



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño de un banco de pruebas
para medir rigidez torsional**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Óscar Daniel Santos Galán

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Fernando Velázquez Villegas



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017

Agradecimientos

A mis padres, Alberta Galán Tenorio y Vidal Santos Rosario, por brindarme siempre su amor y su apoyo incondicional, por sus enseñanzas que me han guiado a ser la persona que soy, por su esfuerzo diario para darme la oportunidad de llegar a cumplir este gran sueño. Siempre han sido mi mayor ejemplo, les agradezco todo lo que hacen por mí, mis queridos viejos.

A mis hermanos, Héctor y Carlos, por tantos cuidados y regaños, por sus consejos y su apoyo, por su compañía y su amistad, por ser los mejores hermanos que alguien puede tener, siempre me hacen sentir orgulloso, carnales.

A mis abuelitas, Mamá Raquel y Lidia Rosario, por darme a los mejores padres, por quererme tanto y siempre ver por mí, yo sé que desde el cielo lo siguen haciendo. Las extraño.

A mi Itzuri hermosa, por aguantarme tanto y por amarme todavía más, por siempre motivarme a ser una mejor persona, por siempre hacerme sentir cómodo para ser yo mismo, por ser la mujer que siempre soñé y por ser esa linda razón.

A ese gran equipo que formamos en Baja SAE, por contagiarme sus ganas de querer sobresalir, por tantas risas y buenos momentos que pasamos, por hacerme sentir esa vibra que estremece al cantar un Goya en las competencias.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, por darme la oportunidad de formar parte de ella, por permitirme cumplir este sueño que tenía desde niño, por formarme como profesionista y como persona.

A la Facultad de Ingeniería, por tantas buenas enseñanzas dentro y fuera de sus aulas, por tener a tan buenos profesores que me compartieron sus conocimientos.

Al Dr. Fernando Velázquez Villegas, por tantas enseñanzas no sólo académicas, por el apoyo y por el tiempo que se necesitó en este trabajo, por compartir sus conocimientos conmigo y por los consejos que me brindó.

Se agradece el apoyo de la DGAPA-UNAM por el apoyo recibido para la realización de este trabajo a través de los proyectos PAPIIT IN113315 y PAPIIME PE107616.

Contenido

INTRODUCCIÓN	1
1 MARCO TEÓRICO	2
1.1 El chasis automotriz	3
1.2 Tipos de chasis	3
1.2.1 Chasis independiente	3
1.2.2 Chasis de plataforma	4
1.2.3 Chasis autoportante o monocasco	5
1.2.4 Chasis espacial tubular	5
1.3 Rigidez del chasis	6
1.3.1 Rigidez flexional	6
1.3.2 Rigidez torsional	7
1.4 Métodos para determinar la rigidez torsional de un chasis	9
1.4.1 Método analítico	9
1.4.2 Método de simulación	10
1.4.3 Método experimental	11
1.5 Tipos de ensayo de rigidez torsional	12
1.5.1 Sujeción en tres puntos	13
1.5.2 Sujeción en dos puntos	13
1.6 Diferentes bancos de prueba usados	14
1.6.1 Ensayo dinámico de vehículos	14
1.6.2 Banco de actuadores hidráulicos	15
1.6.3 Banco de pruebas mediante pesas	16
2 MÉTODO DE DISEÑO	17
2.1 Planteamiento del problema	17
2.2 Objetivos de diseño	18
2.3 Requerimientos y especificaciones	19
2.3.1 Ajustable a chasis de otras temporadas	20
2.3.2 Rigidez elevada	21
2.3.2.1 Simulación del chasis en HyperMesh	21
2.3.3 Instalación sencilla	29
2.3.4 Bajo costo en materiales y manufactura	29
2.3.5 Manufactura y mantenimiento sencillo	29
2.3.6 Síntesis de especificaciones	29
2.4 Diseño conceptual	31
2.5 Diseño de detalle	33
2.5.1 Palanca	33

2.5.2	Bases del banco de pruebas	35
2.5.3	Elementos de unión con el chasis	36
2.5.4	Ensamble del banco de pruebas con el chasis	38
3	ANÁLISIS DEL BANCO DE PRUEBAS MEDIANTE SOFTWARE	39
3.1	Análisis de la barra para aplicar la carga al chasis	39
3.2	Análisis de los bancos	42
3.2.1	Banco delantero izquierdo	43
3.2.2	Banco delantero derecho	45
3.2.3	Banco trasero izquierdo	47
3.2.4	Banco trasero derecho	49
4	CONCLUSIONES	52
	BIBLIOGRAFÍA	54
	ANEXOS	57

Índice de Figuras

Fig. 1-1 Chasis autoportante del Citroën Traction Avant [11]	2
Fig. 1-2 Chasis formado por largueros y travesaños [12]	3
Fig. 1-3 Chasis independiente [13]	4
Fig. 1-4 Chasis de plataforma en un VW [14]	4
Fig. 1-5 Chasis autoportante [15]	5
Fig. 1-6 Chasis espacial tubular [16]	5
Fig. 1-7 Fuerzas que generan flexión en un chasis [17]	6
Fig. 1-8 Barra sometida a una torsión [18]	7
Fig. 1-9 Cargas y sujeciones en una simulación [20]	10
Fig. 1-10 Indicador de caratula para la prueba de rigidez torsional [21]	11
Fig. 1-11 Eje circular sometido a torsión [5]	12
Fig. 1-12 Ensayo de torsión sujeto en tres puntos [22]	13
Fig. 1-13 Ensayo de torsión sujeto en dos puntos [23]	13
Fig. 1-14 Prueba dinámica de un vehículo [24]	14
Fig. 1-15 Banco de pruebas mediante actuadores hidráulicos [25]	15
Fig. 1-16 Banco de pruebas mediante pesas [26]	16
Fig. 2-1 Vehículo UNAM Baja SAE 2014 en prueba de Enduro	17
Fig. 2-2 Sujeciones de suspensión en vehículos anteriores	20
Fig. 2-3 Sujeción de suspensión del vehículo UNAM Baja SAE 2016	21
Fig. 2-4 Clasificación de tubos en chasis	22
Fig. 2-5 Modelo de análisis de rigidez torsional	23
Fig. 2-6 Resultados de desplazamientos en Y bajo una carga de 4000 [N]. Desplazamientos en [mm]	24
Fig. 2-7 Resultados de Esfuerzos bajo una carga de 4000 [N]. Esfuerzos en [MPa]	26

Fig. 2-8 Resultados de Deformaciones bajo una carga de 4000 [N]. Deformaciones en [mm/mm]	27
Fig. 2-9 Especificaciones de soportes delanteros	30
Fig. 2-10 Especificaciones de soportes traseros	30
Fig. 2-11 Gato mecánico de tijera [27]	31
Fig. 2-12 Palanca para aplicación de fuerza [22]	32
Fig. 2-13 Áreas transversales de las barras	33
Fig. 2-14 Barra cuadrada para la palanca	35
Fig. 2-15 Base para el banco de pruebas	35
Fig. 2-16 Elemento de unión trasero	36
Fig. 2-17 Elemento de unión delantero derecho	37
Fig. 2-18 Elemento de unión con la palanca	37
Fig. 2-19 Ensemble de chasis con el banco de pruebas	38
Fig. 3-1 Análisis a la barra del banco delantero izquierdo	40
Fig. 3-2 Esfuerzos en la barra bajo el caso de 1000 [N] en el chasis. Esfuerzos en [MPa]	40
Fig. 3-3 Esfuerzo máximo en la barra. Esfuerzos en [MPa]	41
Fig. 3-4 Análisis de banco delantero izquierdo	43
Fig. 3-5 Esfuerzos en el banco delantero izquierdo bajo las condiciones de 1000[N] en el chasis. Esfuerzos en [MPa]	44
Fig. 3-6 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco delantero izquierdo	45
Fig. 3-7 Análisis del banco delantero derecho	45
Fig. 3-8 Esfuerzos en el banco delantero derecho bajo una carga en el chasis de 1000 [N]. Esfuerzos en [MPa]	46
Fig. 3-9 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco delantero derecho	47
Fig. 3-10 Análisis del banco trasero izquierdo	47
Fig. 3-11 Esfuerzos en el banco trasero izquierdo bajo una carga en el chasis de 1000[N]. Esfuerzos en [MPa]	48

<i>Fig. 3-12 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco trasero izquierdo</i>	<i>49</i>
<i>Fig. 3-13 Análisis del banco trasero derecho</i>	<i>49</i>
<i>Fig. 3-14 Esfuerzos en el banco trasero derecho bajo una carga en el chasis de 1000[N]. Esfuerzos en [MPa]</i>	<i>50</i>
<i>Fig. 3-15 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco trasero derecho</i>	<i>51</i>

Introducción

El presente trabajo tiene por objeto de estudio el banco de pruebas, para la medición de la rigidez torsional en el chasis diseñado y construido por el equipo Baja SAE UNAM para la temporada 2016, a fin de que se garantice que las características de conducción sean las mejores para la competencia Baja SAE.

