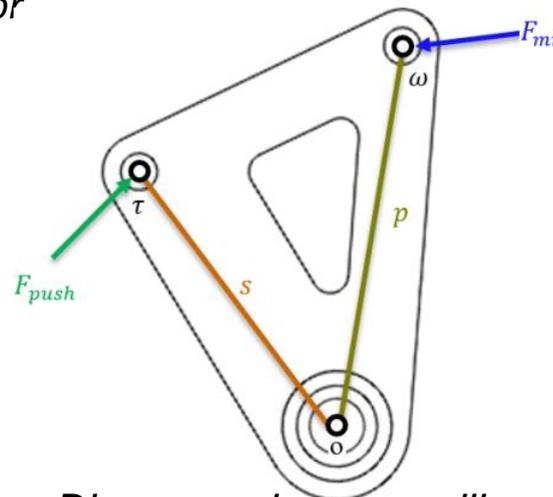
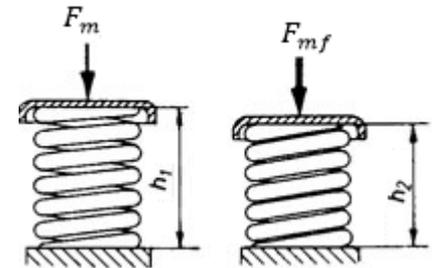


Diagrama de cuerpo libre de la bieleta posterior



$$K_{sr} = \frac{F_{mr}}{h_1 - h_2}$$

$$K_{sr} = 31580.14 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$



FRECUENCIA DE LA MASA SUSPENDIDA

FRONTAL

$$f_{msf} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wf} \cdot K_{Tf} / K_{wf} + K_{Tf}}{m_{sf}}}$$

$$f_{msf} = 2.88 \text{ Hz}$$

POSTERIOR

$$f_{msr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wr} \cdot K_{Tr} / K_{wr} + K_{Tr}}{m_{sr}}}$$

$$f_{msr} = 2.68 \text{ Hz}$$

FRECUENCIA DE LA MASA NO SUSPENDIDA

FRONTAL

$$f_{musf} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wf} + K_{Tf}}{m_{usf}}}$$

$$f_{musf} = 14.47 \text{ Hz}$$

POSTERIOR

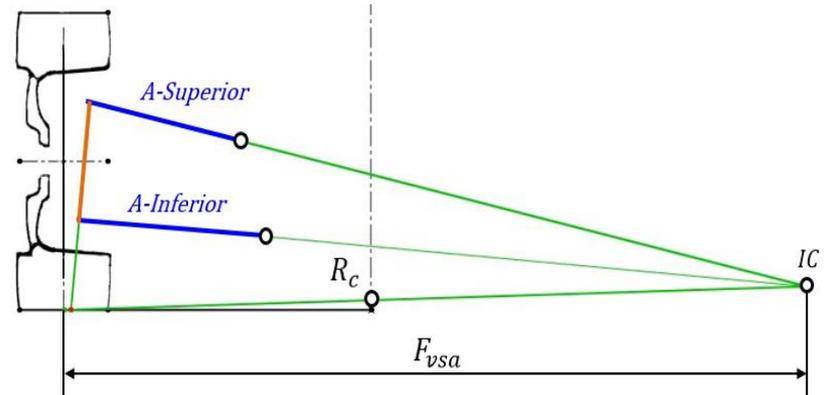
$$f_{musr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{wr} + K_{Tr}}{m_{usr}}}$$

$$f_{musr} = 14.85 \text{ Hz}$$



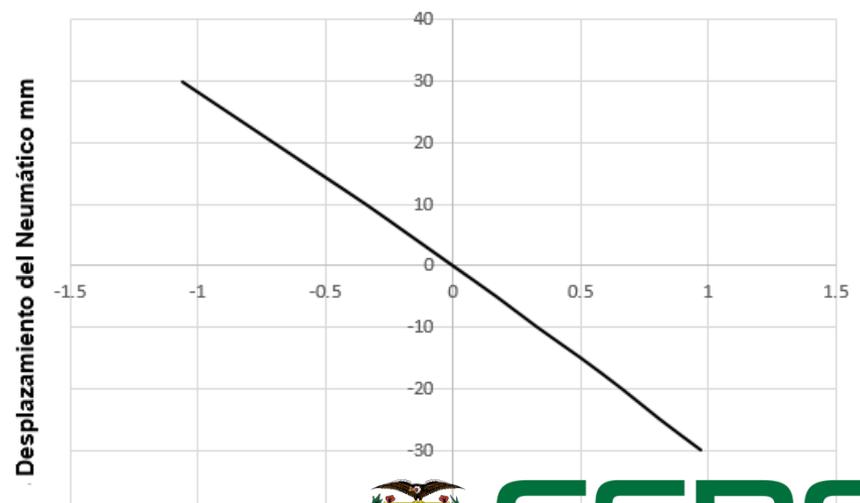
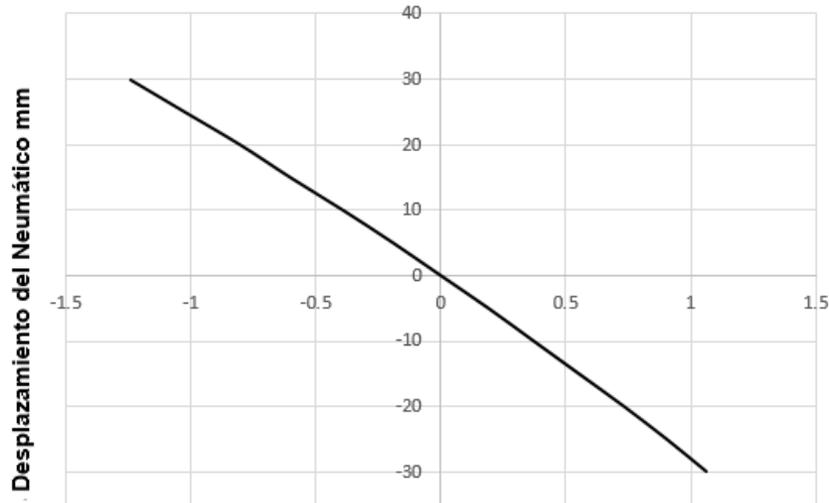
COEFICIENTE DE VARIACIÓN DE CAÍDA EN BOTE

Proyección de brazos de suspensión al centro instantáneo



a. FRONTAL $Ccb_{vf} = \tan^{-1} \frac{1}{F_{vsaf}}$
 $Ccb_{vf} = 0.038$

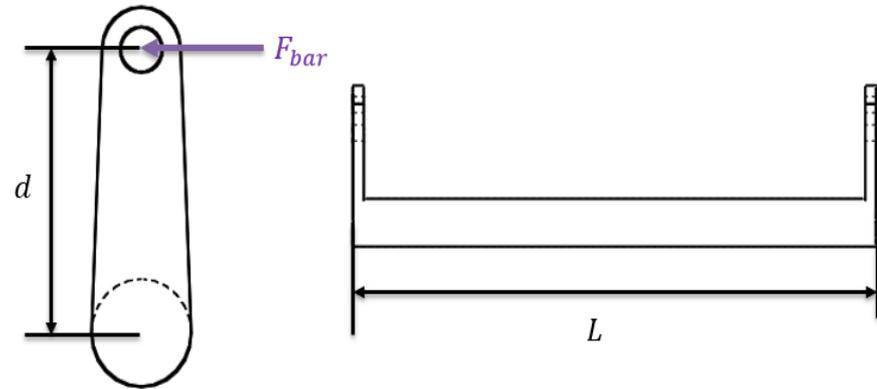
b. POSTERIOR $Ccb_{vr} = \tan^{-1} \frac{1}{F_{vsar}}$
 $Ccb_{vr} = 0.033$



MOMENTO Y RÍGIDEZ DE LA BARRA ESTABILIZADORA

$$M_{bar} = M_{\phi o} - M_{\phi}$$

$$M_{bar} = 32.92 \text{ Nm}$$



FRONTAL

$$F_{barf} = \frac{M_{barf}}{d_f}$$

$$F_{barf} = 342.36 \text{ N}$$

POSTERIOR

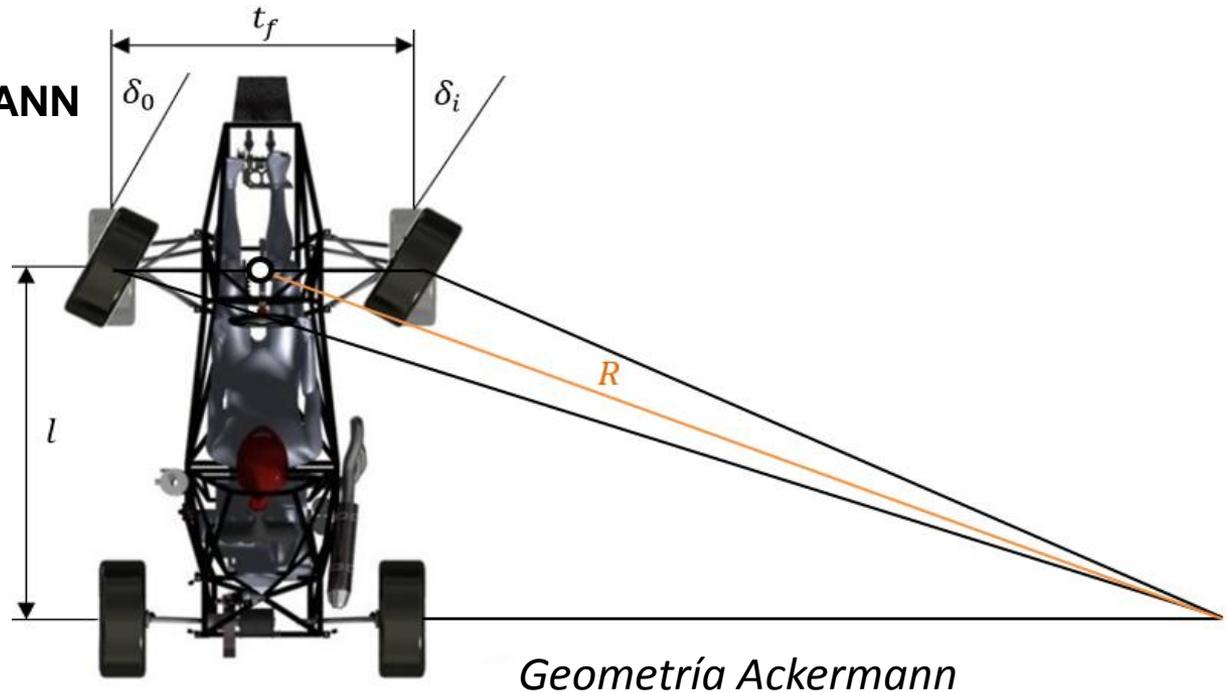
$$F_{barr} = \frac{M_{barr}}{d_r}$$

$$F_{barr} = 316.032 \text{ N}$$



ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

ÁNGULO ACKERMANN



$$\delta_0 = \frac{l}{R + \frac{t_f}{2}}$$

$$\delta_0 = 22.84^\circ$$

$$\delta_i = \frac{l}{R - \frac{t_f}{2}}$$

$$\delta_i = 32.87^\circ$$

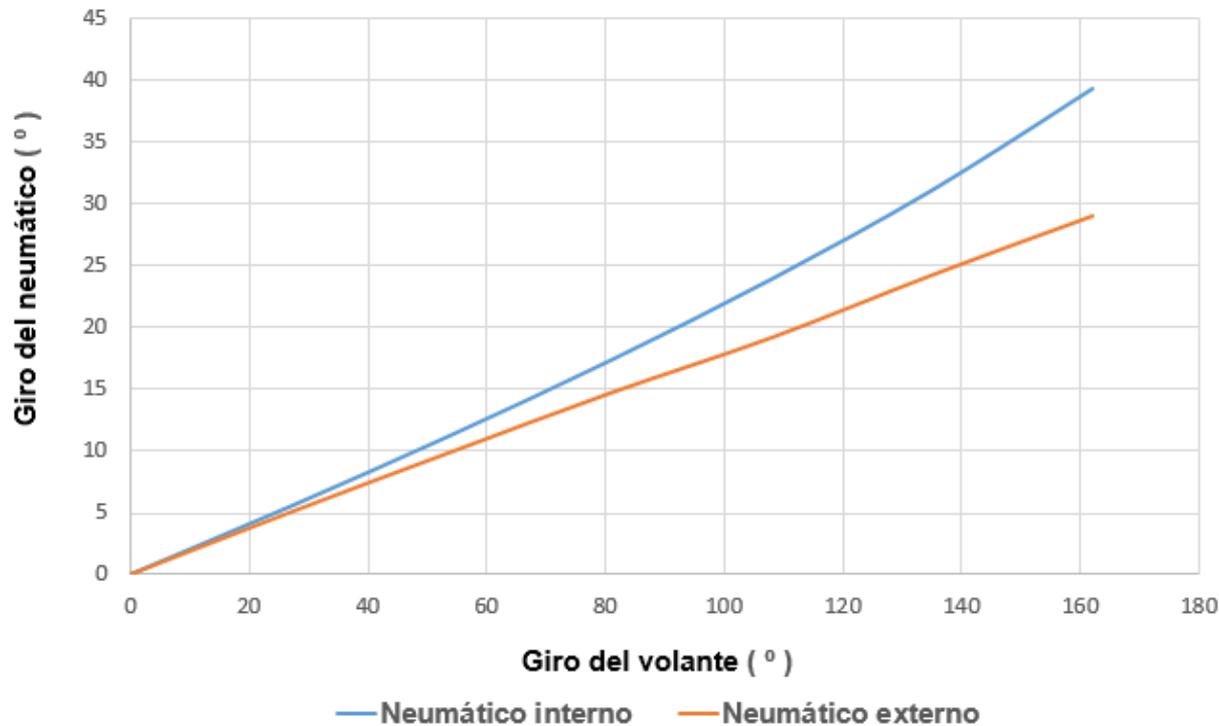


$$A_{kc} = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\frac{l}{\tan \delta_0} - t_f} \right)$$

$$\%A_{kc} = \frac{\delta_i}{A_{kc}} \cdot 100\%$$

$$A_{kc} = 31.84^\circ$$

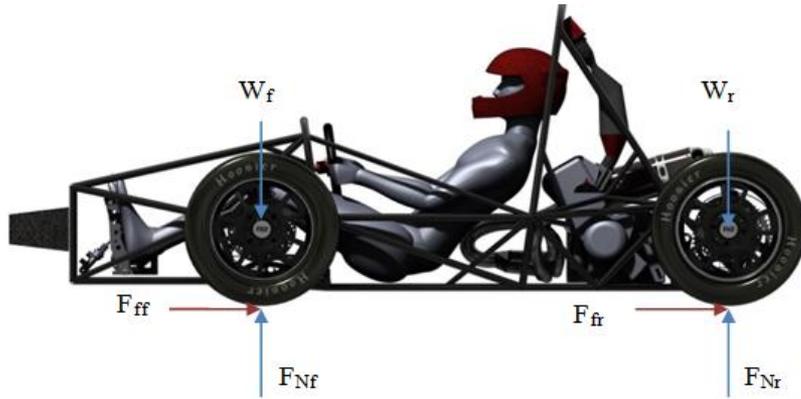
$$\%A_{kc} = 103.23\%$$



Relación entre el giro del volante y el giro de los neumáticos



DETERMINACIÓN DE LOS MOMENTOS PRODUCIDOS AL FRENAR



Datos	Símbolo	Valor
Carga rueda delantera	1	117 kg
Carga rueda posterior		33 kg
Coefficiente de fricción neumático - asfalto		1.5
Diámetro del neumático		0.52 m
Gravedad		9.81 m/s ²

TORQUE DE FRENADO RUEDA DELANTERA

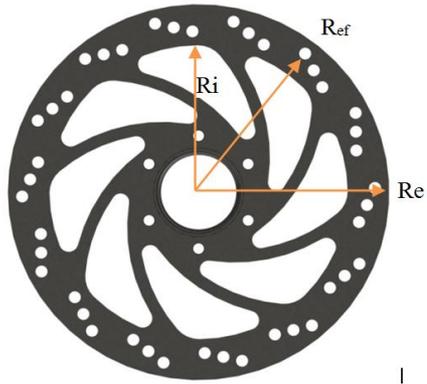
—

TORQUE DE FRENADO RUEDA POSTERIOR

—



DISCOS DE FRENO



$R_e = 110 \text{ mm}$
 $R_i = 75 \text{ mm}$

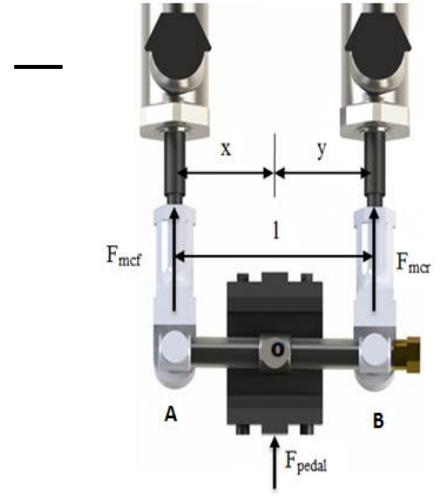
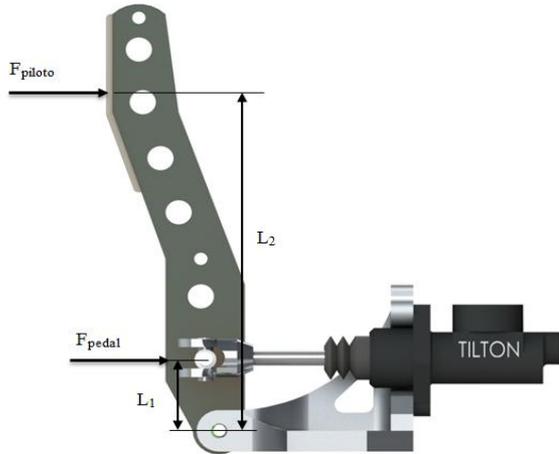
CILINDROS MAESTROS