La verificación del valor de rigidez torsional del chasis del vehículo del equipo Baja SAE UNAM resulta de gran importancia debido a que si cumple el valor teórico propuesto por el equipo, los parámetros que dependen de ello estarán satisfaciendo sus especificaciones, con lo que podrán estar en condiciones de obtener mejores resultados dentro de la competencia.

En el primer capítulo se presentan los parámetros que son de suma importancia tener en cuenta al diseñar un chasis automotriz, así como los métodos que se pueden utilizar para determinar dichos parámetros, además de los tipos de bancos que se han utilizado para hacer las pruebas físicas a los chasis de los vehículos.

Posteriormente, se presenta el método de diseño que se siguió en este trabajo, en el cual se plantea el problema al que se enfrenta este proyecto y los objetivos de diseño, los requerimientos y especificaciones, pasando entonces al diseño conceptual y el diseño de detalle.

En el último capítulo de este trabajo de tesis, se realizó el estudio de los análisis numéricos generados a los diferentes elementos del banco para asegurar su función y determinar cuál es la situación crítica máxima a la que se puede enfrentar; para finalizar, se presentan las conclusiones de este proyecto.

1 Marco teórico

Podemos remontar la historia del automóvil al año de 1885, cuando el ingeniero alemán Karl Benz produjo un vehículo motorizado de tres ruedas capaz de alcanzar los 18 km/h, el cual fue seguido por el vehículo motorizado de cuatro ruedas producido por Gottlieb Daimler en 1886 que alcanzaba los 16 km/h.

Así fueron pasando los años al igual que la evolución de los automóviles y para el año de 1903 ya alcanzaban velocidades de 110 km/h, pero estos eran muy costosos y se averiaban con frecuencia. Fue al término de la Primera Guerra Mundial que los fabricantes tomaron un nuevo camino, el cual lograba una producción más barata y automóviles más compactos. Esto se atribuye a Henry Ford y a la producción en serie del Modelo "T", logrando que los automóviles tuvieran precios accesibles y no fueran un juguete de ricos; fue la intercambiabilidad de sus componentes lo que permitió que el vehículo fuera producido en grandes cantidades mientras que los otros automóviles eran laboriosamente manufacturados.

Con todos estos avances, más tarde otras fábricas empezaron a producir vehículos con el mismo sistema y aplicando mejoras innumerables al diseño y producción, pues cada vez tenían un mercado más exigente y una demanda insaciable.

Parte importante de estas mejoras y más aún del vehículo mismo es el chasis del automóvil, pues los primeros automóviles tomaron como modelo a los vehículos de tracción animal, colocando largueros y sobre ellos la carrocería y los elementos mecánicos; posteriormente, en 1927 apareció la primera carrocería construida completamente con una estructura de acero en los automóviles de Ford. En 1934 se marcó la evolución de la carrocería con la presentación de los primeros vehículos autoportantes con una carrocería completamente fabricada con chapas de acero, se trataba del Citroën Traction Avant mostrado en la Figura 1-1.



Fig. 1-1 Chasis autoportante del Citroën Traction Avant [11]

Para adentrarnos en los grandes avances en el diseño del chasis vehicular, se mencionarán los diferentes tipos de chasis utilizados en los automóviles.

1.1 El chasis automotriz

El chasis es un conjunto que consiste en una estructura interna que soporta todos los elementos y grupos mecánicos de un vehículo (motor, suspensión, dirección, etc.) aportando rigidez y forma, aunque en este trabajo el término “chasis” se utiliza como sinónimo de bastidor.

Un chasis en su forma más fundamental está formado por dos elementos longitudinales situados en ambos lados del vehículo llamados largueros, unidos transversalmente por medio de otras estructuras más cortas, llamadas travesaños; un ejemplo de éste se muestra en la Figura 1-2.

Además de soportar el peso de todos los elementos y partes que componen el vehículo, el chasis también debe soportar cargas externas a éste, como son las cargas dinámicas e inerciales originadas por el funcionamiento y movimiento del mismo vehículo.



Fig. 1-2 Chasis formado por largueros y travesaños [12]

1.2 Tipos de chasis

En este momento existen diferentes tipos de chasis que se utilizan en los automóviles, dependiendo cada una del propósito del mismo. En este trabajo, se hablará de cuatro tipos de chasis.

1.2.1 Chasis independiente

Este tipo de chasis fue el utilizado en los primeros automóviles retomando el diseño de los carruajes de la época, empleado actualmente en camiones y camionetas; formado en su conjunto por dos largueros longitudinales laterales unidos entre sí por medio de travesaños, como el que se puede observar en la Figura 1-3, constituyendo una base sobre la que se montan los elementos mecánicos y la carrocería del vehículo, de tal manera que este elemento presenta una elevada resistencia y rigidez para recibir y absorber los esfuerzo de flexión y torsión derivados del funcionamiento del vehículo.

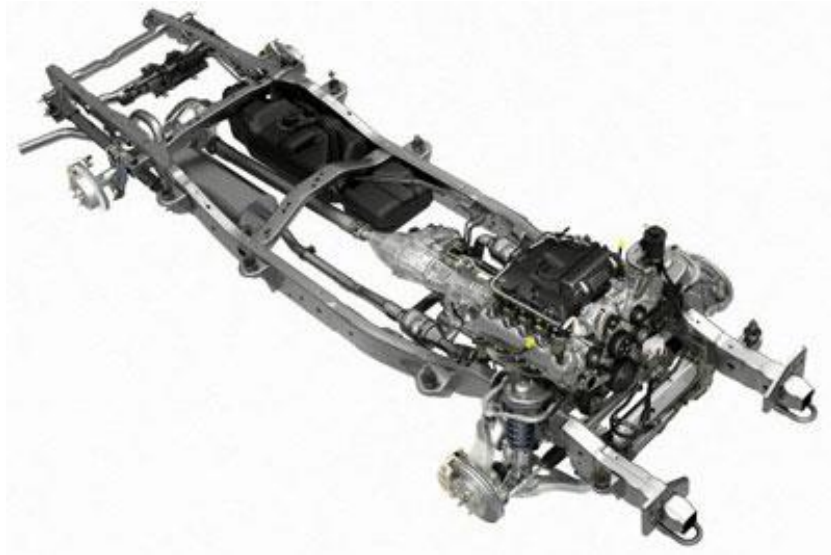


Fig. 1-3 Chasis independiente [13]

1.2.2 Chasis de plataforma

Es una plataforma portante y resistente que además es ligero como la de la Figura 1-4, formada por la unión de varias chapas soldadas, generalmente con soldadura por puntos, obteniendo una rigidez capaz de soportar los elementos mecánicos y la carrocería del vehículo. Gracias a esta rigidez obtenida por su forma, el chasis consigue ser lo suficientemente ligero, además de poder ser compuesta por elementos desmontables, colocados mediante tornillos o remaches, lo que facilita el mantenimiento de la carrocería.

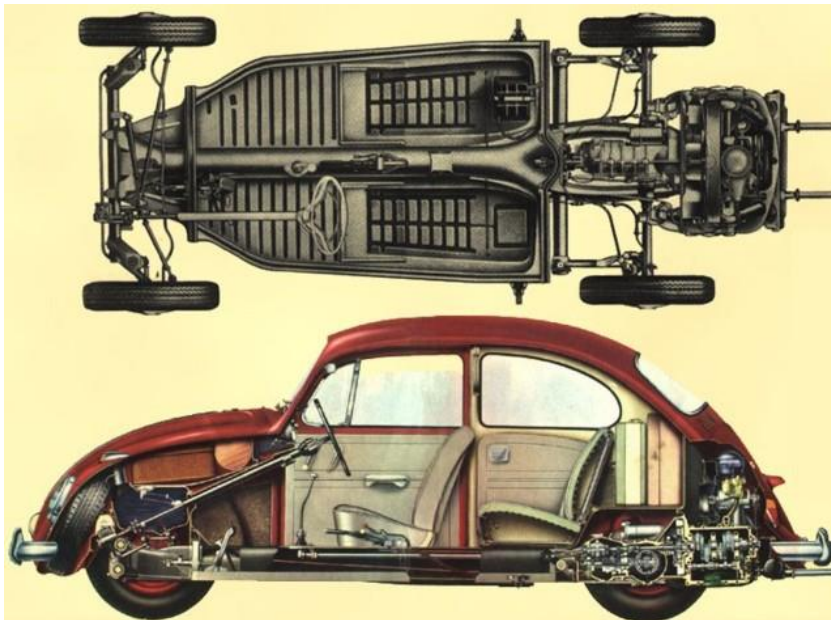


Fig. 1-4 Chasis de plataforma en un VW [14]

1.2.3 Chasis autoportante o monocasco

Es el más utilizado en la actualidad en los automóviles debido a que proporciona una reducción importante del peso, mayor estabilidad y rigidez, así como bajo costo de producción. Es una estructura constituida por elementos de chapas de diferentes formas unidas mediante puntos de soldadura principalmente, la cual sea capaz de soportarse a sí misma y a los elementos mecánicos que se coloquen en ella, mostrada en la Figura 1-5.



Fig. 1-5 Chasis autoportante [15]

1.2.4 Chasis espacial tubular

Estructura constituida por un armazón de tubos soldados entre sí formando una especie de jaula a la que se sujetan los elementos del vehículo, dando como resultado un conjunto muy rígido y ligero, como el mostrado en la Figura 1-6. Debido a su complejidad en diseño y manufactura no resulta rentable para la fabricación en masa, por lo que principalmente son utilizados en autos de carreras y deportivos de gama alta.

La configuración del chasis espacial tubular es el utilizado por los vehículos Baja SAE, por lo que el presente trabajo se enfocará en este tipo de chasis.



Fig. 1-6 Chasis espacial tubular [16]

1.3 Rigidez del chasis

Como anteriormente se mencionó, el chasis debe soportar las cargas externas al vehículo a las que esté sometido, cargas dinámicas e inerciales, por lo que resulta de gran importancia un análisis detallado de estas cargas sobre el chasis, pues a partir de dichos análisis el diseñador toma decisiones que le conduzcan a un mejor resultado.

Además, el chasis debe ser capaz de unir los elementos que sobre él van montados y hacerlo de tal manera que sus posiciones se mantengan siempre dentro de unas estrictas tolerancias, por lo que es necesario dotarlo de un elevado grado de rigidez.

A consecuencia de las cargas verticales el chasis estará sometido a cargas de flexión, y a cargas de torsión debidas a alguna desnivelación en el camino o a un choque lateral.

1.3.1 Rigidez flexional

La rigidez flexional se refiere a la medida de la resistencia del chasis a ser flexionado debido al efecto de cargas estáticas verticales cuando el vehículo está montado sobre la suspensión.

Este concepto es de suma importancia en el diseño de un chasis ya que cuando la flexibilidad del chasis (inversa de la rigidez flexional) llega a ser minimizada se puede llegar a tener un mayor control sobre el movimiento del vehículo. (Thompson, 1998)

Todos los elementos que van montados en el chasis, desde los elementos mecánicos, como son el motor, la transmisión, etc., hasta el mismo piloto del vehículo, generan una serie de fuerzas verticales que provocan una deformación en el chasis, simplificada en la Figura 1-7, por lo que es conveniente hacer un buen acomodo de estos elementos para conseguir un mejor comportamiento del vehículo.

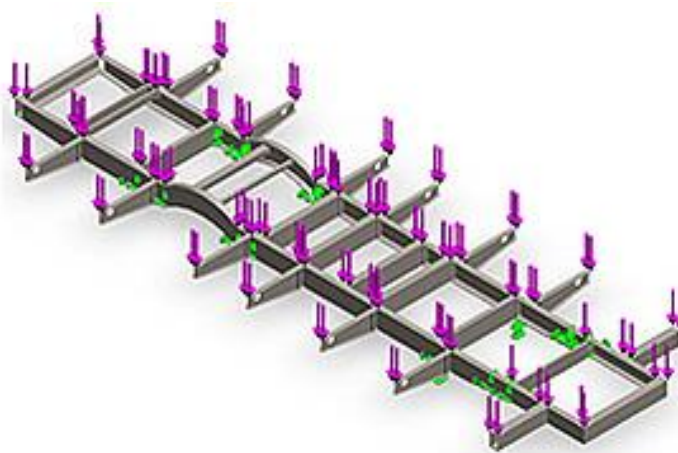


Fig. 1-7 Fuerzas que generan flexión en un chasis [17]

1.3.2 Rigidez torsional

La rigidez torsional, como su nombre lo indica, es la medida de la resistencia que presenta el chasis a la torsión y un vehículo debe tener una elevada rigidez torsional a lo largo de su eje longitudinal, para que las cargas laterales se puedan distribuir adecuadamente de adelante hacia atrás.

Durante el diseño de un chasis, la experiencia de los fabricantes de chasis admite que las condiciones de rigidez torsional resultan superiores a los requisitos de rigidez a flexión, por lo que si se sobrepasan las condiciones de rigidez torsional se aseguran, a su vez, las de rigidez flexional.

La importancia de cumplir con este requerimiento radica en que “la rigidez torsional del chasis de un vehículo afecta significativamente las características de conducción y por lo tanto es un parámetro importante para medir.” (Thompson). Además, este concepto también afecta otros parámetros como el rendimiento, la comodidad o la seguridad del vehículo.

Durante la etapa de diseño se realizan ciertas predicciones del valor de rigidez torsional que tendrá el chasis mediante análisis por elemento finito, recalando la importancia del uso de este tipo de análisis en la industria ya que permite obtener resultados en un menor tiempo y con un bajo costo, para después ser validados con un método experimental que mida directamente la rigidez torsional.

La rigidez torsional se expresa en $[N \cdot m / \text{deg}]$ convencionalmente, y es la fuerza necesaria por unidad de longitud necesaria para conseguir un grado de torsión sobre el eje longitudinal. Por ejemplo, cuando se exprime un trapo mojado éste opone una cierta fuerza a ser retorcido, y esa fuerza aumenta a medida que se retuerce más, y el trapo experimenta cargas como se muestran en la Figura 1-8.

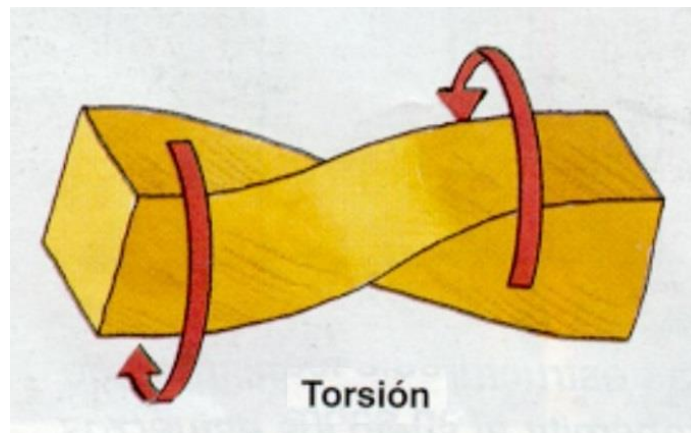


Fig. 1-8 Barra sometida a una torsión [18]

El valor de rigidez torsional que se proponga para un chasis de cierto vehículo depende enteramente de la actividad en que se quiera desempeñar, pues de ella se tomará el par máximo al que pueda estar sometido el vehículo. De esta manera, los automóviles llegan a tener valores de rigidez torsional muy variados, una lista de valores en diferentes vehículos se muestra en la Tabla1.