PRESIÓN NECESARIA EN EL CIRCUITO			
FUERZA TANGENCIAL DEL SISTEMA			
FUERZA HIDRÁULICA DE LA MORDAZA			



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

FUERZA DE INGRESO EN CADA MORDAZA



DIÁMETROS NECESARIOS PAR EL CILINDRO MAESTRO DELANTERO

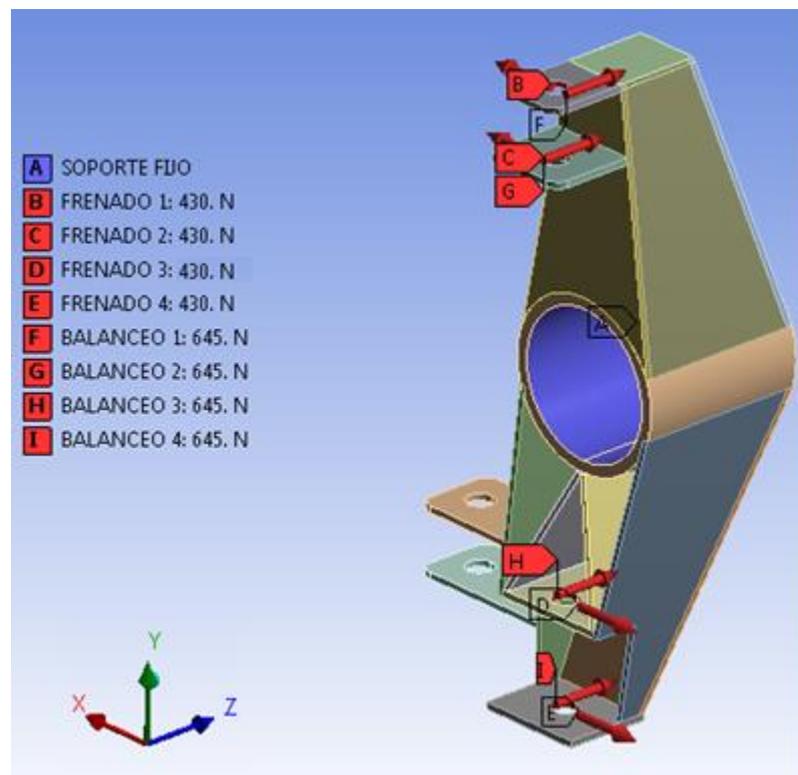
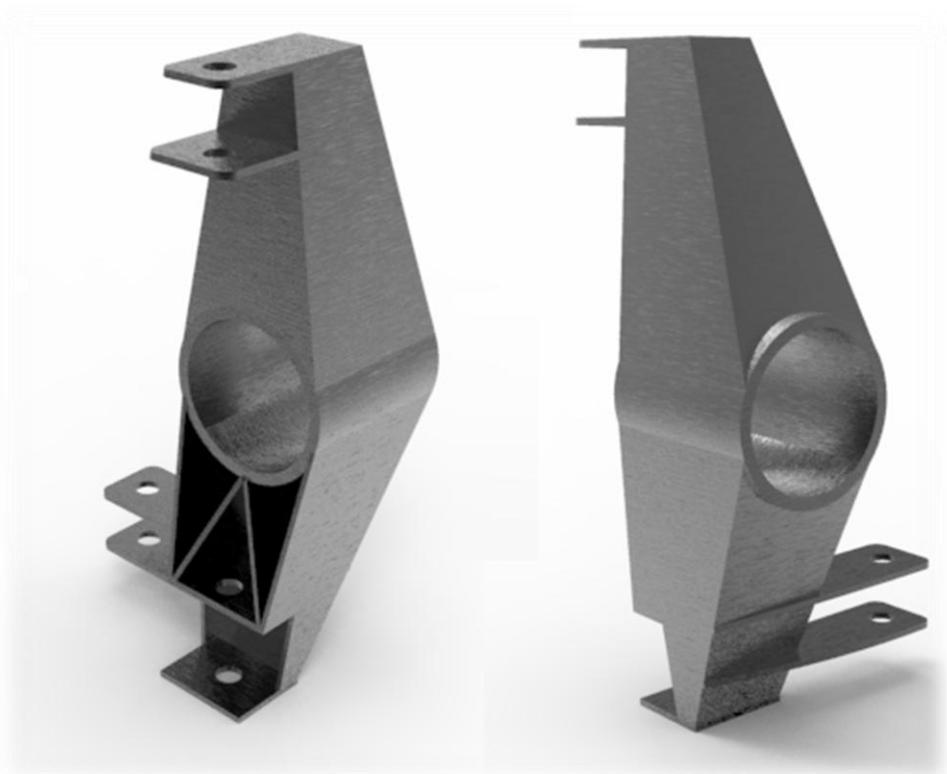
—

DIÁMETROS NECESARIO PAR EL CILINDRO MAESTRO POSTERIOR

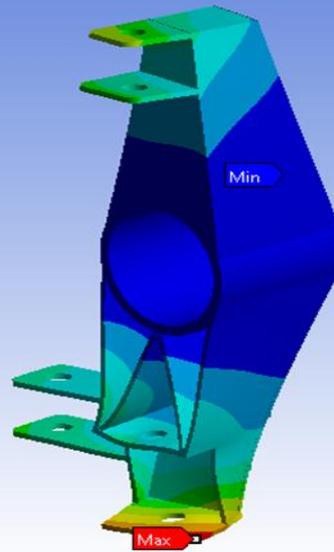
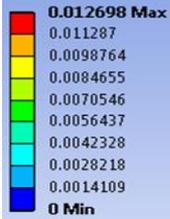
$$\sqrt{\frac{F}{A}}$$



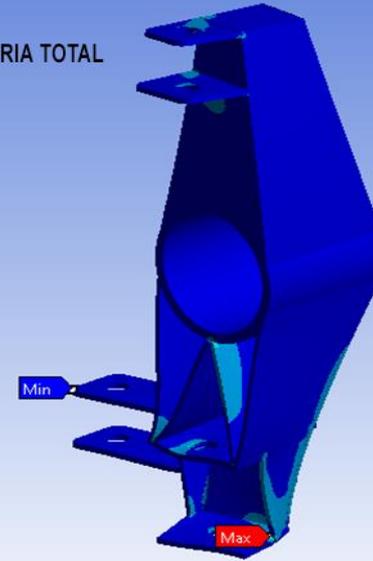
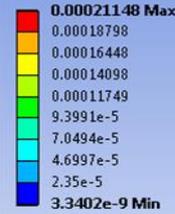
Efecto	Par	Fuerza
Frenado		
Balaneo		



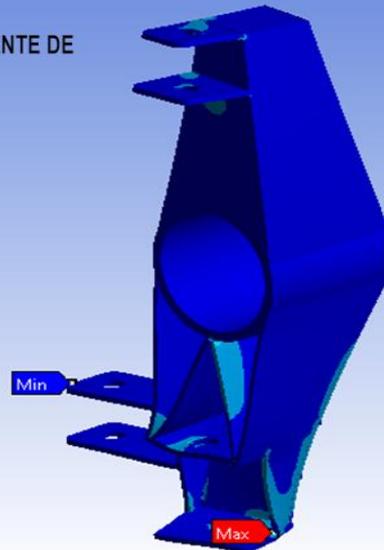
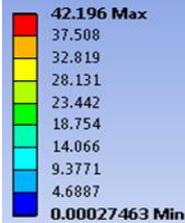
A - MANGUETA
DEFORMACIÓN TOTAL
 UNIDAD: mm



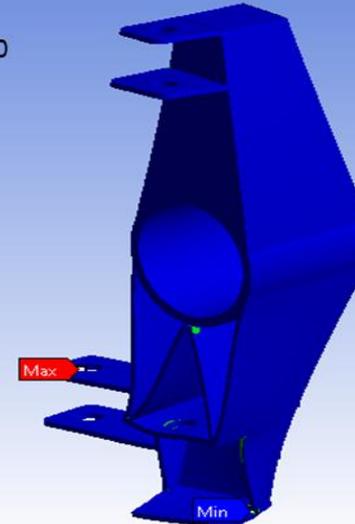
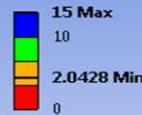
B - MANGUETA
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL
 UNIDAD: mm/mm



C - MANGUETA
ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES
 UNIDAD: Mpa



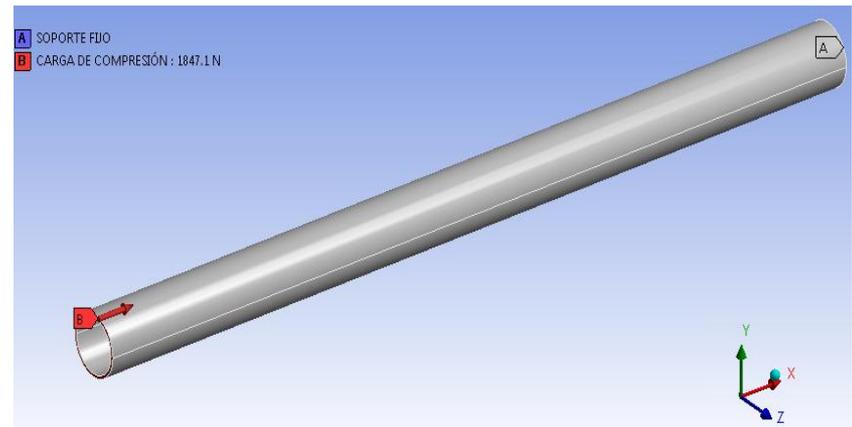
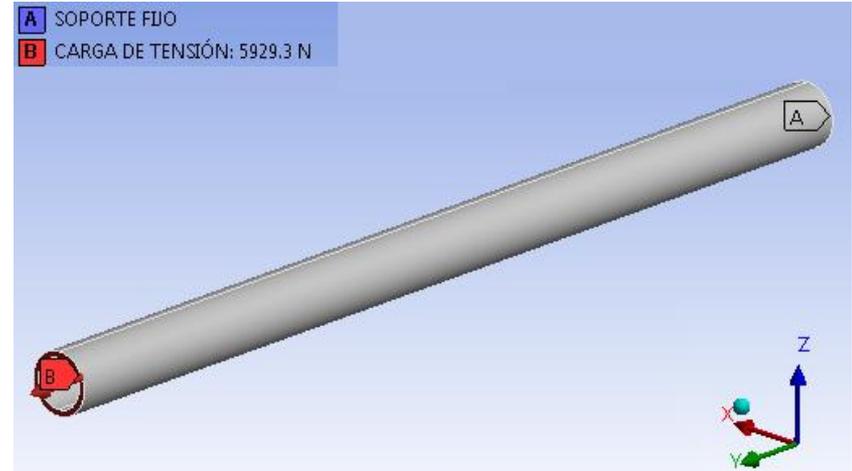
D - MANGUETA
FACTOR DE SEGURIDAD



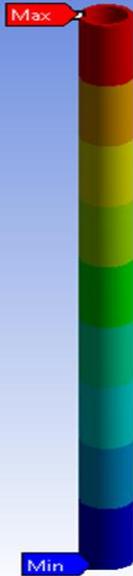
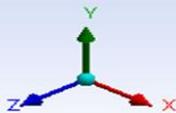
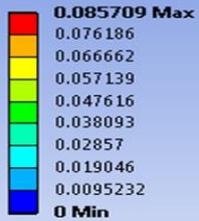
Efecto	Fuerza
Carga Máxima	



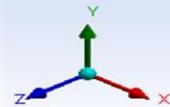
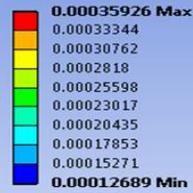
Efecto	Fuerza
Carga Máxima	



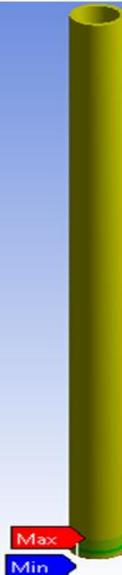
A - BARRA DE TIRO FRONTAL
DEFORMACIÓN TOTAL
UNIDAD: mm



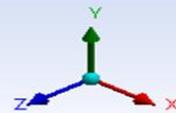
B - BARRA DE TIRO FRONTAL
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL
UNIDAD: mm/mm



C - BARRA DE TIRO FRONTAL
ESFUERZO EQUIVALENTE DE
VON MISES
UNIDAD: Mpa

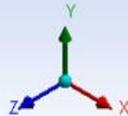
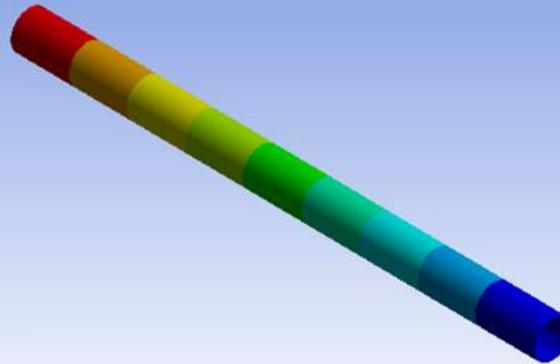
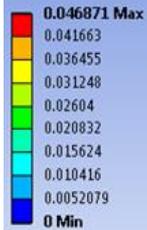


D - BARRA DE TIRO FRONTAL
FACTOR DE SEGURIDAD



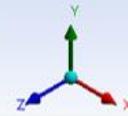
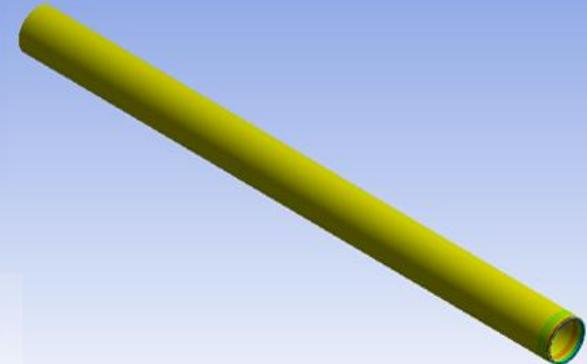
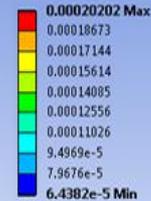
A - BARRA DE EMPUJE POSTERIOR
DEFORMACIÓN TOTAL

UNIDAD: mm



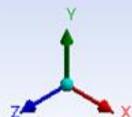
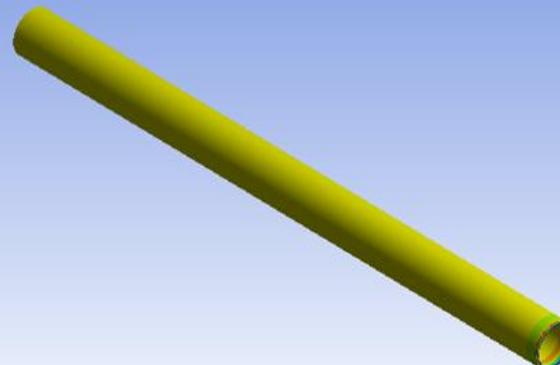
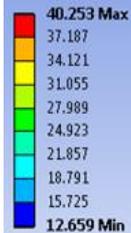
B - BARRA DE EMPUJE POSTERIOR
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL

UNIDAD: mm/mm

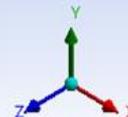
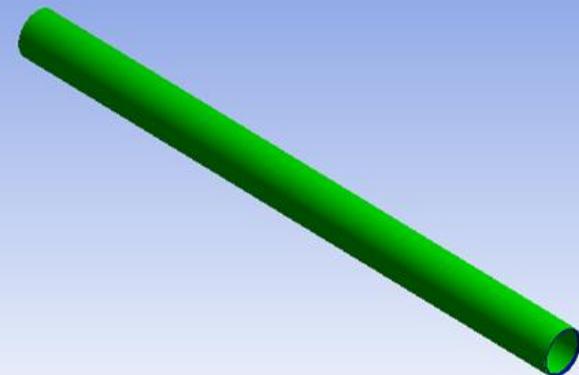
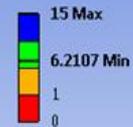


C - BARRA DE EMPUJE POSTERIOR
ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES

UNIDAD: Mpa



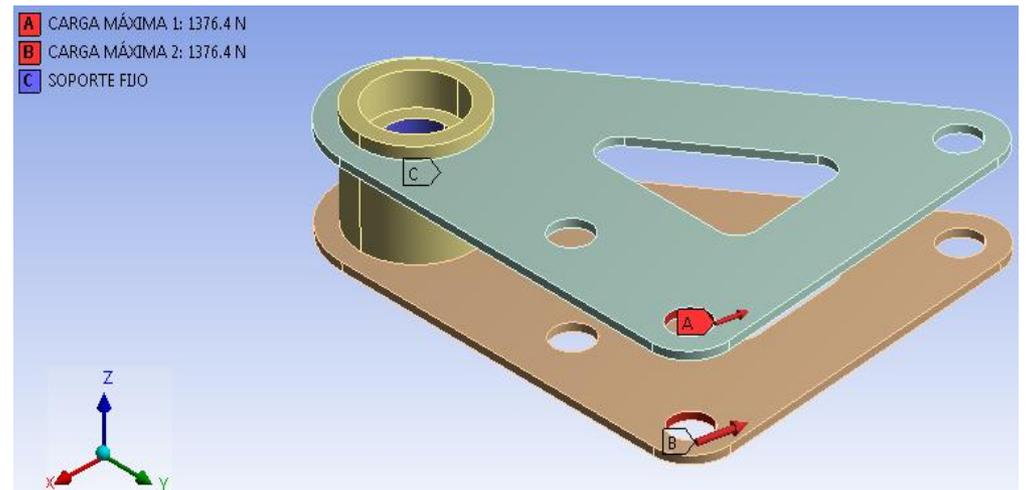
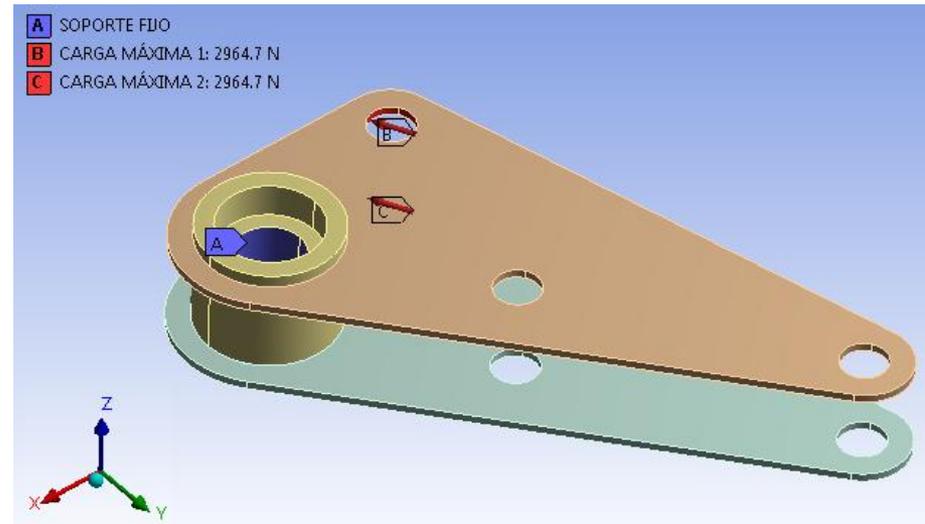
D - BARRA DE EMPUJE POSTERIOR
FACTOR DE SEGURIDAD