Modelo	N·m / grado
Rolls-Royce Phantom	40.500
Mercedes-Benz Clase S (2014)	40.500
Volkswagen Phaeton	37.000
Porsche Cayenne	36.900
Audi A8 (2003)	33.000
Jaguar F-Type Coupé (2014)	33.000
Range Rover	32.500
Volkswagen Tiguan 2016	28.000
Mercedes-Benz Clase S (2009)	27.500
BMW X5 (2007)	27.000
Land Rover Freelander 2	27.000
Mitsubishi Lancer Sportback (2008)	25.800
BMW X5 (2006)	25.500
BMW Serie 7	25.000
Volkswagen Golf V	25.000
Volkswagen Tiguan 2016 (techo cristal)	25.000
Volkswagen Touareg (2010)	24.800
BMW Serie 5	24.000
Rover 75	24.000
BMW X5 (1999)	23.500
Peugeot 407	22.675
Saab 9-3 SportSedan (2008)	22.000
Fiat Bravo 2007	21.256
Saab 9-3 SportHatch (2008)	20.550
BMW Serie 3	20.000
Volkswagen Polo	20.000
Volvo S60	20.000
Audi TT	19.000
Opel Vectra	18.000
Peugeot 207 CC (techo cerrado)	17.430
Ford Mondeo 4 puertas	16.800
Jaguar X-Type	16.500
Peugeot 206 SW	15.800
Volkswagen Golf IV	14.500
Jaguar XJ8 batalla corta	14.300
Peugeot 207 CC (techo abierto)	11.625
Peugeot 807	9.800

Tabla 1.- Rigidez torsional de diversos vehículos comerciales [19]

1.4 Métodos para determinar la rigidez torsional de un chasis

Como ya se ha visto, la rigidez torsional toma un papel bastante importante en el diseño del chasis para asegurar una buena conducción, comodidad y seguridad del vehículo; teniendo esto en cuenta, un propósito de diseño siempre es incrementar la rigidez torsional del chasis sin incrementar significativamente el peso del vehículo.

Durante el proceso de diseño se puede ir determinando el valor de rigidez torsional con motivo de lograr alcanzar el objetivo que al principio se haya propuesto. Los métodos para determinar la rigidez torsional de un chasis incluyen un método analítico, un método de simulación y un método experimental. (Tebby, 2011)

1.4.1 Método analítico

Determinar la rigidez torsional basada únicamente en la geometría del chasis puede resultar difícil para un vehículo que tenga geometrías complejas, las cuales son muy comunes. Sin embargo, haciendo uso de los principios de mecánica de sólidos y algunas simplificaciones en las que las secciones transversales terminen siendo equivalentes a una sección circular, se puede desarrollar un método que proporcione un valor aproximado.

El torque o par aplicado (T) está relacionado con el ángulo de giro del chasis (φ) mediante la siguiente ecuación:

$$T = \frac{JG\varphi}{L} = K_T\varphi \quad [\text{Nm}] \quad \text{Ec. 1}$$

Dónde:

J = Momento polar de inercia en $[\text{m}^4]$

G = Modulo de elasticidad transversal del material en $[\text{GPa}]$

L = Longitud característica de la sección transversal en $[\text{m}]$

Como un chasis cuenta con múltiples y complejas secciones transversales es necesario considerar al chasis como una serie de diferentes secciones transversales unidas. Con esta suposición y la superposición del método, es decir, hacer el cálculo en determinadas secciones del chasis que tengas la misma sección transversal y después sumando cada valor de rigidez individual, es posible determinar la rigidez torsional total de la estructura del vehículo.

Con la aplicación de este método observamos que la variable que se puede controlar es el ángulo de giro del chasis, es decir, el torque aplicado es dependiente del ángulo de giro del chasis.

1.4.2 Método de simulación

El método de simulación está basado en estudios previos mediante análisis por elemento finito (*Finite Element Analysis*, FEA por sus siglas en inglés) realizados al chasis. En esta simulación se aplican cargas opuestas de igual magnitud en los puntos de sujeción de la suspensión delantera mientras las sujeciones de la suspensión trasera se mantienen fijas, como se puede observar en la Figura 1-9. Los valores que se toman para determinar la rigidez torsional son las deflexiones en los puntos de sujeción de las suspensiones.

La rigidez torsional es calculada usando las siguientes ecuaciones:

$$K_T = \frac{T}{\varphi} = \frac{FB}{(\varphi_i + \varphi_d)} \quad [\text{Nm}/^\circ] \quad \text{Ec. 2}$$

Dónde:

$$\varphi_i = \tan^{-1} \left(\frac{v_i}{B/2} \right) \quad [^\circ] \quad \text{Ec. 3}$$

$$\varphi_d = \tan^{-1} \left(\frac{v_d}{B/2} \right) \quad [^\circ] \quad \text{Ec. 4}$$

En las ecuaciones anteriores el torque T es representado por las fuerzas aplicadas en los puntos de sujeción, F, y el ancho del vehículo, B. Las deflexiones angulares, φ_i y φ_d , están dadas a partir de las deflexiones verticales a ambos lados del vehículo, v_i y v_d , izquierda y derecha respectivamente, así como del ancho del vehículo. Las deflexiones angulares podrán ser iguales en ambos lados del vehículo, pero no necesariamente debe de ser así, debido a que el chasis en general no siempre es simétrico con respecto al eje longitudinal del mismo.

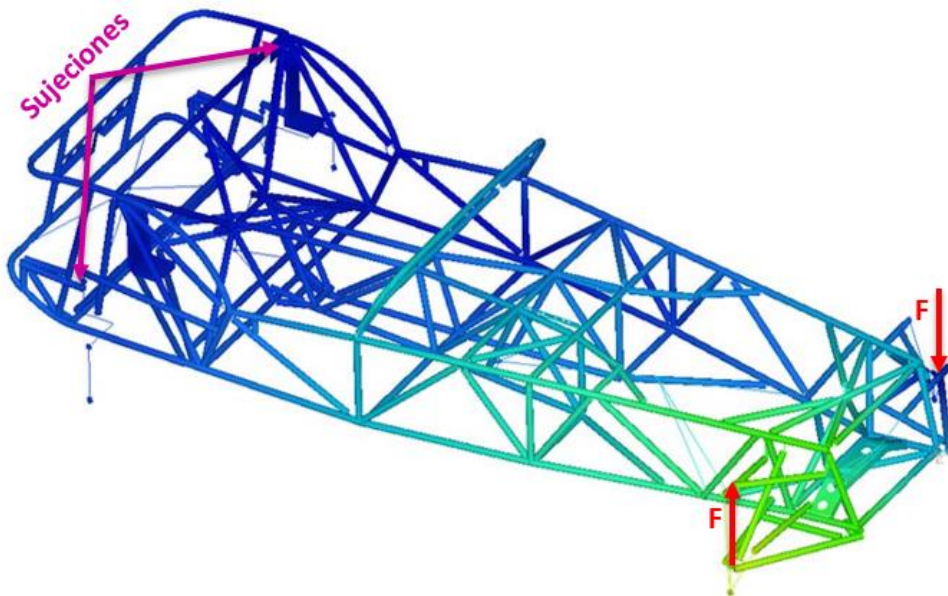


Fig. 1-9 Cargas y sujeciones en una simulación [20]

1.4.3 Método experimental

El método experimental para determinar la rigidez torsional es similar al método de simulación descrito anteriormente. En la mayoría de los casos, se manufactura un banco de pruebas que en esencia tienen las mismas características. En este método se utilizan actuadores lineales para generar un desplazamiento vertical en las sujeciones de la suspensión delantera ya sea que se genere en un solo lado del vehículo o de los dos, lo cual se describirá más adelante; mientras que en la suspensión trasera se mantienen fijas las sujeciones. Para determinar la fuerza generada se colocan celdas de carga por debajo de los actuadores lineales, y para medir los desplazamientos se colocan indicadores de caratula en diferentes puntos a lo largo del chasis, como el de la Fig 1-10.