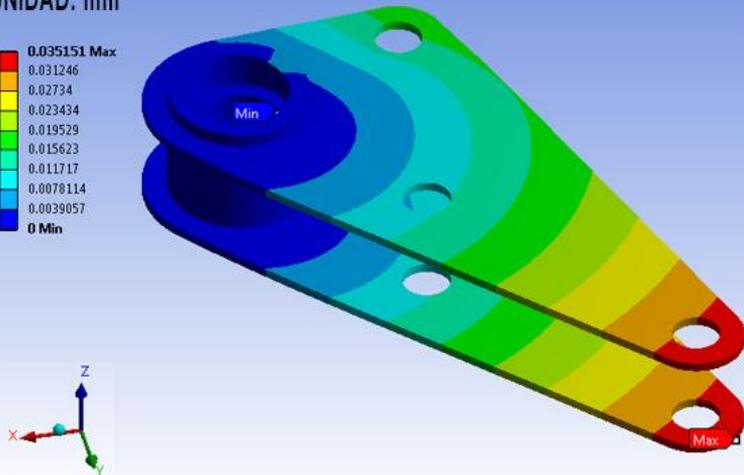
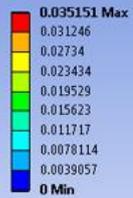
Efecto	Fuerza
Carga Máxima	



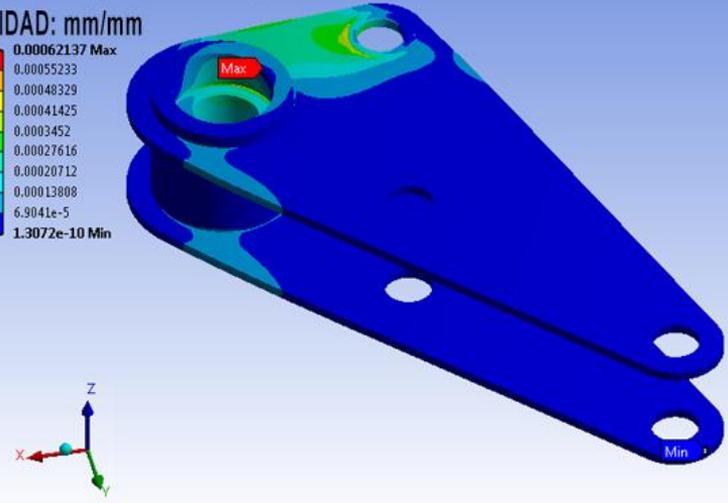
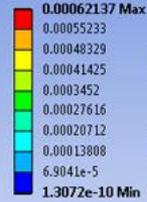
Efecto	Fuerza	
Carga Máxima		



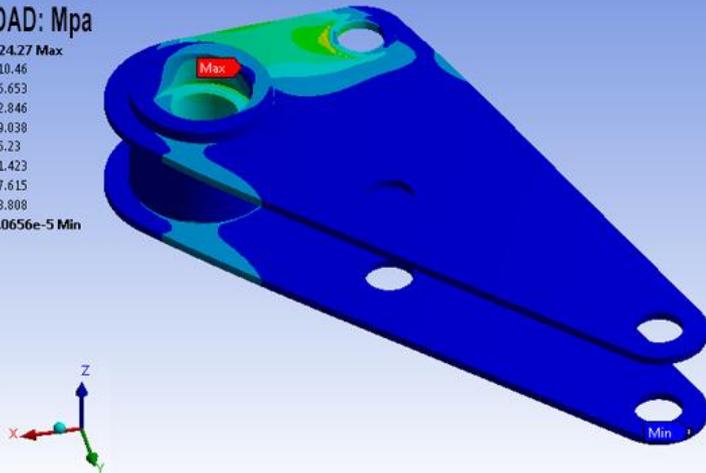
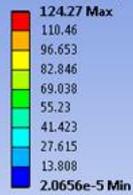
A - BIELETA FRONTAL
DEFORMACIÓN TOTAL
UNIDAD: mm



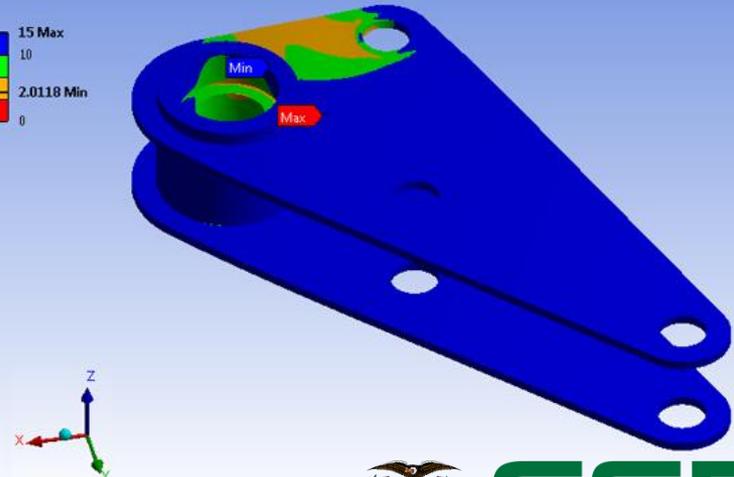
B - BIELETA FRONTAL
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL
UNIDAD: mm/mm



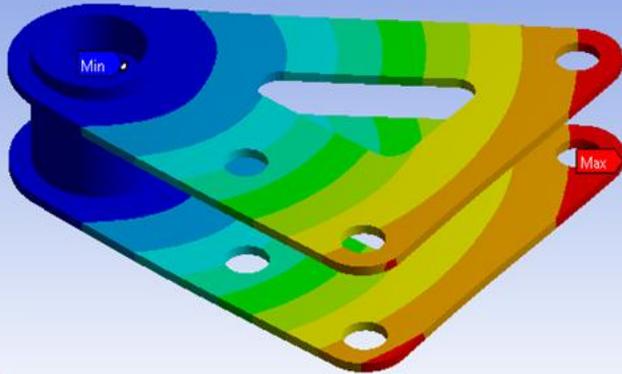
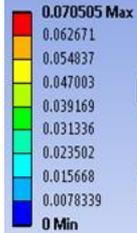
C - BIELETA FRONTAL
ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES
UNIDAD: Mpa



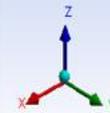
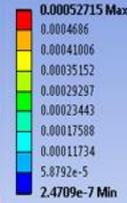
D - BIELETA FRONTAL
FACTOR DE SEGURIDAD



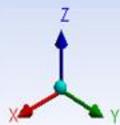
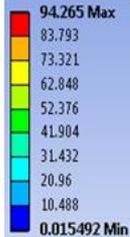
A - BIELETA POSTERIOR
DEFORMACIÓN TOTAL
 UNIDAD: mm



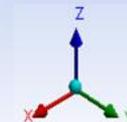
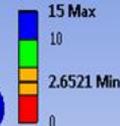
B - BIELETA POSTERIOR
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL
 UNIDAD: mm/mm



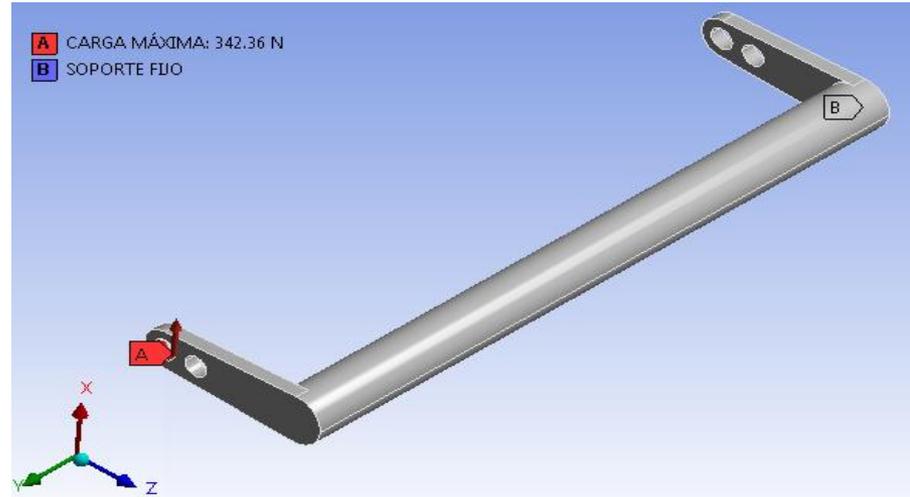
C - BIELETA POSTERIOR
ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES
 UNIDAD: Mpa



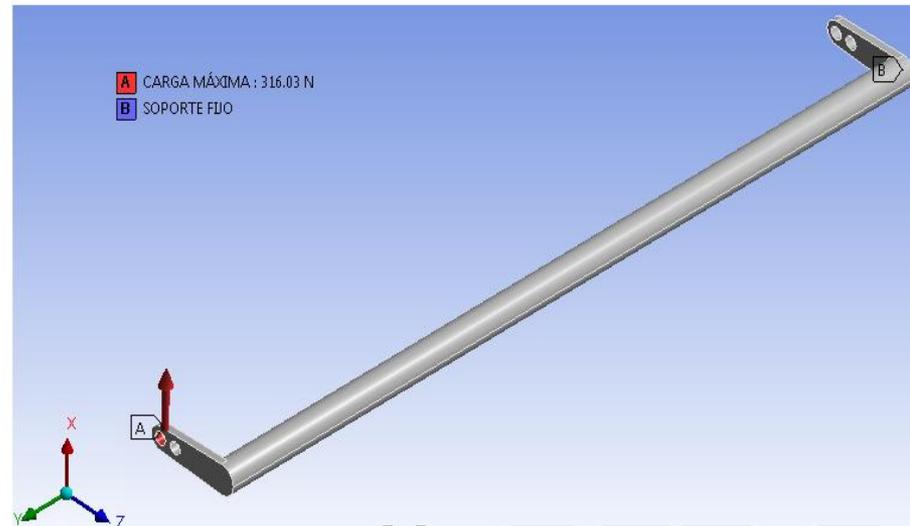
D - BIELETA POSTERIOR
FACTOR DE SEGURIDAD



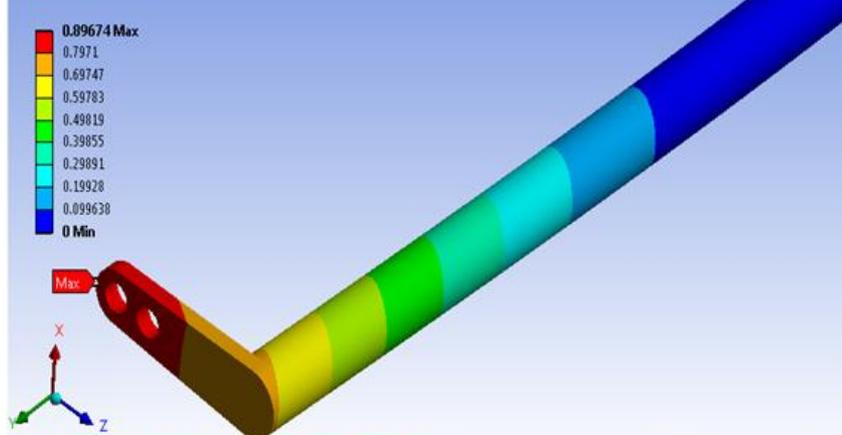
Efecto	Fuerza
Carga Máxima	



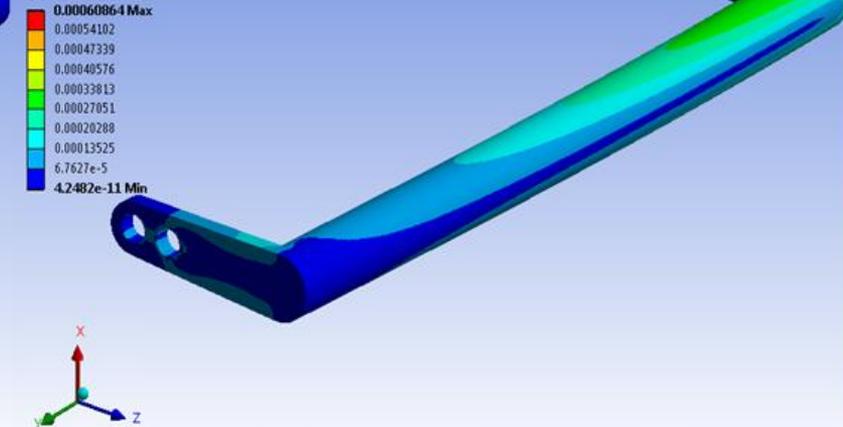
Efecto	Fuerza
Carga Máxima	



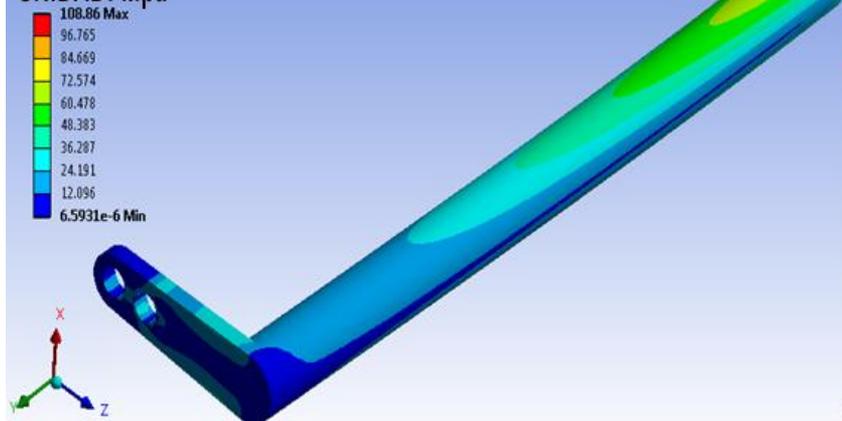
A - BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL
DEFORMACIÓN TOTAL
UNIDAD: mm



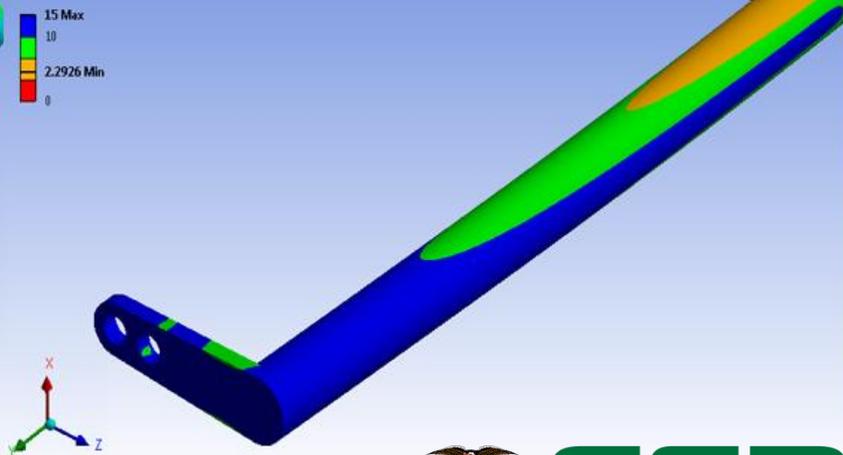
B - BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL
UNIDAD: mm/mm



C - BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL
ESFUERZO EQUIVALENTE DE
VON MISES
UNIDAD: Mpa

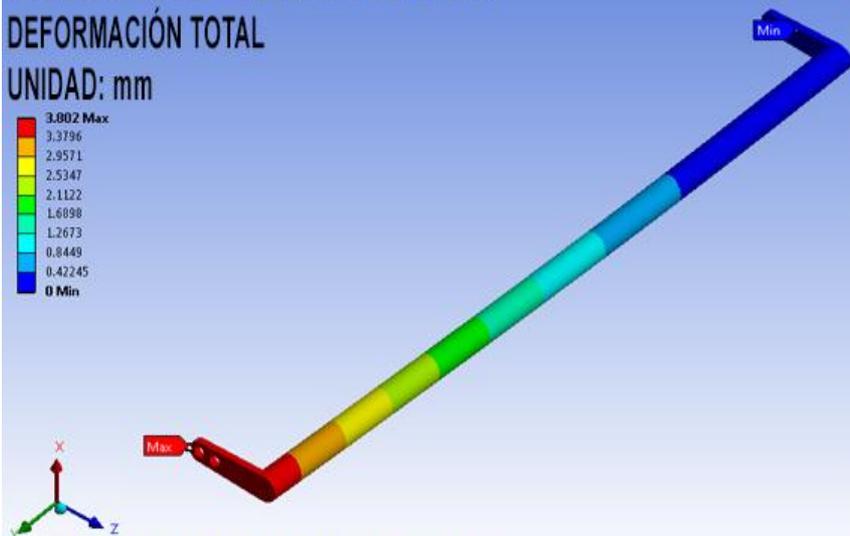
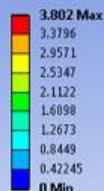


D - BARRA ESTABILIZADORA FRONTAL
FACTOR DE SEGURIDAD



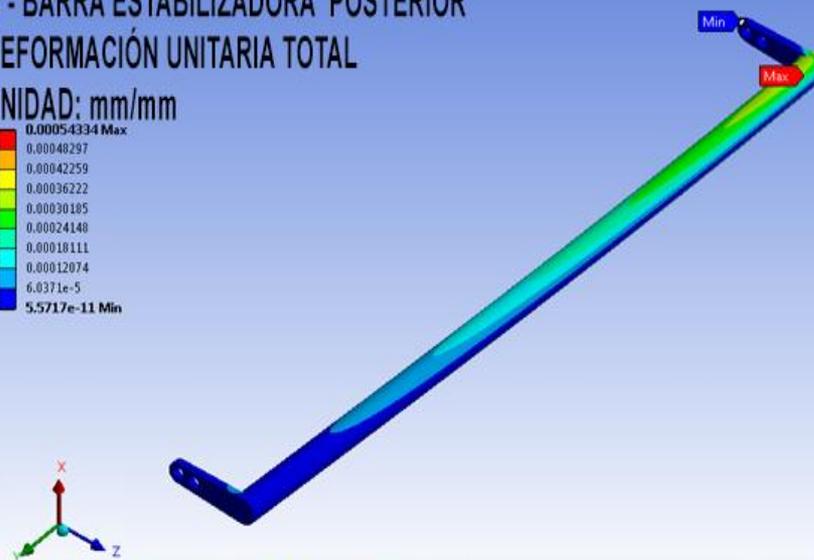
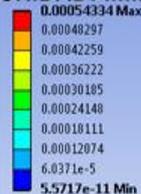
A - BARRA ESTABILIZADORA POSTERIOR
DEFORMACIÓN TOTAL

UNIDAD: mm



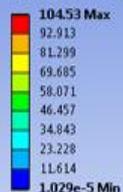
B - BARRA ESTABILIZADORA POSTERIOR
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL

UNIDAD: mm/mm



C - BARRA ESTABILIZADORA POSTERIOR
ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES

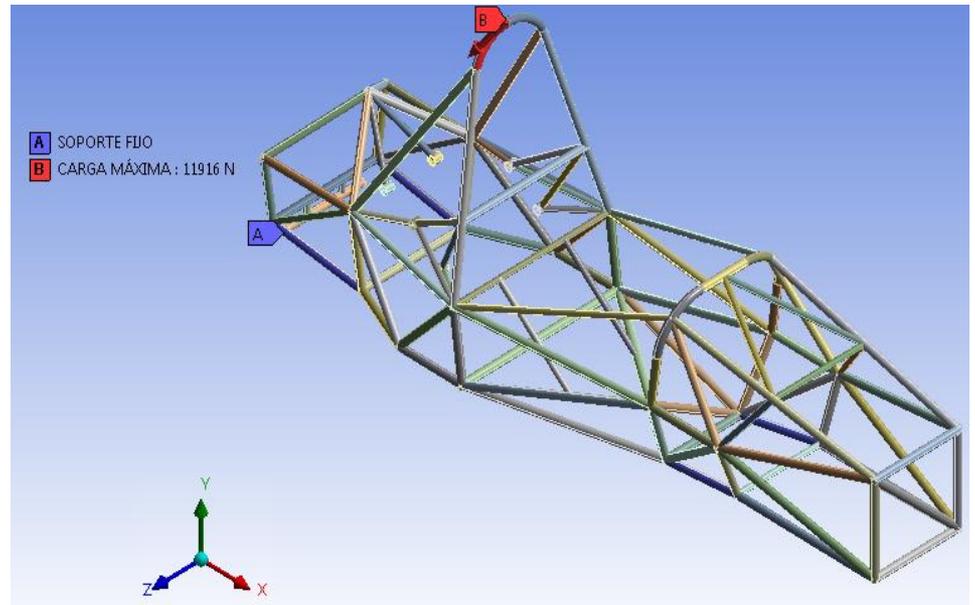
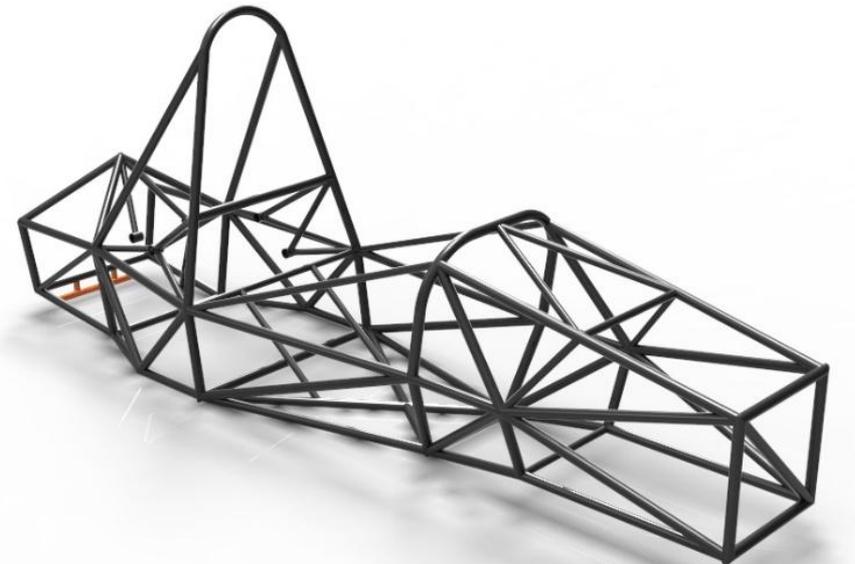
UNIDAD: Mpa



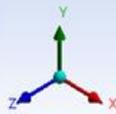
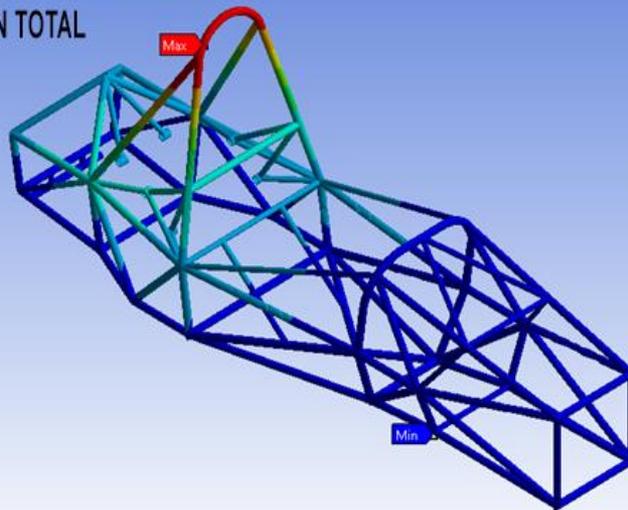
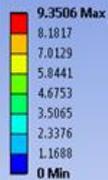
D - BARRA ESTABILIZADORA POSTERIOR
FACTOR DE SEGURIDAD



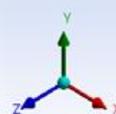
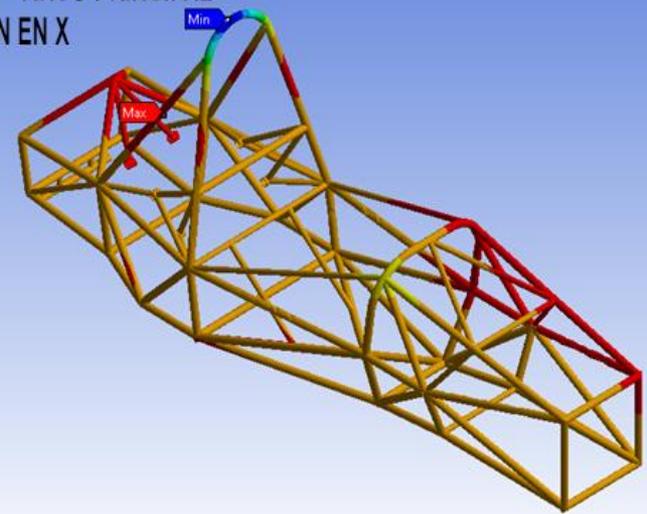
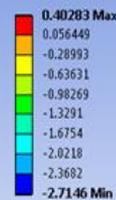
Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Arco principal y soportes	$F_x = 6.0 \text{ kN}$ $F_y = 5.0 \text{ kN}$ $F_z = -9.0 \text{ kN}$	Superficie superior del arco	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar



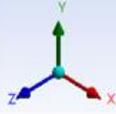
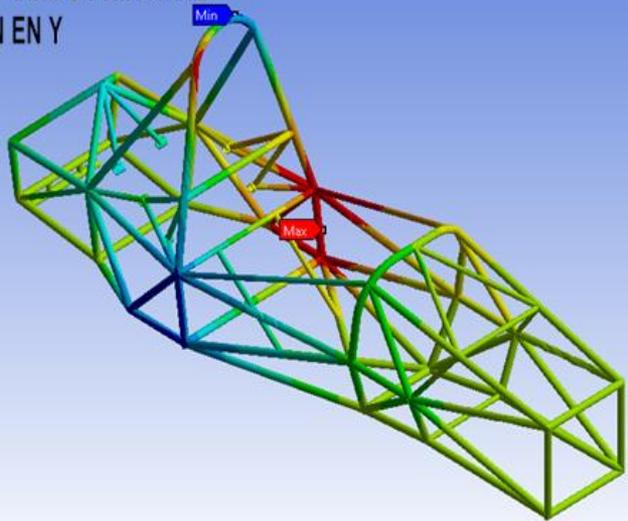
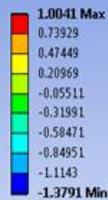
A - BASTIDOR - ARCO PRINCIPAL
DEFORMACIÓN TOTAL
UNIDAD: mm



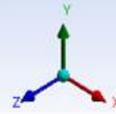
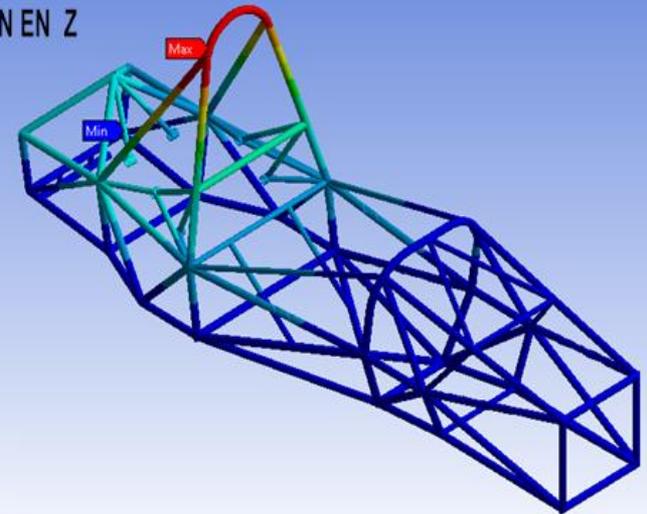
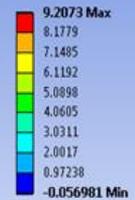
B - BASTIDOR - ARCO PRINCIPAL
DEFORMACIÓN EN X
UNIDAD: mm



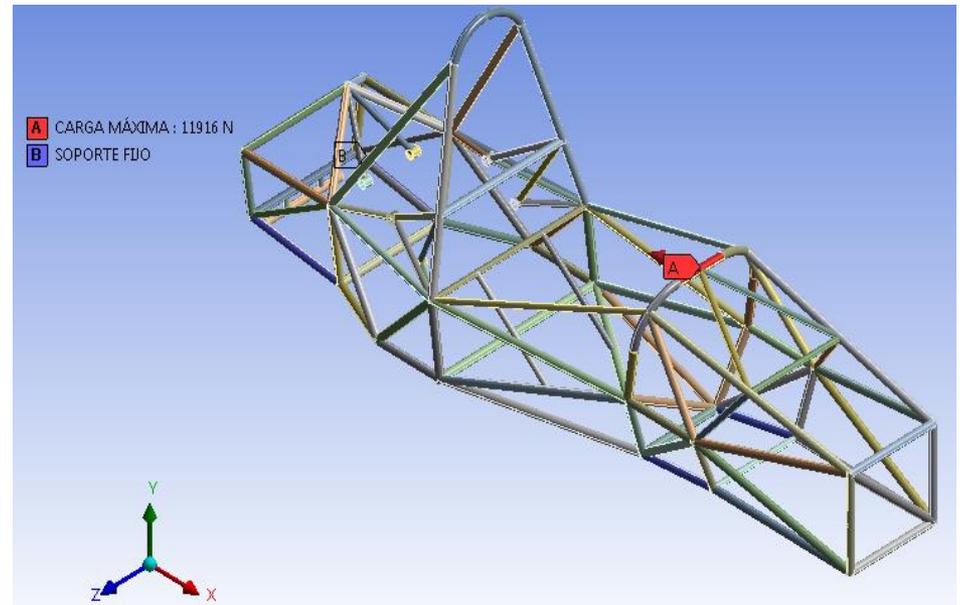
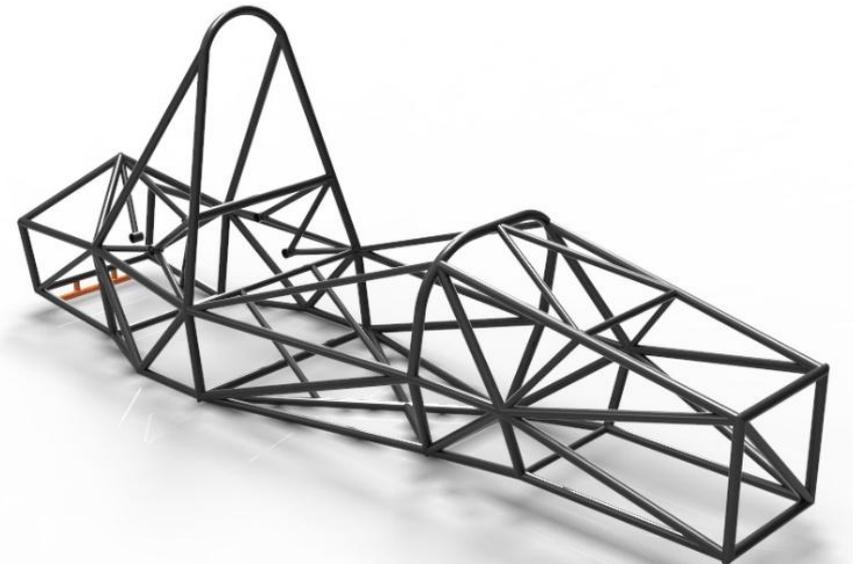
C - BASTIDOR - ARCO PRINCIPAL
DEFORMACIÓN EN Y
UNIDAD: mm



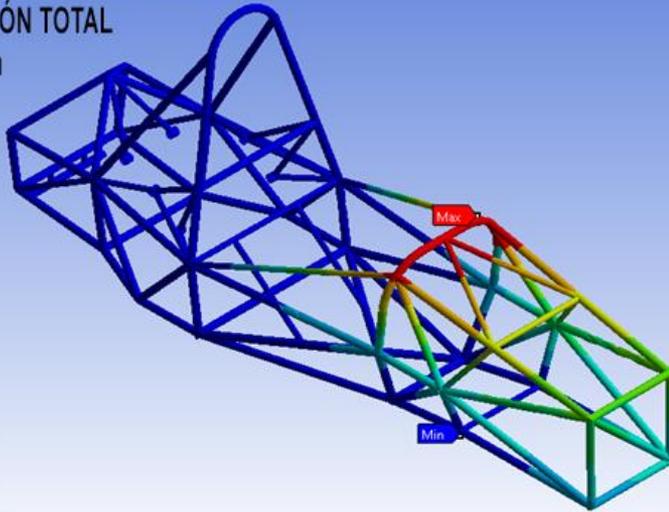
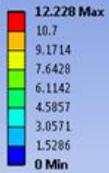
D - BASTIDOR - ARCO PRINCIPAL
DEFORMACIÓN EN Z
UNIDAD: mm



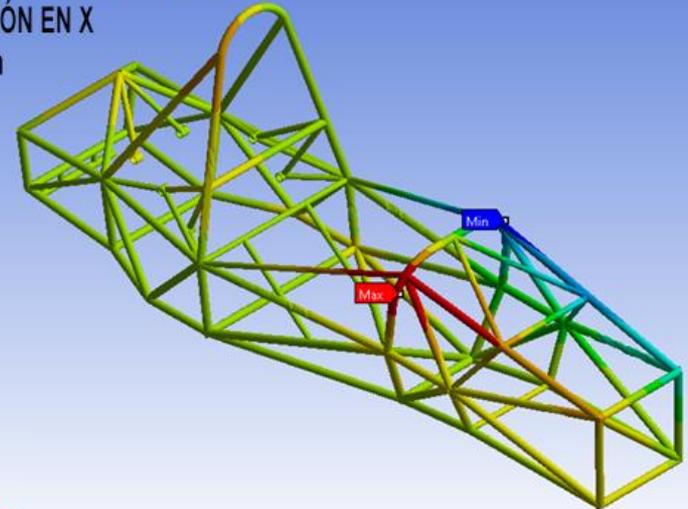
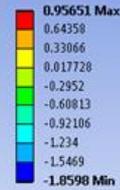
Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Arco delantero	$F_x = 6.0 \text{ kN}$ $F_y = 5.0 \text{ kN}$ $F_z = -9.0 \text{ kN}$	Superficie superior del arco	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar



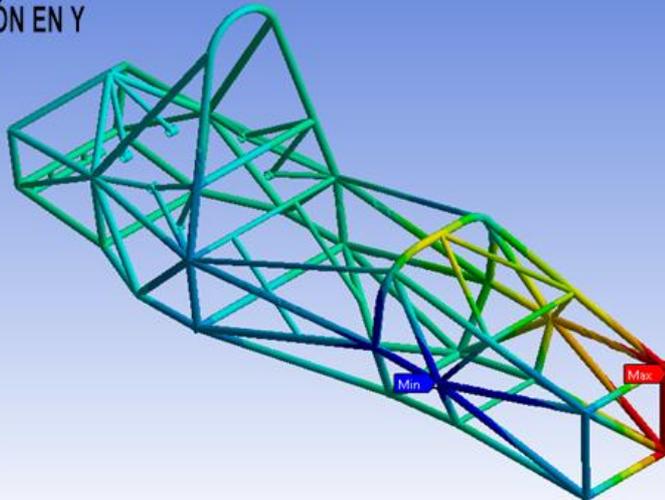
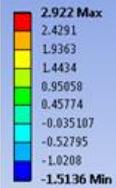
A - BASTIDOR - ARCO DELANTERO
 DEFORMACIÓN TOTAL
 UNIDAD: mm