Fig. 1-10 Indicador de caratula para la prueba de rigidez torsional [21]

La rigidez torsional se encuentra mediante las siguientes ecuaciones:

$$T = \left\{ \frac{|R_d| + |R_i|}{2} \right\} L_c \text{ [Nm]} \quad \text{Ec. 5}$$

$$\theta = \frac{|\delta_d| + |\delta_i|}{L_m} \text{ [}^\circ\text{]} \quad \text{Ec. 6}$$

$$K = \frac{T}{\theta} \text{ [Nm/}^\circ\text{]} \quad \text{Ec. 7}$$

En la ecuación de arriba el torque T , es basado en las fuerzas de reacción (R_d y R_i) en los lados derecho e izquierdo respectivamente, así como la distancia lateral entre las celdas de carga. La deflexión angular θ , está dada por los desplazamientos verticales a la derecha e izquierda respectivamente (δ_d y δ_i) medidos en los actuadores lineales. La rigidez torsional K , se basa en el torque y en la deflexión angular y es encontrada con varios desplazamientos de los actuadores lineales, de los cuales se hace un ajuste mediante regresión por mínimos cuadrados y el valor promedio representa la rigidez torsional.

Este método es comúnmente utilizado en vehículos de competencia, donde se necesita asegurar un valor de rigidez torsional para su correcto funcionamiento durante la competencia, sin embargo hay que tener en cuenta que los resultados de este método solamente representan una aproximación a lo que le puede ocurrir al vehículo durante su funcionamiento.

De esta manera, muchos fabricantes se dan a la tarea de comprobar que el valor de rigidez torsional del chasis obtenido mediante el método experimental sea lo suficientemente aproximado al valor obtenido mediante la simulación, para así validar este modelo y pueda ser utilizado en posteriores estudios, lo cual resulta de cierta complejidad pues hay que tener cuidado de que el ensayo se realice de forma seria, esto es bajo ciertas normas en cuanto a forma de aplicación de la carga, el tipo de bancada, etc., y así garanticen la repetibilidad y la comparabilidad entre un ensayo y otro.

1.5 Tipos de ensayo de rigidez torsional

Retomando la literatura de la mecánica de materiales en cuanto a torsión, es necesario tener en cuenta algunos conceptos que se aplican en los ensayos de rigidez torsional de un chasis. Así, podemos empezar con la consideración de que para analizar un elemento a torsión, este debe de estar unido a un soporte fijo en uno de sus extremos y en el otro extremo se aplica un par de torsión T como se muestra en la Figura 1-11, así el elemento a torsión girará el extremo libre generando un ángulo de giro ϕ . Lo que significa que en un rango de valores de T , el ángulo de giro ϕ es proporcional a T .

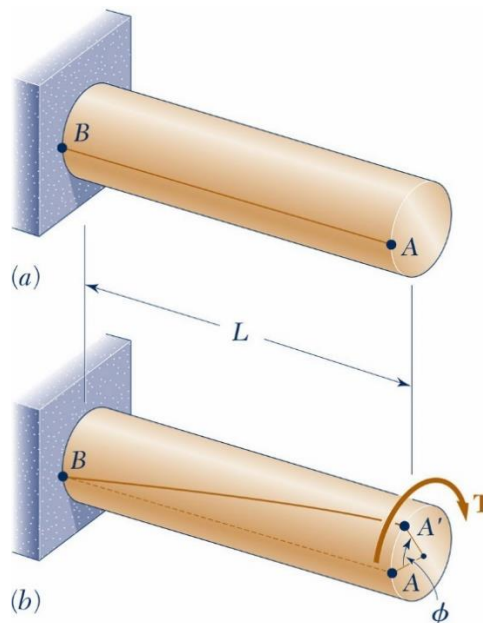


Fig. 1-11 Eje circular sometido a torsión [5]

Ahora bien, el par de torsión que se aplica en un extremo del elemento, se puede aplicar de dos formas diferentes cuando se lleva a la realidad en un ensayo de torsión.

1.5.1 Sujeción en tres puntos

La primer forma en que se puede aplicar el par de torsión es sujetando fijamente tres puntos del chasis, dos traseros y uno delantero, y aplicando la fuerza en un cuarto punto (delantero) como en la Figura 1-12, que se puede desplazar en sentido vertical, en el cual también se mide el desplazamiento que se generó debido a la fuerza aplicada para posteriormente hacer los cálculos necesarios.

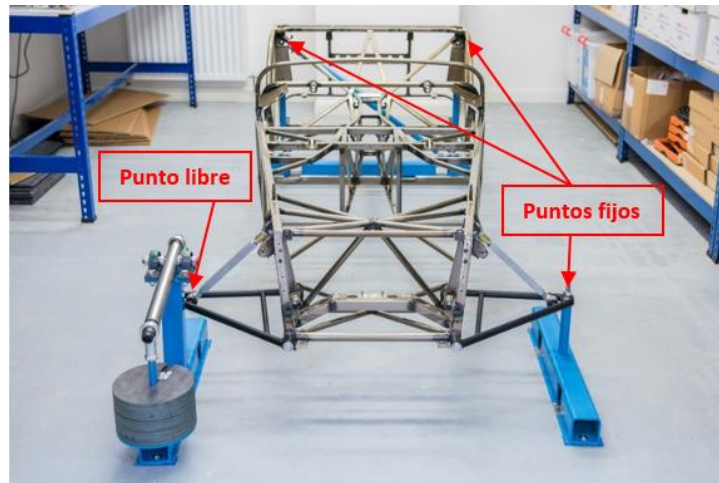


Fig. 1-12 Ensayo de torsión sujeto en tres puntos [22]

1.5.2 Sujeción en dos puntos

Para este ensayo se sujeta fijamente el chasis en dos puntos traseros, mientras que en la parte delantera se coloca un elemento sujeto a dos puntos, el cual gira con respecto a un eje longitudinal cuando se aplica una carga en uno de sus extremos, mostrado en la Figura 1-13; en este caso se colocan instrumentos de medición en ambos lados del chasis para obtener los desplazamientos en la sujeción izquierda y derecha, con los que se obtiene posteriormente el valor de rigidez torsional.

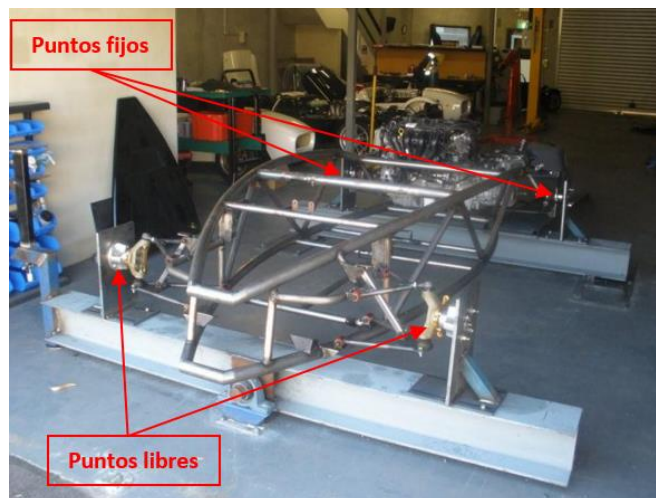


Fig. 1-13 Ensayo de torsión sujeto en dos puntos [23]

1.6 Diferentes bancos de prueba usados

Hasta el momento se han construido diferentes bancos para medir la rigidez torsional de diferentes vehículos, los cuales serán detallados a continuación.