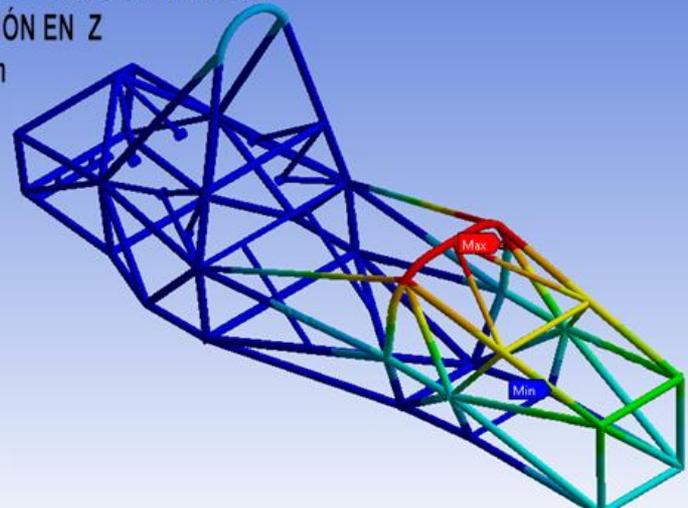
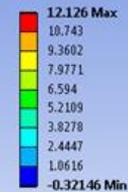
B - BASTIDOR - ARCO DELANTERO
 DEFORMACIÓN EN X
 UNIDAD: mm



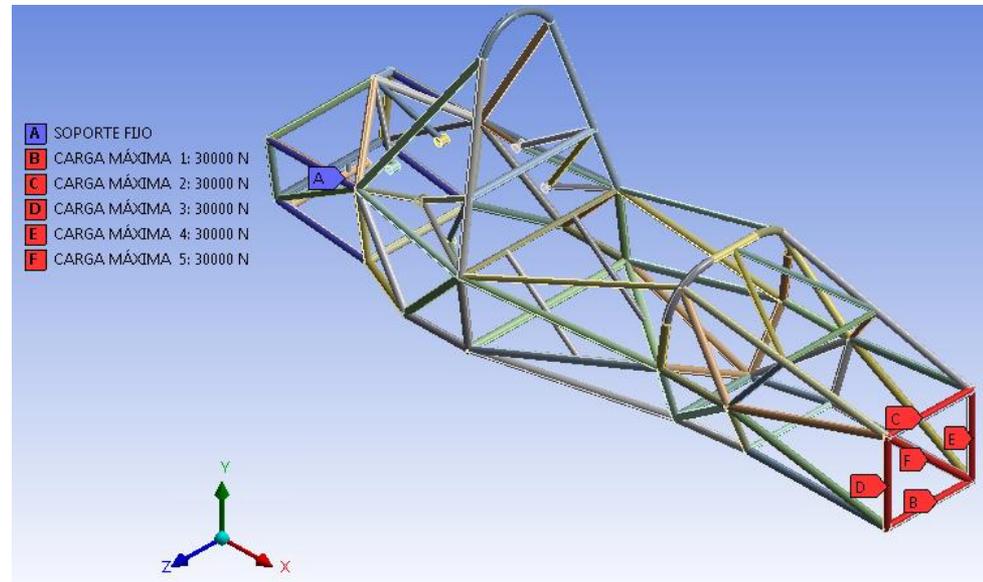
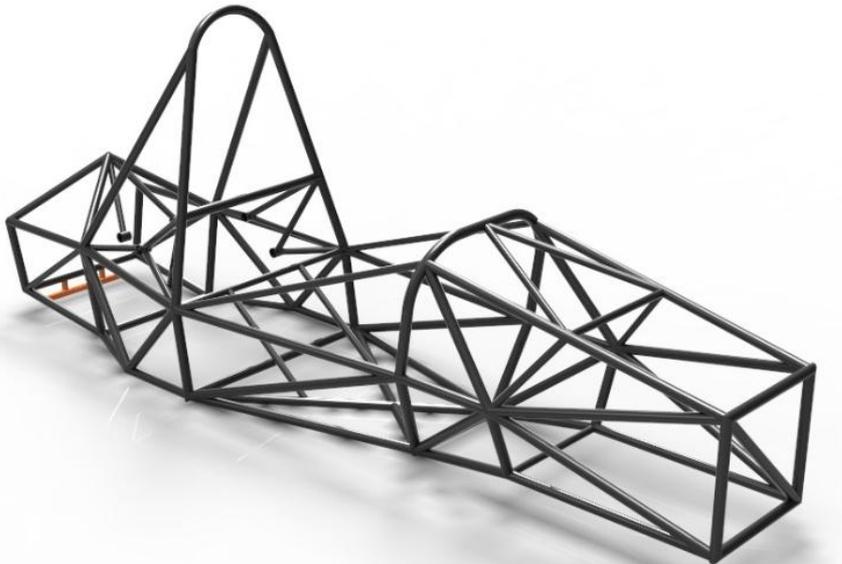
C - BASTIDOR - ARCO DELANTERO
 DEFORMACIÓN EN Y
 UNIDAD: mm



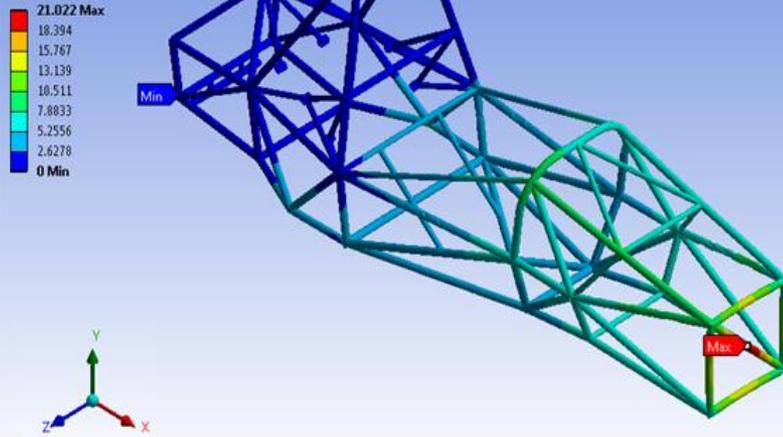
D - BASTIDOR - ARCO DELANTERO
 DEFORMACIÓN EN Z
 UNIDAD: mm



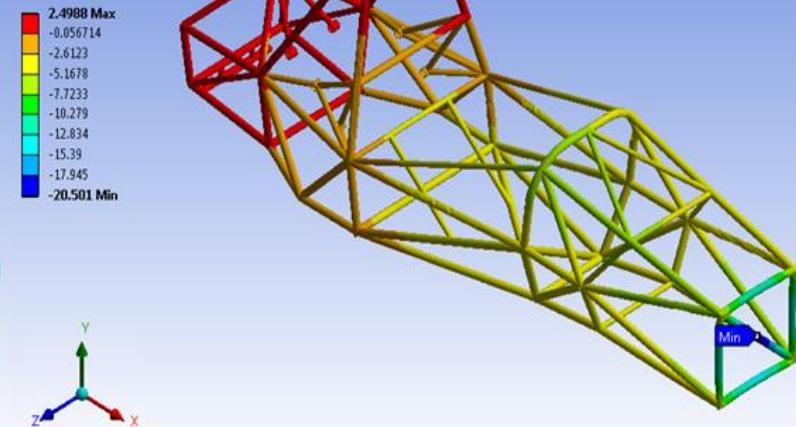
Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Protección frontal y soportes	$F_x = 150 \text{ kN}$ $F_y = 0 \text{ kN}$ $F_z = 0 \text{ kN}$.	Puntos de sujeción del atenuador de impactos	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar



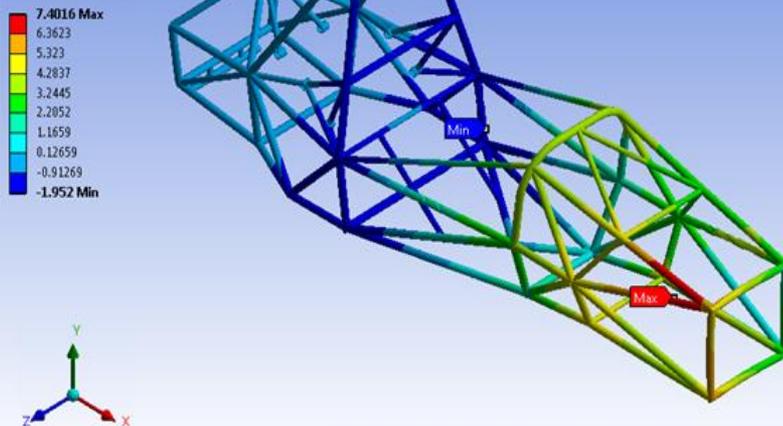
A - BASTIDOR - ARCO FRONTAL
DEFORMACIÓN TOTAL
UNIDAD: mm



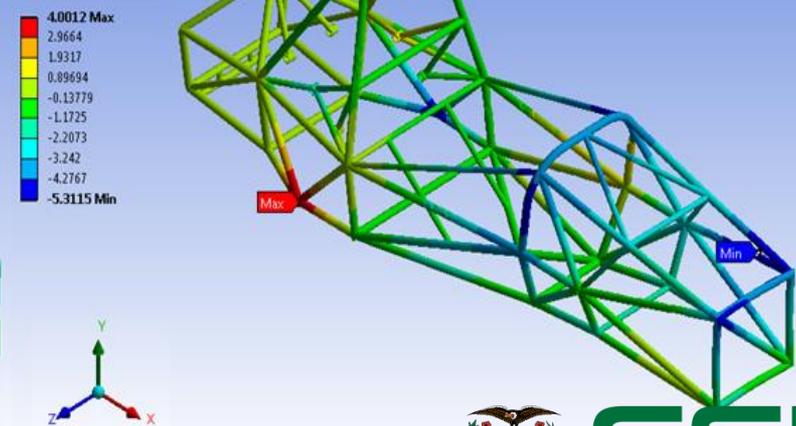
B - BASTIDOR - ARCO FRONTAL
DEFORMACIÓN EN X
UNIDAD: mm



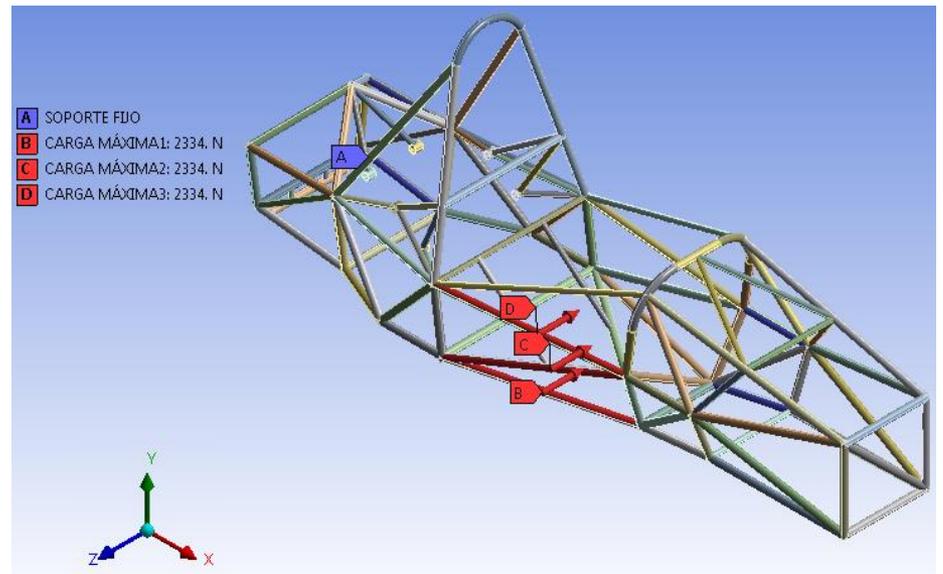
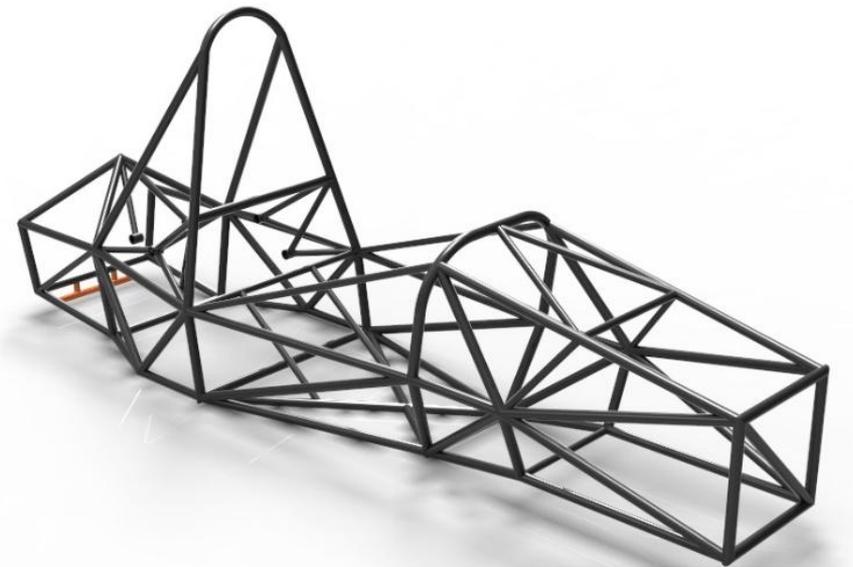
C - BASTIDOR - ARCO FRONTAL
DEFORMACIÓN EN Y
UNIDAD: mm



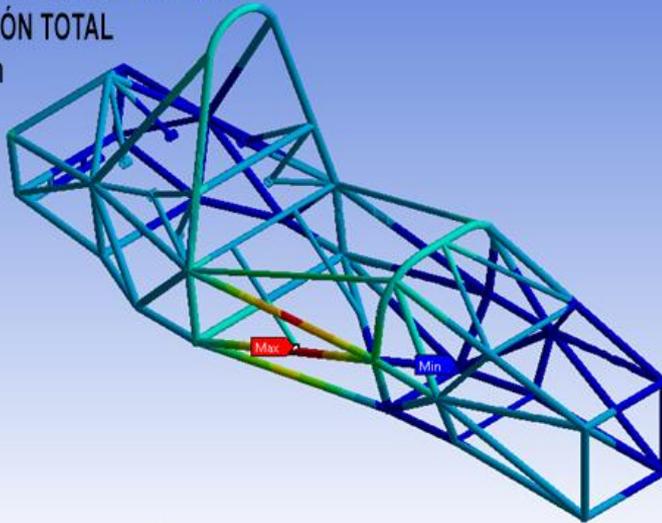
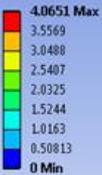
D - BASTIDOR - ARCO FRONTAL
DEFORMACIÓN EN Z
UNIDAD: mm



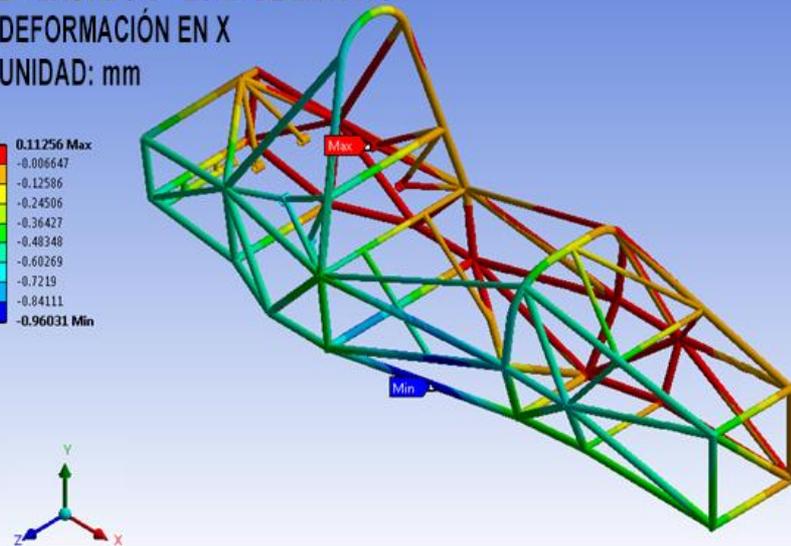
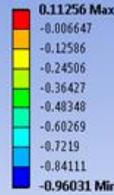
Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Zona de impacto lateral	$F_x = 0 \text{ kN}$ $F_y = 7 \text{ kN}$ $F_z = 0 \text{ kN}$.	Todas las ubicaciones en la zona de impacto lateral	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar



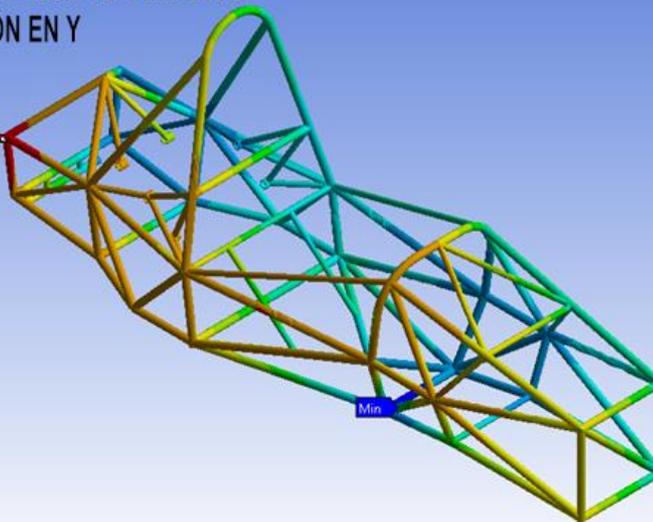
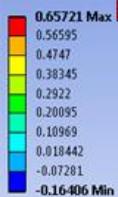
A - BASTIDOR - ZONA DE IMPACTO
 DEFORMACIÓN TOTAL
 UNIDAD: mm



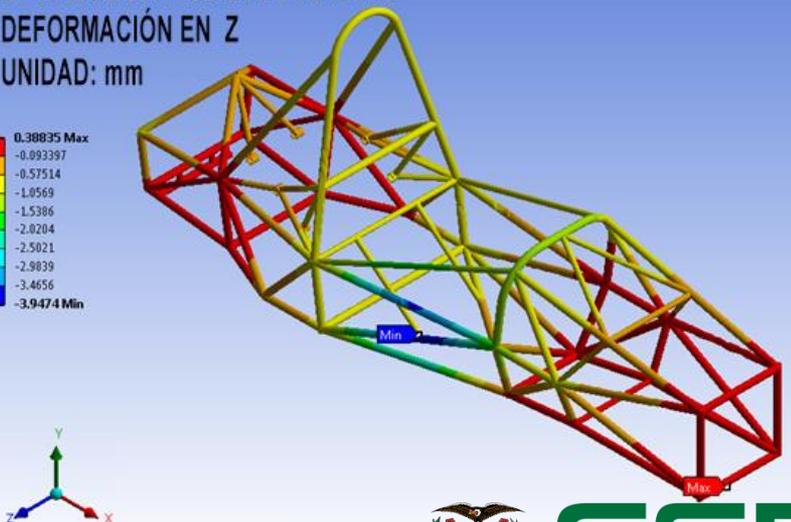
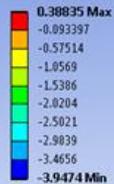
B - BASTIDOR - ZONA DE IMPACTO
 DEFORMACIÓN EN X
 UNIDAD: mm



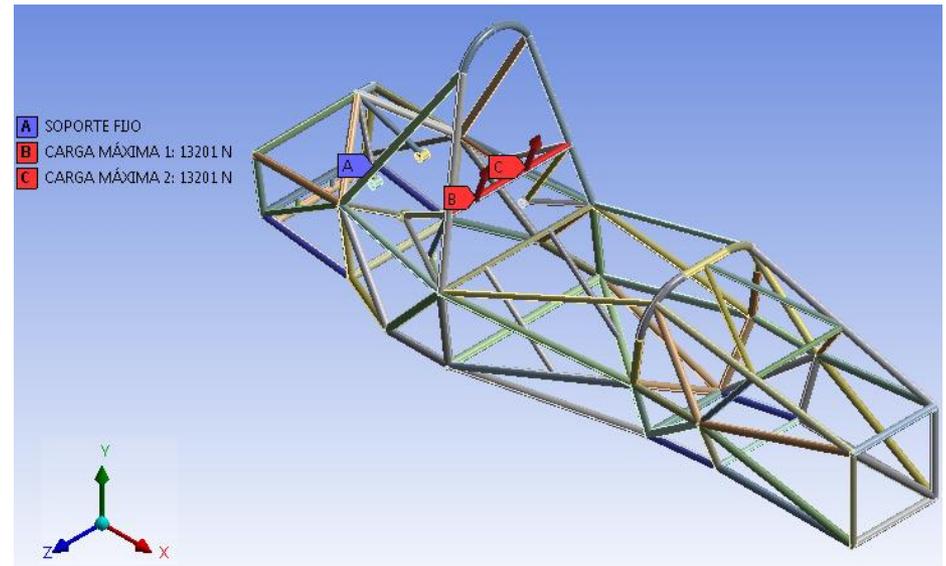
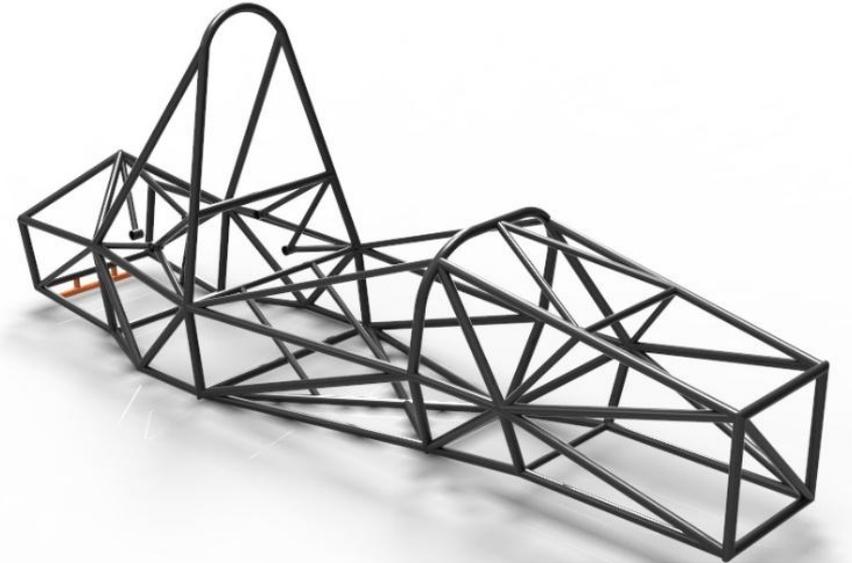
C - BASTIDOR - ZONA DE IMPACTO
 DEFORMACIÓN EN Y
 UNIDAD: mm



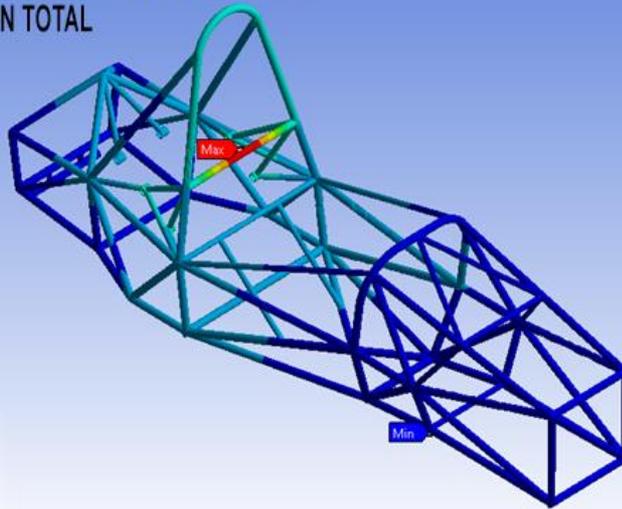
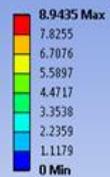
D - BASTIDOR - ZONA DE IMPACTO
 DEFORMACIÓN EN Z
 UNIDAD: mm



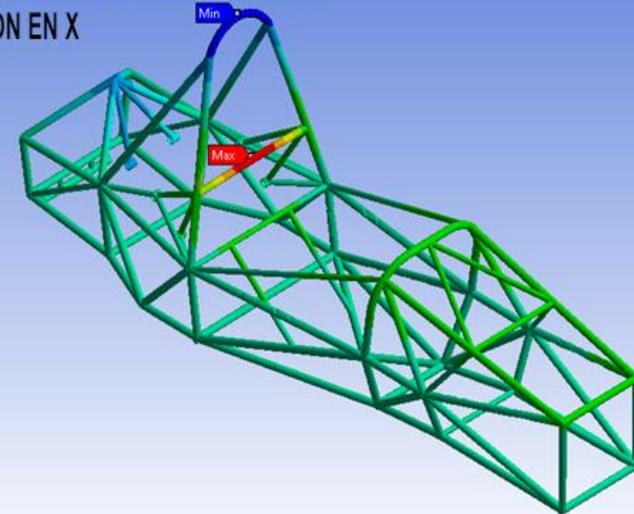
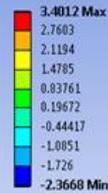
Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación	Máxima deflexión permitida	Observación
Sujeción del cinturón de seguridad	13.2 kN con ángulo de fijación del cinturón	Ambos puntos del cinturón simultáneamente	25 mm	Ninguna parte de la estructura debe fallar



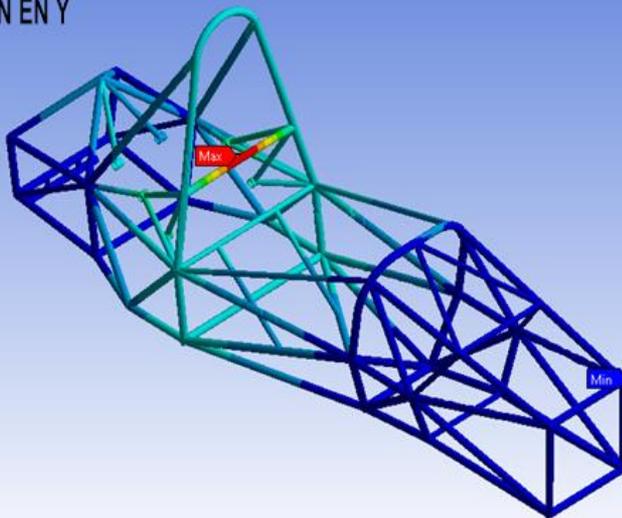
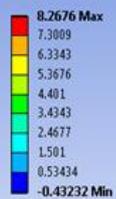
A - BASTIDOR - CINTURÓN DE SEGURIDAD
DEFORMACIÓN TOTAL
UNIDAD: mm



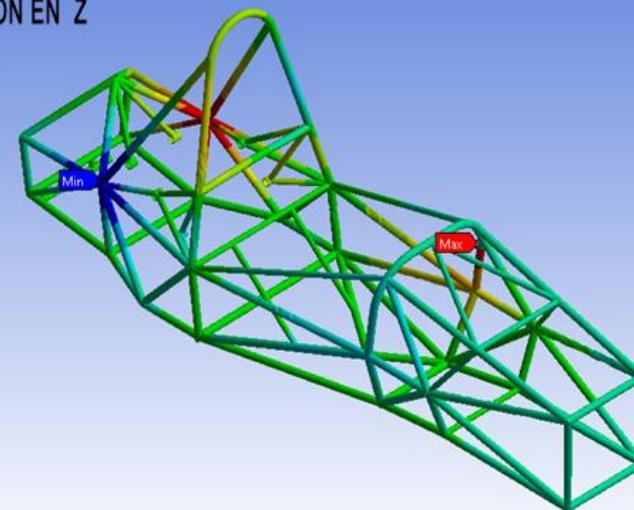
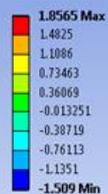
B - BASTIDOR - CINTURÓN DE SEGURIDAD
DEFORMACIÓN EN X
UNIDAD: mm



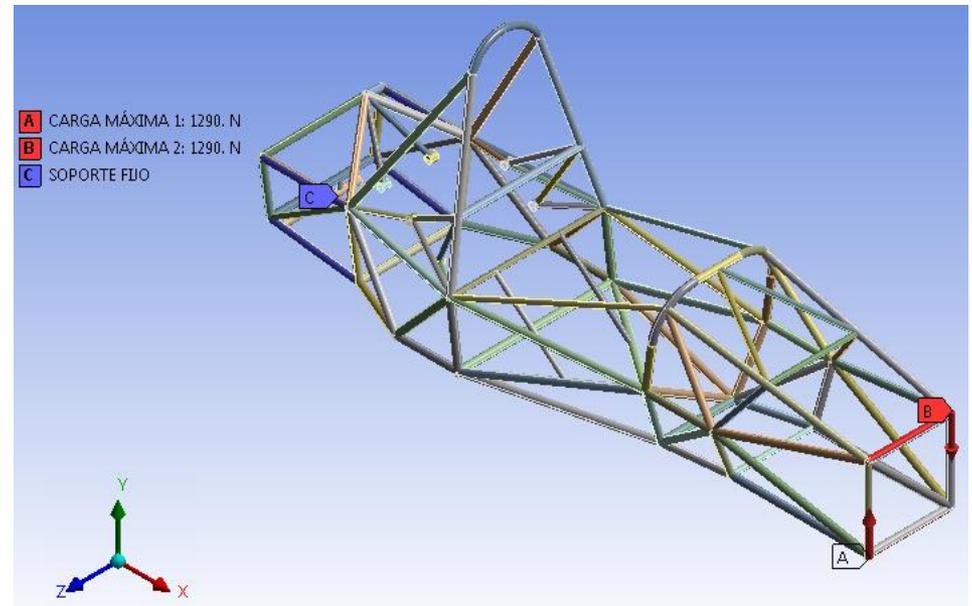
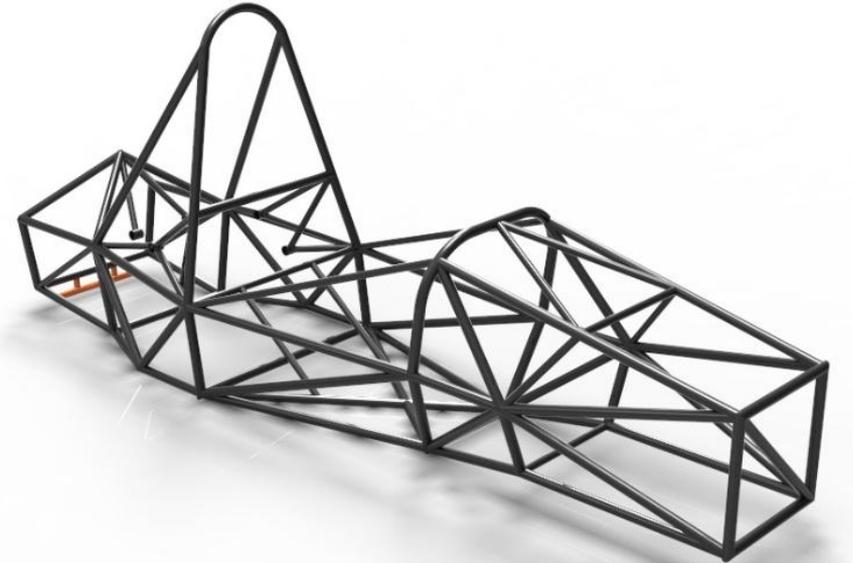
C - BASTIDOR - CINTURÓN DE SEGURIDAD
DEFORMACIÓN EN Y
UNIDAD: mm



D - BASTIDOR - CINTURÓN DE SEGURIDAD
DEFORMACIÓN EN Z
UNIDAD: mm

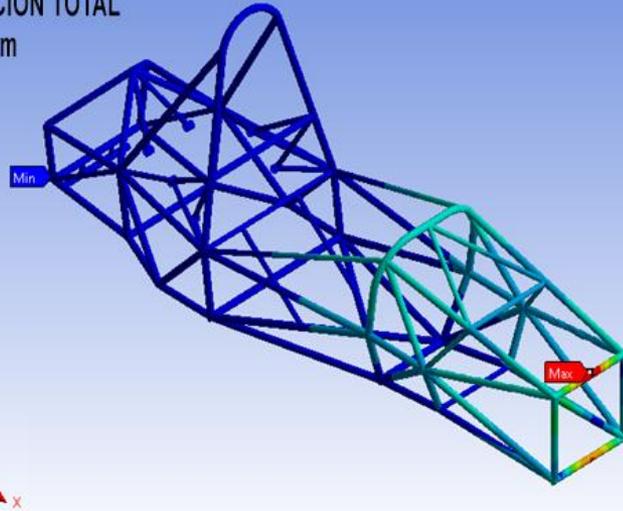
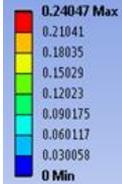


Elementos o componentes	Carga aplicada	Punto de aplicación
Cargas de torsión frontal	$F_z=1.29 \text{ kN}$. $F_z=-1.29 \text{ kN}$. kN.	Puntos de sujeción del atenuador de impactos



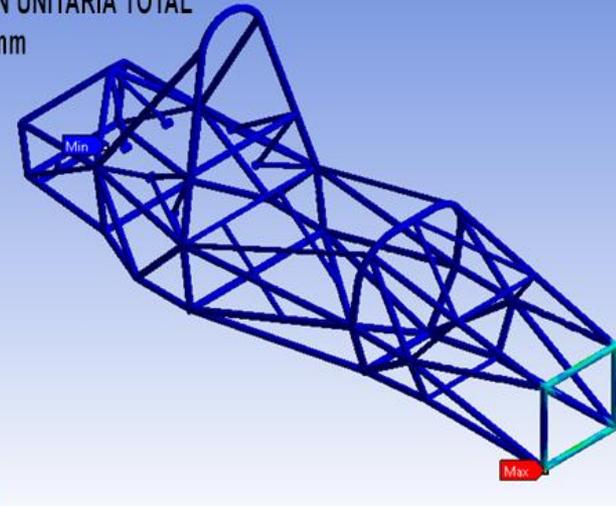
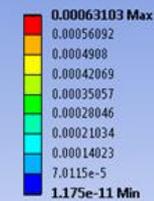
A - BASTIDOR ANÁLISIS DE TORSIÓN
DEFORMACIÓN TOTAL

UNIDAD: mm



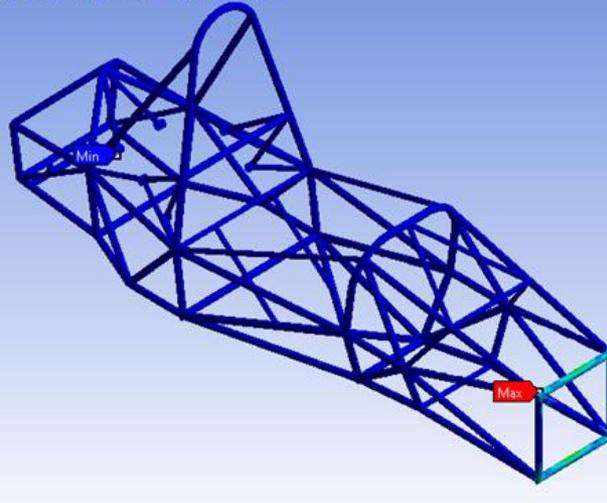
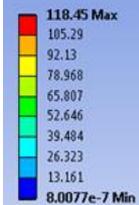
B - BASTIDOR ANÁLISIS DE TORSIÓN
DEFORMACIÓN UNITARIA TOTAL