1.6.1 Ensayo dinámico de vehículos

El ensayo dinámico en vehículos es una práctica habitual entre los fabricantes comerciales para la mejora y análisis del rendimiento de los mismos, ofreciendo al fabricante un arma para conseguir un producto mejor.

En estos ensayos dinámicos, como el mostrado en la Figura 1-14 se necesita de equipos rápidos que detecten instantáneamente cualquier cambio de aceleración, fuerza, torsión, etc., lo cual implica contar con sensores específicos para cada tarea u objetivo. Si los fabricantes desean hacer el ensayo más completo, incorporan equipos compactos que permitan adquirir un gran número de canales de forma asíncrona, así como audio y video del ensayo.



Fig. 1-14 Prueba dinámica de un vehículo [24]

Ventajas:

- Resultados de gran precisión y en tiempo real.
- Otorga resultados a diversas pruebas en un solo ensayo.

Desventajas:

- Alto costo de fabricación.
- Los resultados se conocen hasta el final de la producción, por lo tanto, no hay posibilidad de hacer un cambio durante el proceso.
- Al tomar en cuenta todos los elementos externos al chasis, el resultado de rigidez torsional no se puede atribuir solamente al chasis.

1.6.2 Banco de actuadores hidráulicos

Para este ensayo, se reemplazan la suspensión del vehículo por horquillas rígidas, portamasas rígidos y barras rígidas en lugar de los resortes, uniéndolos al chasis en los mismos puntos de sujeción que originalmente tienen.

El ensayo consiste en aplicar al chasis un torque y medir el desplazamiento generado por aquel, estando fijamente sujetado en la parte trasera a una base rígida. Para la aplicación del torque se utilizan cilindros hidráulicos y se emplean celdas de carga para saber el valor de la fuerza aplicada, mientras que para medir los desplazamientos se usan indicadores de caratula a lo largo del chasis. Un ejemplo de este banco de pruebas se muestra en la Figura 1-15.



Fig. 1-15 Banco de pruebas mediante actuadores hidráulicos [25]

Ventajas:

- Facilidad de manejo del mecanismo que aplica el torque.
- La simulación mediante FEA resulta un 95% cercana al valor obtenido en el ensayo.

Desventajas:

- Dificultad en la fabricación del banco de pruebas.
- Para asegurar la rigidez del banco se utilizan elementos muy pesados.
- El banco solamente se puede utilizar en un tipo de chasis.
- El costo de fabricación del banco de pruebas es elevado.

1.6.3 Banco de pruebas mediante pesas

Este tipo de bancos de pruebas generalmente es utilizado por equipos de competencias y aficionados, pues representa cierta facilidad en el montaje del vehículo y en la aplicación del torque. La aplicación del torque se realiza mediante un brazo de palanca sujeto al chasis de un lado, y por el otro lado se colocan las pesas para así generar la fuerza, como se puede observar en la Figura 1-16.

Muy similar al banco de pruebas mediante actuadores hidráulicos, los desplazamientos se obtienen mediante indicadores de caratula colocados a lo largo del chasis. Además, los elementos de la suspensión y los amortiguadores se tienen que cambiar por elementos rígidos.



Fig. 1-16 Banco de pruebas mediante pesas [26]

Ventajas:

- Ahorro en el sistema de aplicación de torque comparado con los bancos anteriores.
- Se puede adaptar a diferentes vehículos haciendo ciertos ajustes en el montaje.
- Las simulaciones mediante FEA resultan un 94% cercano al valor obtenido en el ensayo.

Desventajas:

- Dificultad en el montaje del banco debido al peso de las vigas utilizadas.
- No se restringen los desplazamientos horizontales, en el sentido longitudinal del vehículo, de la parte frontal del chasis.

2 Método de diseño

Para este proyecto se realizará el diseño de un banco de pruebas capaz de medir la rigidez torsional del chasis del proyecto Baja SAE UNAM, basado en una metodología de diseño que permita conseguir el mejor resultado, teniendo en cuenta todas las restricciones y requerimientos de diseño.

2.1 Planteamiento del problema

Baja SAE es una competencia intercolegial de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE, por sus siglas en inglés) en la que equipos de diferentes universidades a nivel nacional e internacional se introducen al mundo real de los proyectos de ingeniería y diseño, enfrentándose a los desafíos que ello implica.

Por otra parte, Baja SAE UNAM es el equipo representativo de la UNAM en esta competencia y es un equipo multidisciplinario formado por estudiantes de la Facultad de Ingeniería y del Centro de Investigaciones de Diseño Industrial de la UNAM, quienes aplican sus conocimientos para alcanzar un objetivo en común, el cual es diseñar, manufacturar y probar un vehículo todo terreno que compita dentro del evento Baja SAE.

Durante la competencia de Baja SAE el vehículo se somete a diferentes pruebas tanto estáticas como dinámicas, siendo las pruebas estáticas las pruebas de ventas, diseño, costos y la inspección técnica, y dentro de las pruebas dinámicas están las pruebas de aceleración, tracción, maniobrabilidad, *rock crawling*, lodo, suspensión y tracción, y *endurance*. En la Figura 2-1 se puede observar el vehículo de la temporada 2014 en la prueba de *endurance*.



Fig. 2-1 Vehículo UNAM Baja SAE 2014 en prueba de Enduro

A lo largo de estas pruebas el vehículo es sometido a diferentes cargas, las cuales pueden provocar que los vehículos fallen durante el evento y como medida de seguridad la SAE requisita a los equipos algunas características necesarias para minimizar los efectos de las cargas en los vehículos, las cuales vienen especificadas en el reglamento de la competencia BAJA SAE ^[5].

Además de estos requisitos, la SAE recomienda algunas otras características para que los equipos puedan desarrollar un vehículo con mejor desempeño durante las pruebas a las que estará sometido. Un claro ejemplo es la recomendación por parte de SAE para que el chasis del prototipo cuente con al menos una rigidez torsional de 2700 [N·m / deg]

Para hacer caso de esta recomendación por parte de SAE, se vuelve necesario para el equipo contar con los análisis y las pruebas necesarias al chasis para asegurar que efectivamente cuente con esta cantidad de rigidez torsional mínima, por lo que para el presente trabajo se presenta el siguiente problema:

- *Diseñar un banco de pruebas para el chasis del vehículo del prototipo 2016 del equipo Baja SAE UNAM, lo suficientemente rígido para que el porcentaje de error debido a la deformación del mismo, sea mínimo; asimismo que sea capaz de ser utilizado en temporadas posteriores, es decir, que pueda adaptarse a diferentes chasis.*

2.2 Objetivos de diseño

Para el diseño del banco de pruebas para medir la rigidez torsional del chasis del vehículo del equipo Baja SAE UNAM, se plantean los siguientes objetivos:

- Diseñar un banco de pruebas que soporte la torsión a la que se someterá el chasis, de manera que su deformación no afecte las lecturas tomadas.
- Diseñar un método para la prueba de rigidez torsional al chasis de Baja SAE.
- Diseñar un banco de pruebas que permita un sencillo ensamble con el chasis.
- Diseñar un banco de pruebas que permita hacer pruebas con otros chasis de las siguientes temporadas.
- Cuidar que la manufactura del banco sea sencilla.

2.3 Requerimientos y especificaciones

Para el diseño del banco de pruebas para realizar mediciones de rigidez torsional al chasis, se aplicaron los siguientes requerimientos:

- Ser ajustable a chasis de temporadas posteriores.
- Tener una instalación sencilla.
- Ser de bajo costo en materiales y manufactura.
- Contar con rigidez suficiente para no aportar error a las lecturas.
- Manufactura y mantenimiento sencillo.

Ahora bien, a pesar de que se tiene un número pequeño de requerimientos se debe de otorgar una jerarquía a cada uno de ellos para tener un mejor control de ellos y poder obtener el mejor resultado posible. De esta manera, se usó una escala de 1 a 3 puntos, donde el valor de 1 se asigna a los requerimientos con mayor importancia y el valor de 3 a los que tienen menor importancia.