UNIDAD: mm/mm

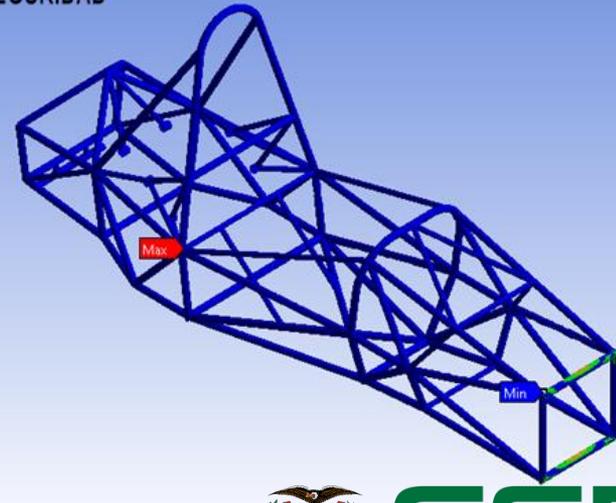
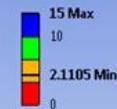


C - BASTIDOR ANÁLISIS DE TORSIÓN
ESFUERZO EQUIVALENTE DE VON MISES

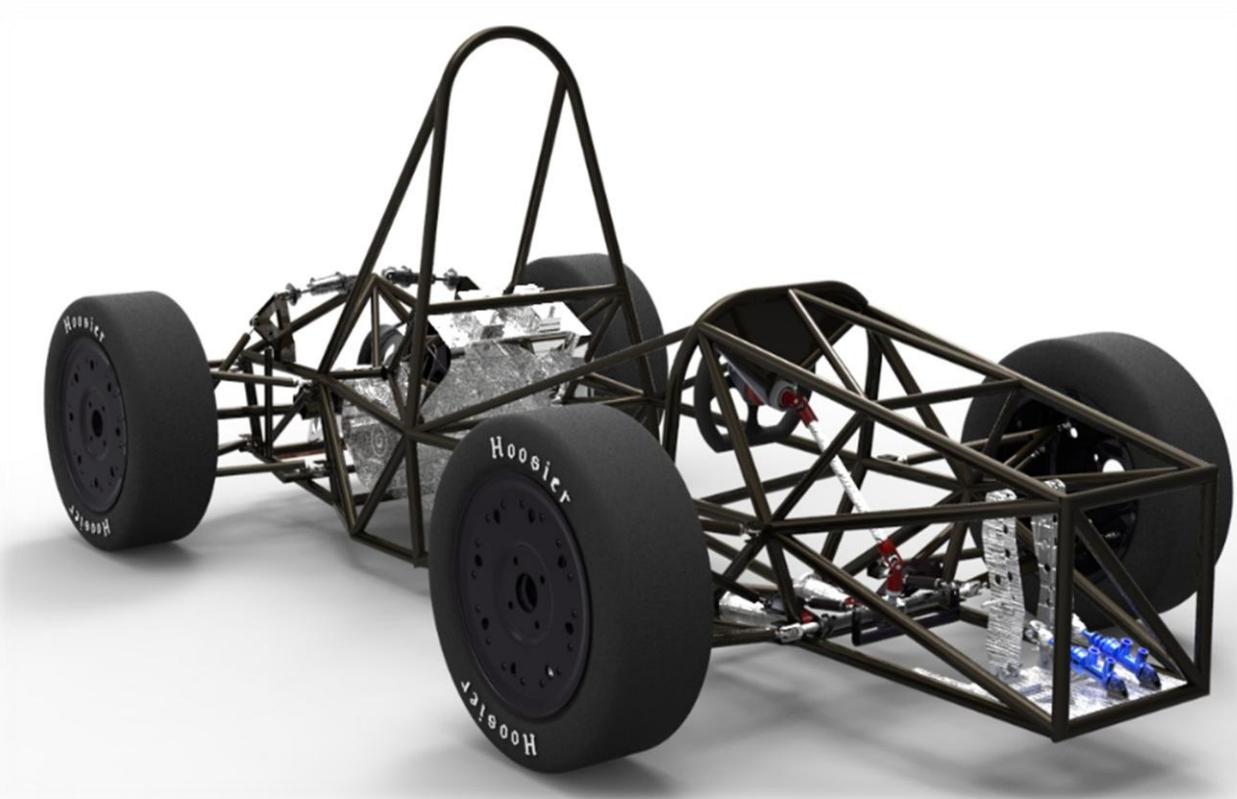
UNIDAD: Mpa



D - BASTIDOR ANÁLISIS DE TORSIÓN
FACTOR DE SEGURIDAD



PROCESOS DE MANUFACTURA Y MONTAJE

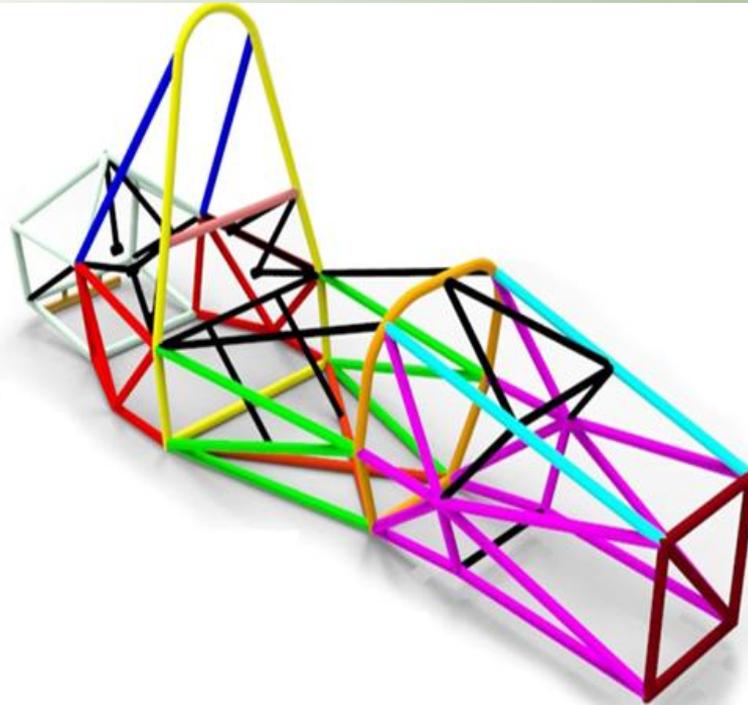


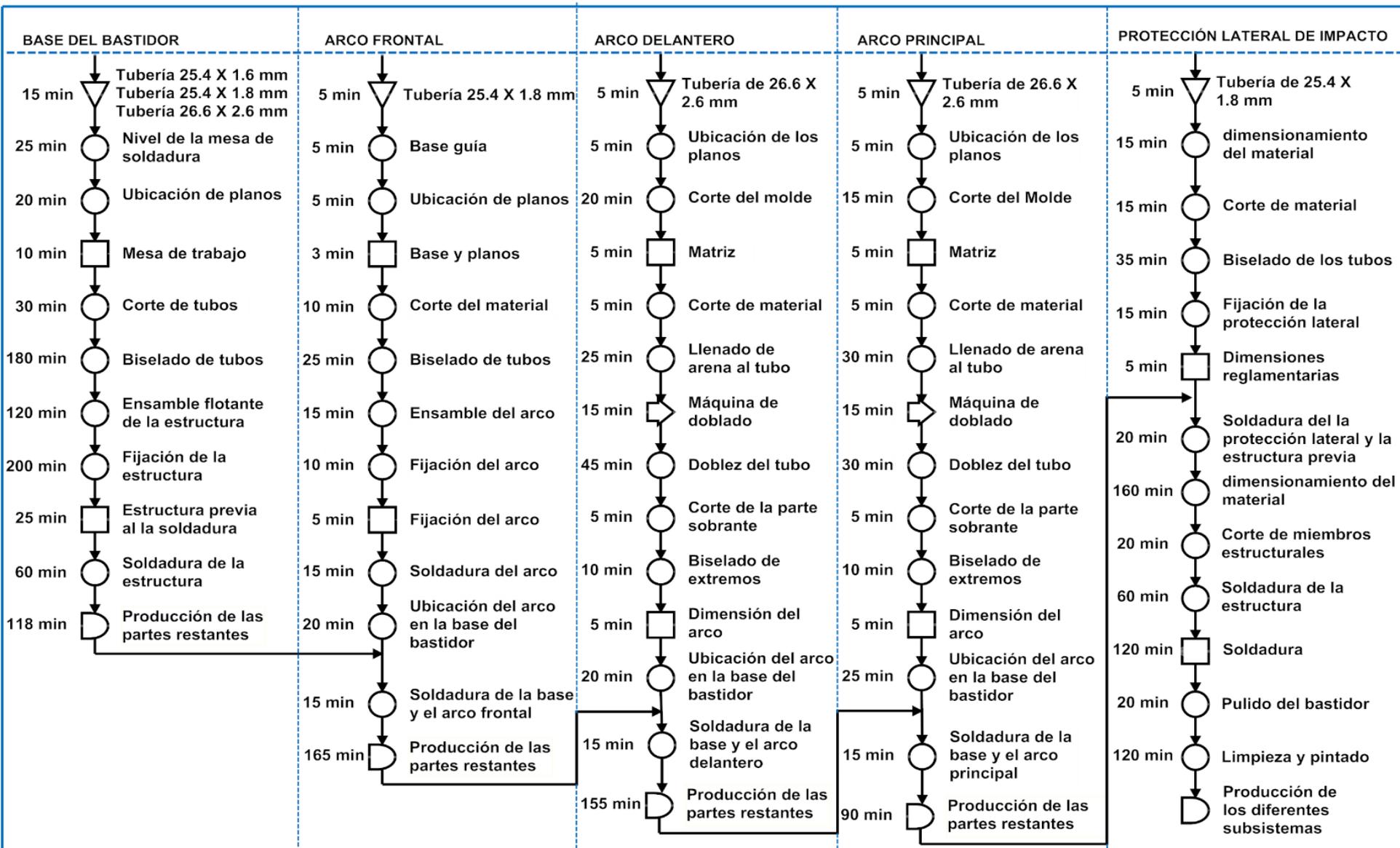
SÍMBOLO	SIGNIFICADO
○	Operación tecnológica
□	Inspección
➔	Traslado o transporte
△	Almacenamiento
D	Espera



PROCESOS DE MANUFACTURA BASTIDOR

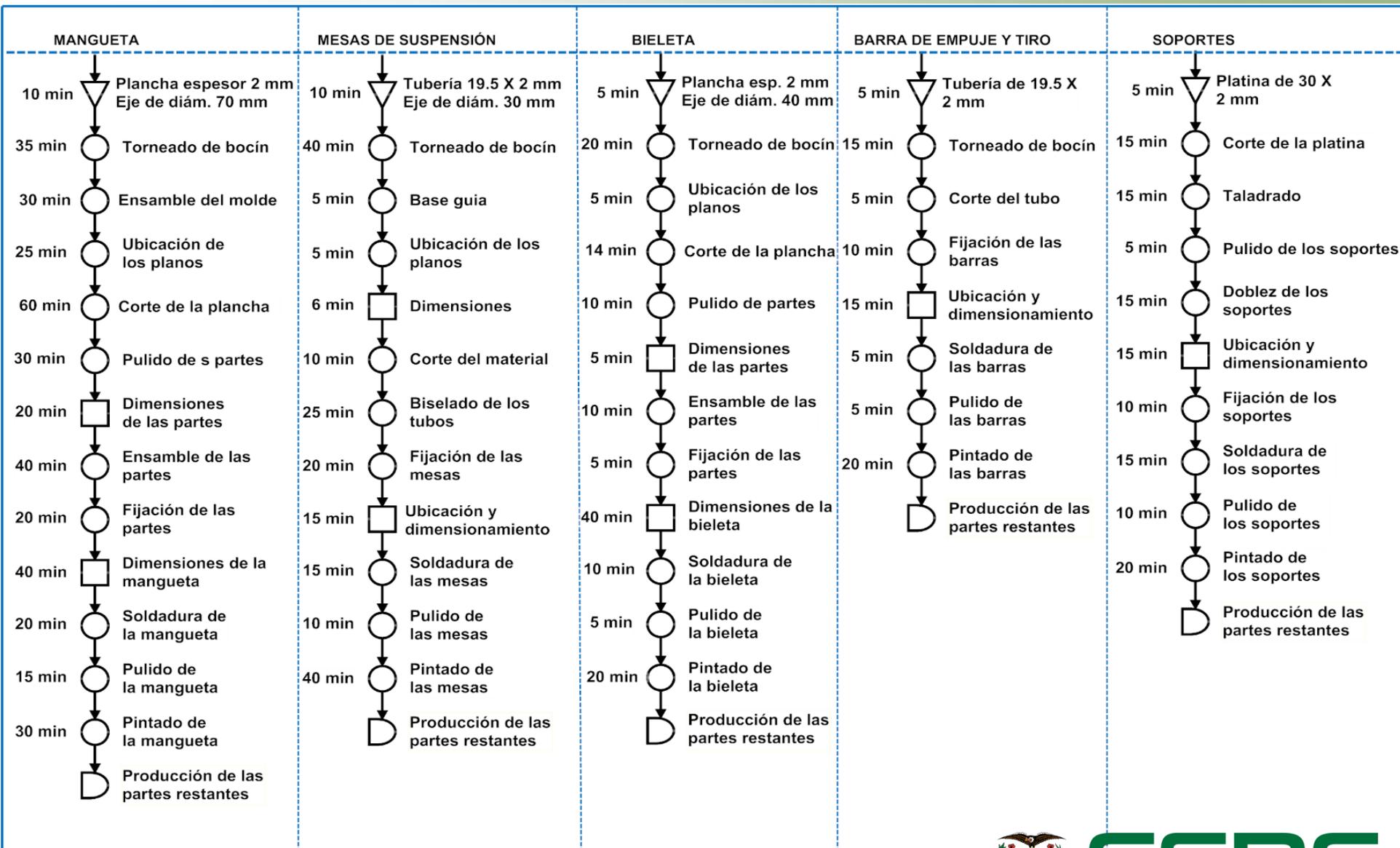
- ARCO FRONTAL - 25.4 x 1.8 mm
- SOPORTES DEL ARCO FRONTAL - 25.4 x 1.6 mm
- SOPORTES DEL ARCO DELANTERO - 25.4 x 1.8 mm
- ARCO DELANTERO - 26.6 x 2.6 mm
- ESTRUCTURA DE IMPACTO LATERAL - 25.4 x 1.8 mm
- ARCO PRINCIPAL - 26.6 x 2.6 mm
- BRAZOS DEL ARCO PRINCIPAL - 25.4 x 1.8 mm
- SOPORTES DE LOS BAZOS DEL ARCO PRINCIPAL - 25.4 x 1.8 mm
- BARRA DE FIJACION DEL CINTURON DE SEGURIDAD - 26.6 x 2.6 mm
- BARRA DE FIJACIONES DEL ARNES - 26.6 x 2.6 mm
- SOPORTES DE TRANSMISION - 25.4 x 1.8 mm
- MIEMBROS ESTRUCTURALES - 19.05 x 1 mm