Especificación	Valor
Ajustable a chasis de otras temporadas	1
Instalación sencilla	2
Bajo costo en materiales y manufactura	2
Rigidez elevada	1
Manufactura y mantenimiento sencillo	3

Tabla 2.- Jerarquía de Especificaciones

De esta manera, se trabajará el diseño primeramente con los requerimientos que obtuvieron un grado de jerarquía igual a 1, en este caso serán los requerimientos Ajustable a chasis de otras temporadas y Rigidez elevada. Posteriormente, el diseño del banco de pruebas tendrá que enfocarse en manejar los requerimientos con grado de jerarquía 2, Instalación sencilla y Bajo costo en materiales y manufactura. Por último, con grado de jerarquía igual a 3, pero sin dejar de ser importante, el diseño considerará una Manufactura y mantenimiento sencillo.

En un método de diseño, el siguiente paso es traducir los requerimientos en especificaciones, es decir, pasar de palabras a números o datos concretos que ayuden de manera detallada al diseño.

2.3.1 Ajustable a chasis de otras temporadas

Para encontrar la forma en la que el diseño del banco de pruebas se pueda ajustar a diferentes chasis que se vayan a construir en el futuro, es necesario recordar que una prueba de rigidez torsional de un chasis se puede realizar de dos maneras diferentes, la primera es que el banco sujete al chasis directamente y la segunda es que se sujete de la unión de las horquillas con las masas, teniendo que sustituir los amortiguadores y resortes por barras rígidas, y la suspensión por horquillas rígidas.

La segunda manera resulta complicada para cumplir el requerimiento *Ajustable a chasis de otras temporadas*, ya que la suspensión así como las sujeciones que tiene hacia las masas cambian en los diferentes vehículos debido a la configuración que tenga cada uno; por lo que si se siguiera el diseño con una sujeción en las horquillas, tendría que cambiar el banco completamente para el siguiente chasis.

Con la sujeción directa al chasis resulta diferente, ya que revisando los chasis de las temporadas anteriores se alcanza a observar que la sujeción entre chasis y horquillas en los diferentes vehículos conservan una similitud, como se puede observar en la Figura 2-2, por lo que se puede decir que la forma de estas sujeciones se seguirá manteniendo, y mientras esto suceda, el banco de pruebas se podrá utilizar para esos vehículos.



Fig. 2-2 Sujeciones de suspensión en vehículos anteriores

En estos vehículos anteriores, la geometría de los puntos de sujeción de las horquillas ha cambiado, por lo que se espera que siga cambiando en los vehículos posteriores ya que la suspensión es un elemento cuyo diseño tiene grandes mejoras en cada temporada y por este motivo no sería aconsejable diseñar sobre estas sujeciones. Por otro lado, los cambios en dimensiones de las sujeciones de las horquillas al chasis son mínimos, por lo que se considera una mejor opción diseñar un banco de pruebas que se sujete a los puntos de unión del chasis con las horquillas.

Primeramente, el banco se tiene que adaptar a las condiciones que presentan las sujeciones del chasis del vehículo de la temporada 2016, tal como se ve en la Figura 2-3; posteriormente, que este mismo banco se pueda usar en chasis de temporadas posteriores. Para el caso del chasis 2016, se presentaran las dimensiones y la geometría de estas sujeciones para realizar el diseño en base a ellas.



Fig. 2-3 Sujeción de suspensión del vehículo UNAM Baja SAE 2016

2.3.2 Rigidez elevada

El banco de pruebas debe poseer una rigidez elevada, para que la torsión que se generará en el chasis no provoque que el banco se deforme y a su vez, genere un error en las lecturas de los desplazamientos. Para cumplir con esta especificación, se realizó una serie de simulaciones al chasis de la temporada 2016 mediante Análisis por Elemento Finito (FEA, por sus siglas en inglés) con ayuda del software HyperMesh que forma parte de la paquetería de HyperWorks de la empresa Altair, de tal manera que se pudiera obtener un parámetro de rigidez torsional que se pueda comparar con la prueba física, así como las reacciones a las que estará sometido el banco de pruebas durante la prueba de rigidez torsional.

2.3.2.1 Simulación del chasis en HyperMesh

Para estas simulaciones se trabajó con el CAD elaborado por los integrantes del equipo Baja SAE UNAM para la temporada 2016, y se asignaron las propiedades de los materiales y las dimensiones de los tubulares que tenían destinados para la manufactura del chasis. El reglamento de la competencia Baja SAE es muy estricto con respecto del chasis, ya que es el principal elemento para la seguridad del piloto y de la competencia.

El reglamento de Baja SAE tiene indicaciones muy específicas en cuanto a ciertas medidas que debe cumplir el chasis, al igual que las propiedades mínimas de los materiales y de las dimensiones que deben tener los tubulares para la construcción del chasis. Para esto, clasifica los elementos del chasis en tres tipos, los elementos Primarios, Secundarios y Refuerzos.

Según esta clasificación, en la Figura 2-4 podemos ver los elementos Primarios de color rojo, los elementos Secundarios de color verde y los elementos de Refuerzo de color azul. Cada uno de estos elementos tiene propiedades y geometrías diferentes; para el caso de ésta simulación se utilizaron ciertas propiedades y aspectos de las geometrías, las cuales se especifican en la Tabla 3.

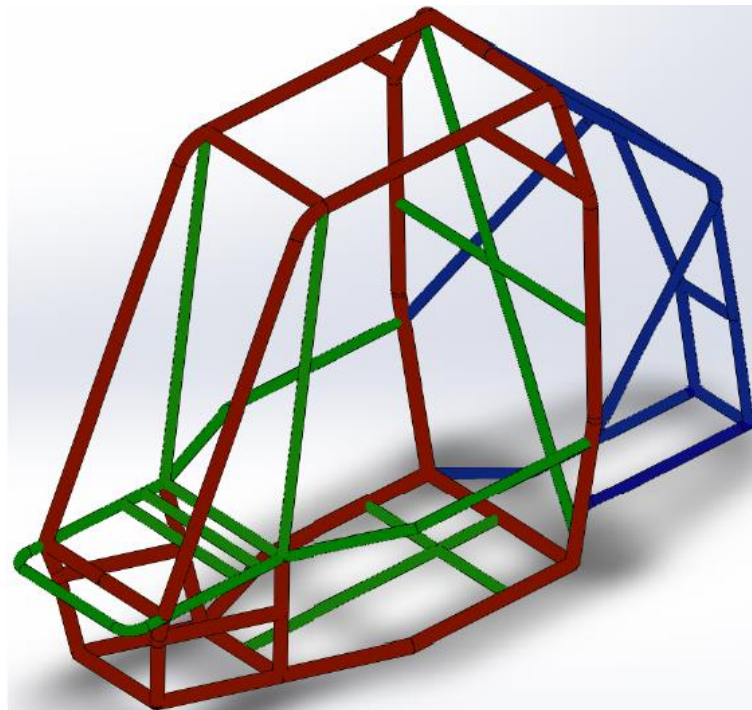


Fig. 2-4 Clasificación de tubos en chasis

Especificación	Primarios	Secundarios	Refuerzos
Acero	ASTM A36	AISI 1020	ASTM A36
Diámetro [in]	1.315	1	1
Espesor [mm]	2.55	2.18	1.2
Coefficiente de Poisson	0.26	0.29	0.26
Módulo de Elasticidad [GPa]	186	200	186

Tabla 3.- Especificaciones de los tubos en el chasis

Aprovechando estas primeras simulaciones en el software HyperMesh, se planteó el propósito de verificar la calidad del mallado de los elementos, es decir, hacer una serie de simulaciones con diferentes medidas de los elementos para observar el cambio que provoca en los resultados.

Dado que todos los elementos del chasis son tubulares se decidió trabajar con ellos como elementos 1D en el software HyperMesh, ya que la situación lo permite y de esta manera el análisis se vuelve más sencillo. Siendo así, los elementos para las simulaciones serán de 200 [mm], 50 [mm] y 3 [mm]; esto con el fin de que los cambios sean evidentes. El número de elementos que se crearon al hacer el mallado en el software para cada tamaño se pueden ver en la Tabla 4.

Tamaño de la malla [mm]	No. De elementos
200	182
50	616
3	8889

Tabla 4.- Elementos en simulaciones por tamaño de malla

El análisis se hizo considerando un punto en el que se aplique la fuerza y otros tres puntos en los que se va a sostener el chasis, como se ve en la Figura 2-5; la fuerza que se aplicó fue variando de 1000 [N] a 4000 [N] para que con cada valor de la fuerza se obtenga un valor de desplazamiento con el que se pueda obtener la rigidez torsional y poder observar que efectivamente es constante. El límite de 4000 [N] como máxima fuerza se estableció por los miembros del equipo Baja SAE, ya que sería la fuerza que soportaría el vehículo en una situación de una caída vertical de dos metros.

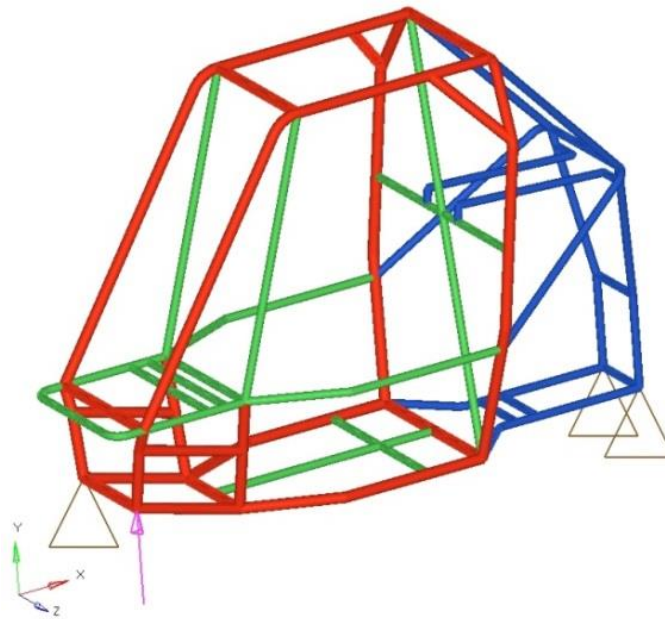


Fig. 2-5 Modelo de análisis de rigidez torsional

Con estas indicaciones, se procedió a hacer las simulaciones en las que se solicitó obtener como resultados los desplazamientos, para hacer el cálculo de la rigidez torsional; esfuerzos, para saber si el material soportará las sollicitaciones a las que estará sometido; deformaciones, para saber si los elementos del chasis entran a la zona plástica de deformación; y fuerzas de reacción, para saber a qué fuerzas estará sometido el banco de pruebas.

Para el caso de los desplazamientos que se obtuvieron en los resultados se muestra la Figura 2-6 de los desplazamientos en el eje Y, puesto que es el valor que se requiere para hacer el cálculo de la rigidez torsional.

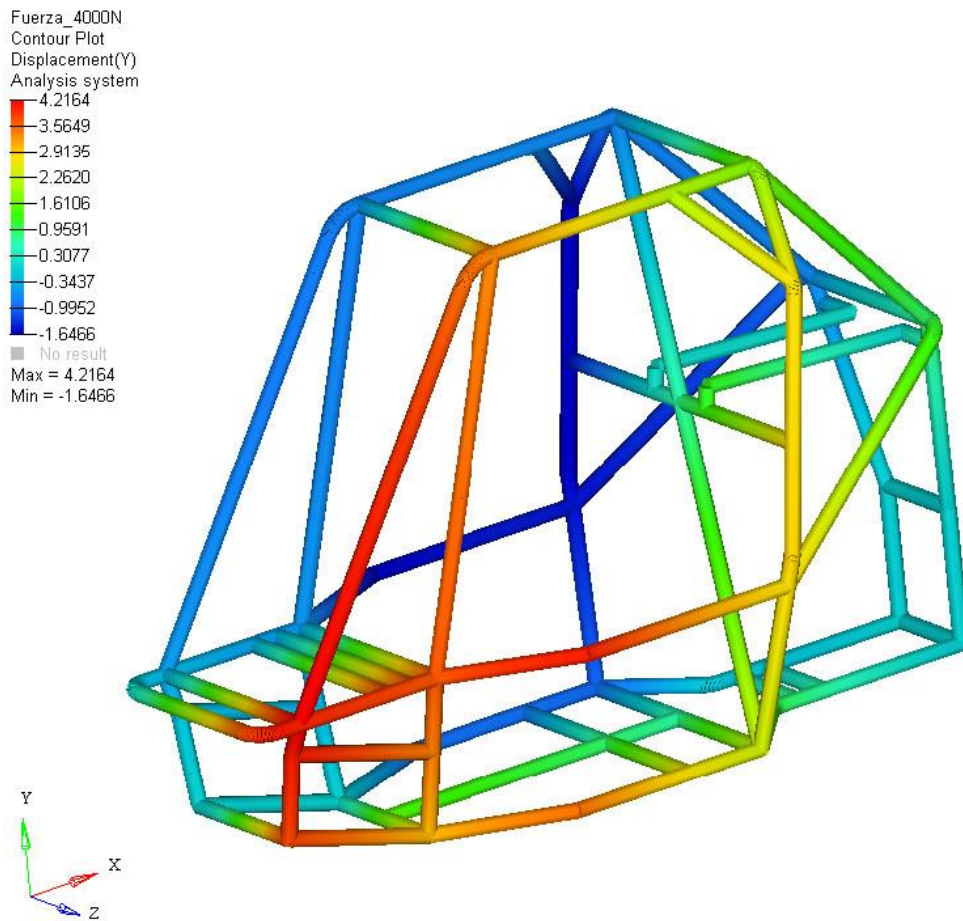
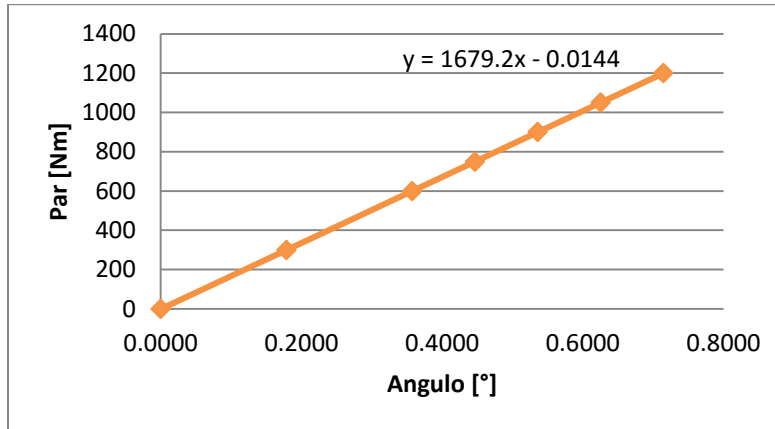


Fig. 2-6 Resultados de desplazamientos en Y bajo una carga de 4000 [N]. Desplazamientos en [mm]

Haciendo uso de la ecuación 2 vista en el primer capítulo, se utilizaron estos desplazamientos verticales para obtener las deflexiones angulares, teniendo como dato el ancho del chasis en la parte delantera de 30 [cm] y posteriormente, con el ángulo de deflexión y el par ejercido se obtiene la rigidez torsional. Las siguientes tablas muestran los resultados obtenidos en las simulaciones con elementos de 3, 50 y 200 [mm] de longitud, y en las gráficas se pueden observar las líneas de tendencia de la rigidez torsional.

FUERZA [N]	PAR [Nm]	δ [mm]	ANGULO [°]	K [Nm/°]
4000	1200	3.742	0.7147	1679.102
3500	1050	3.274	0.6253	1679.230
3000	900	2.806	0.5359	1679.401
2500	750	2.339	0.4467	1678.923
2000	600	1.871	0.3573	1679.102
1000	300	0.9355	0.1787	1679.102