PROCESOS DE MANUFACTURA - SISTEMA SUSPENSIÓN

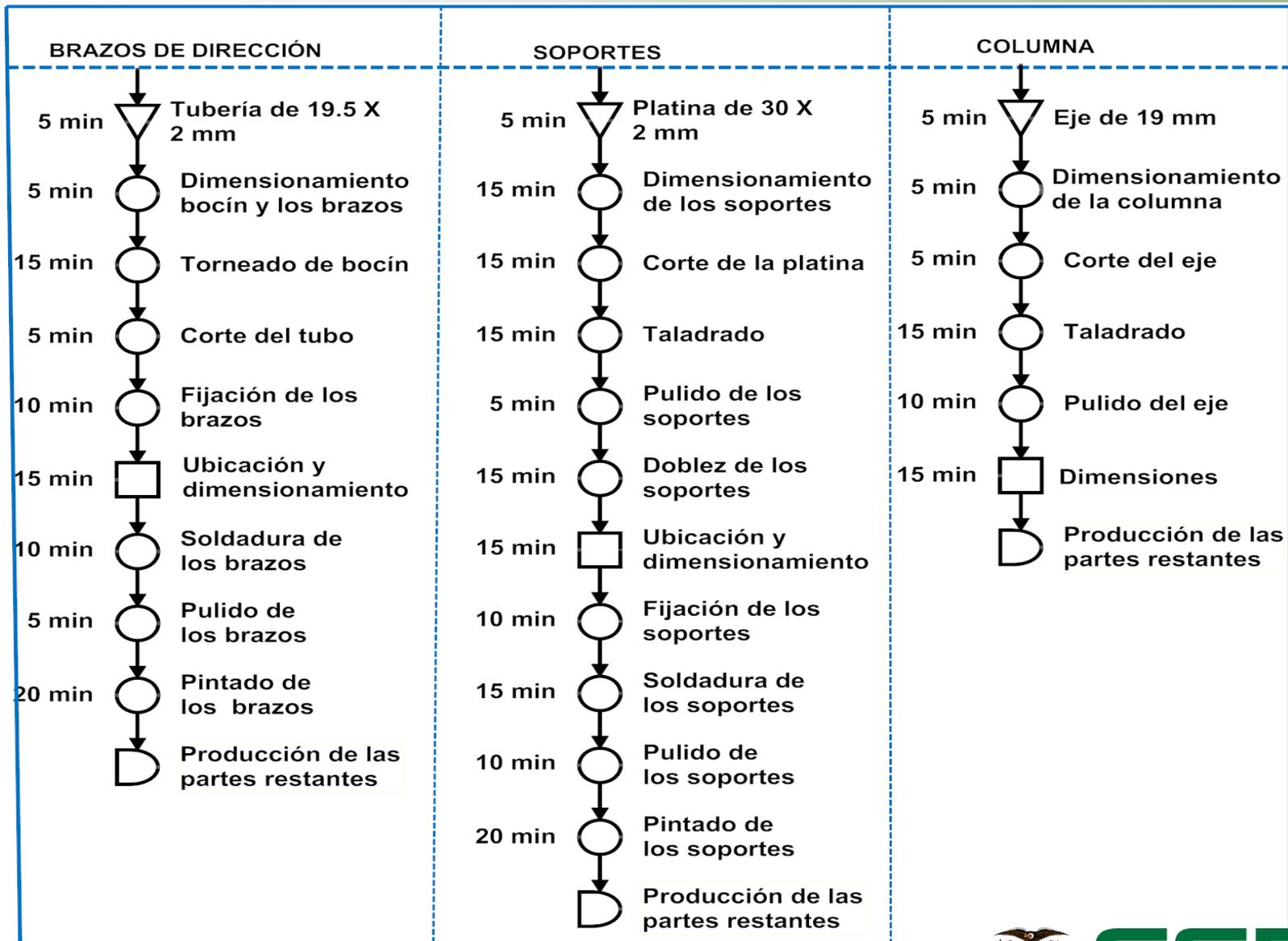




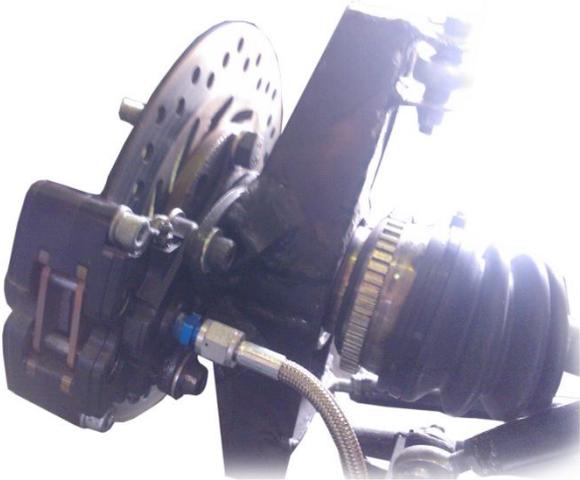
PROCESOS DE MANUFACTURA - SISTEMA DIRECCIÓN



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA



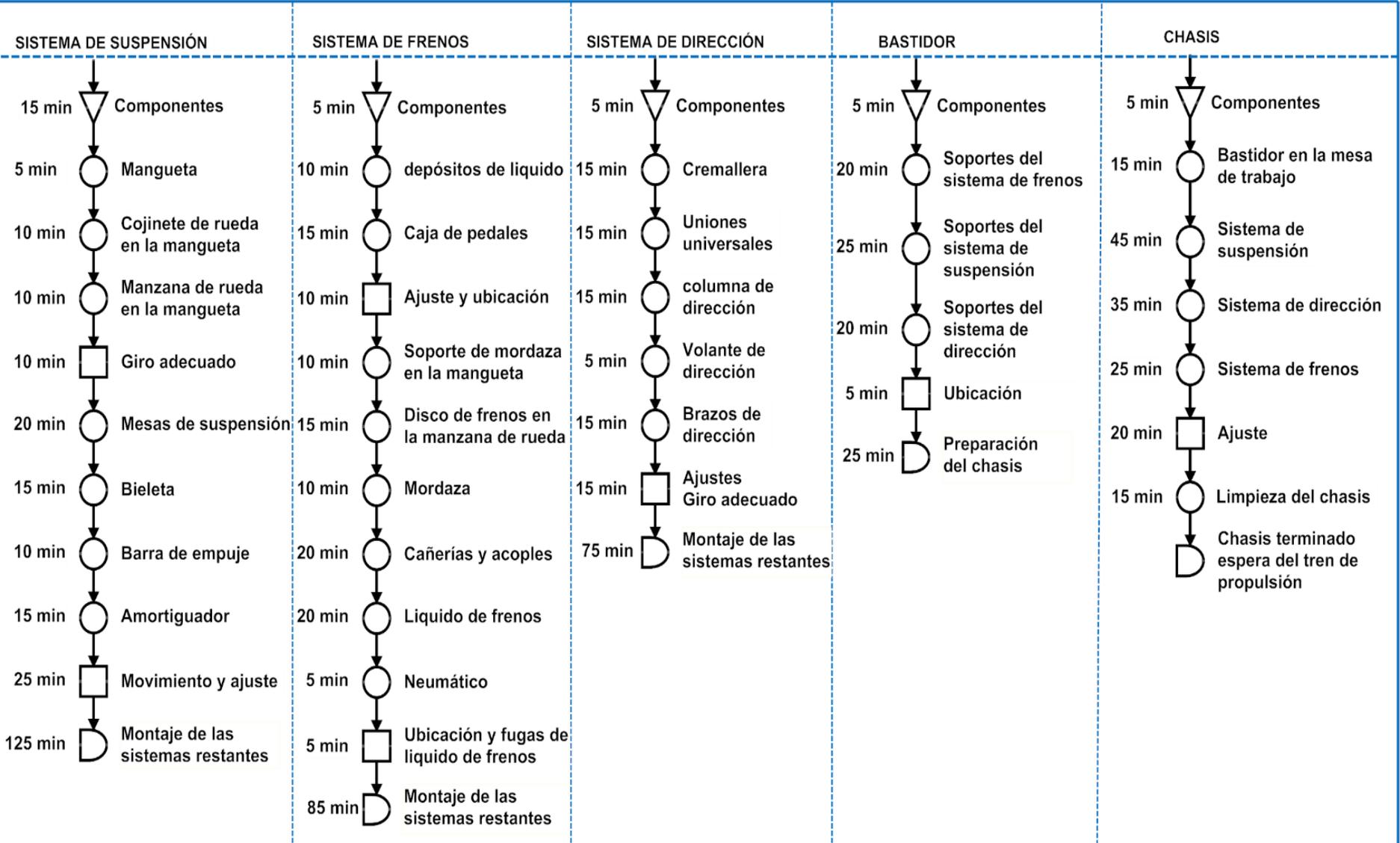
PROCESOS DE MANUFACTURA - SISTEMA DE FRENOS



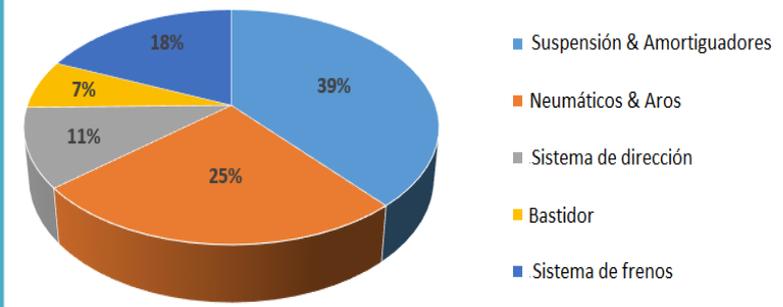
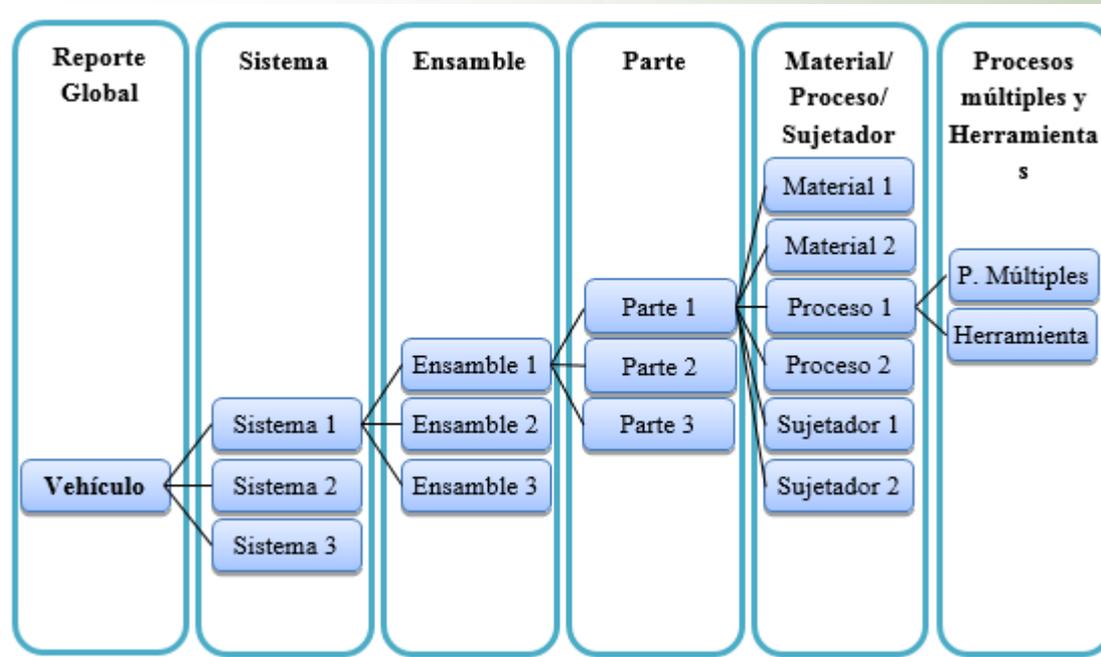
ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA



PROCESO DE ENSAMBLE DEL CHASIS



COSTO TOTAL



Sistema	Materiales	Procesos	Sujetadores	Herramientas	Total
Suspensión & Amortiguadores	\$ 1.171,69	\$ 398,13	\$ 10,12	\$ 96,66	\$ 1.676,60
Neumáticos & Aros	\$ 983,02	\$ 86,40	\$ 18,08	\$ -	\$ 1.087,50
Sistema de dirección	\$ 329,28	\$ 137,30	\$ 2,48	\$ 0,66	\$ 469,72
Bastidor	\$ 72,09	\$ 186,1	\$ 0,00	\$ 35,33	\$ 293,52
Sistema de frenos	\$ 1.022,13	\$ 48,85	\$ 5,48	\$ 0,33	\$ 801,15
Total Chasis	\$ 2.407,69	\$ 856,78	\$ 36,16	\$ 132,98	\$ 4.328,49



PROTOCOLO DE PRUEBAS

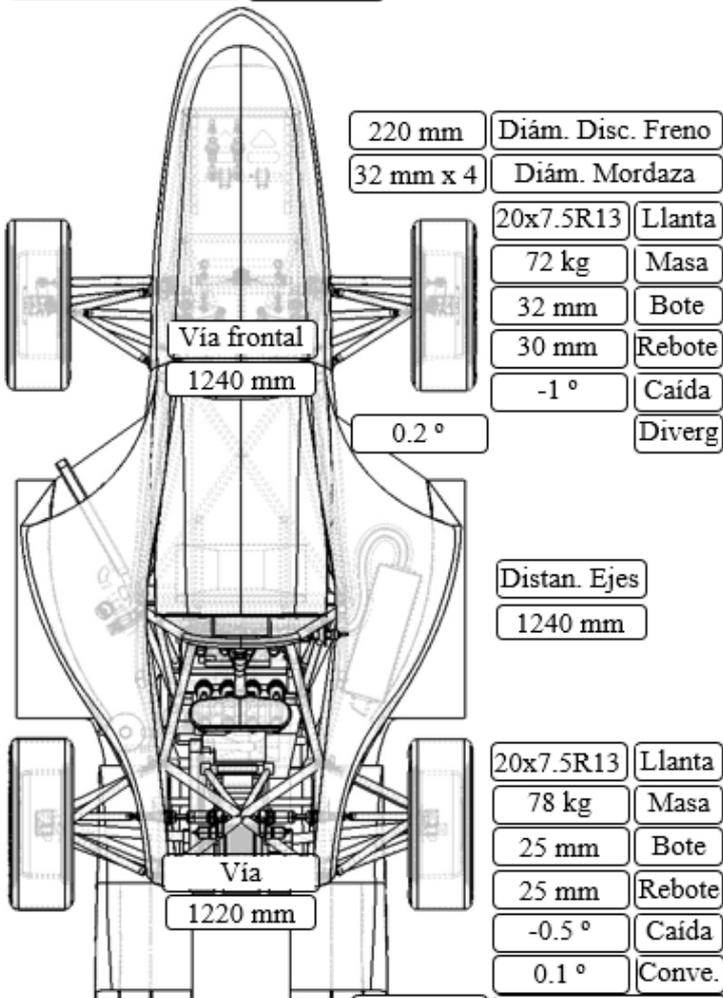


Tiempo de pruebas 60-80 min

Llanta	20x7.5R13
Masa	72 kg
Bote	32 mm
Rebote	30 mm
Caída	-1 °
Diverg	0.2 °

Altura Viaje	50 mm
--------------	-------

Llanta	20x7.5R13
Masa	78 kg
Bote	25 mm
Rebote	25 mm
Caída	-0.5 °
Conve.	0.1 °



220 mm	Diám. Disc. Freno
31 mm x 2	Diám. Mordaza





DIMENSIONES PRINCIPALES

	VALOR		ACEPTACION	
	DISEÑO	PROTOTIPO	SI	NO
Distancia entre ejes	1600 mm	1600 mm	✓	
Vía delantera	1240 mm	1240 mm	✓	
Vía posterior	1220 mm	1220 mm	✓	
Masa neumático frontal izquierdo	72 kg	74.4 kg	✓	
Masa neumático frontal derecho	72 kg	74.4 kg	✓	
Masa neumático posterior derecho	78 kg	80.6 kg	✓	
Masa neumático posterior izquierdo	78 kg	80.6 kg	✓	
Altura de viaje	50 mm	50 mm	✓	
Bote delantero	30 mm	30 mm	✓	
Rebote delantero	32 mm	32 mm	✓	
Bote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓	
Rebote posterior	25.4 mm	25.4 mm	✓	
Ángulo de caída frontal	1°	1°	✓	
Ángulo de caída posterior	- 0.5°	- 0.5°	✓	
Ángulo de avance	4.39 °	4.39 °	✓	
Inclinación de la mangueta	6 °	6 °	✓	
Desfase de la mangueta X	20 mm	20 mm	✓	
Desfase de la mangueta Z	15 mm	15 mm	✓	
Neumáticos	20x7.5R13	20x7.5R13	✓	
Aros	7x13-100	7x13-100	✓	
Ubicación de la cremallera	518 mm detrás del arco frontal	518 mm detrás del arco frontal	✓	
Relación de dirección	11.6	11.6	✓	
Diámetro discos de freno	220 mm	220 mm	✓	
Diámetro cilindros maestros	20 mm	20 mm	✓	
Diámetro de mordazas frontales	32 mm x 4	32 mm x 4	✓	
Diámetro de mordazas posteriores	31 mm x 2	31 mm x 2	✓	



CONCLUSIONES

- El diseño del sistema de suspensión conserva un elevado nivel de dificultad por la cantidad de factores que influyen en el comportamiento del sistema y en la dinámica del vehículo, por lo que es necesario realizar cambios constantes sobre este proceso de diseño hasta determinar la solución más viable.
- Se probó el vehículo en pista, determinando la maniobrabilidad, estabilidad, la resistencia y confiabilidad que posee el chasis en cada una de las pruebas dinámicas las cuales fueron finalizadas con facilidad
- Se determinó la descripción del procedimiento para la construcción de cada subsistema a través de cursogramas, esto permite detectar errores, omisiones, reiteraciones o superposiciones de tareas a fin de subsanarlos y lograr procedimientos más eficientes.



- Se diseñó, construyó e implementó un bastidor resistente seguro ergonómico el cual cumple con los requisitos y normas establecidas para la competencia, mediante la adecuada triangulación y combinación en las dimensiones de los materiales utilizados se obtuvo una apropiada relación entre el peso y la resistencia a la torsión lo cual es un factor importante para el desempeño del vehículo.
- A través de la optimización de la geometría y sincronización la cinemática entre los sistemas de dirección y suspensión se logró establecer el correcto desempeño estático y dinámico del vehículo.
- Se diseñó e implementó el sistema de frenos tomando en consideración los efectos dinámicos máximos a los cuales está sujeto el vehículo de esta manera se optimizó el uso de los componentes para lograr desarrollar un sistema capaz de detener el vehículo en cualquier estado de conducción.



- Se calibró el vehículo acorde a cada prueba dinámica, mediante la variación en la distribución de pesos lo cual produce una transición en el centro de gravedad del vehículo con ello una dinámica diferente así se obtuvo un buen desempeño del vehículo en pista.
- Mediante la ejecución de diferentes pruebas sobre el vehículo, en un escenario con condiciones extremas, se validan los datos de calibración y diseño lo cual afirma el correcto funcionamiento de los sistemas que conforman el chasis.
- La sincronización en el funcionamiento de los subsistemas que conforman el chasis ofrecen maniobrabilidad, confort, control y seguridad del vehículo, teniendo la consideración que cada subsistema puede ser susceptible a mejoras en diseño, construcción e implementación.



RECOMENDACIONES

- Las mejoras técnicas que se pueden hacer a este diseño del chasis dependerán en gran medida del rendimiento entre el diseño la construcción y las pruebas físicas sobre cada sistema, además se puede desarrollar un modelo del chasis usando el software ADAMS o Optimus K., lo cual permitirá analizar todos los factores que influye en la cinemática y dinámica del vehículo de esta manera se mejorará el funcionamiento dinámico del chasis.
- La calibración del sistema de suspensión de los vehículos debe llevarse a cabo antes de cada competencia tomando en consideración los parámetros de la pista. Se debe calibrar la distribución del peso de vehículos y centro de gravedad, la rigidez del resorte y la presión de aire en los amortiguadores y el ajuste del porcentaje que se requiera en las barras estabilizadoras, con ello se logrará variar la dinámica del vehículo y por ende su rendimiento.
- Antes de cada competencia se recomienda realizar una inspección técnica de cada sistema, durante y después de la competencia es recomendable la recopilación de datos del comportamiento del vehículo, esto ayudará a posibles mejoras.



- En competencias futuras es recomendable el uso de componentes electrónicos que recopilen datos de aceleración a las que está sujeto el vehículo, frecuencias de oscilación de la suspensión, tiempos de frenado y el trazado real de la pista, ya que esto ayudará a desarrollar un vehículo mejorado para esta competencia.
- En futuros diseños es recomendable el uso de materiales compuestos para disminuir el peso del vehículo e incrementar su resistencia, con esto se logrará un vehículo más competitivo.
- Para diseños posteriores es recomendable mantener los sistemas utilizados y realizar avances tecnológicos sobre estos ya que son susceptibles a mejoras así se obtendrá el máximo desempeño del vehículo.



GRACIAS



INGENIERÍA AUTOMOTRIZ



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA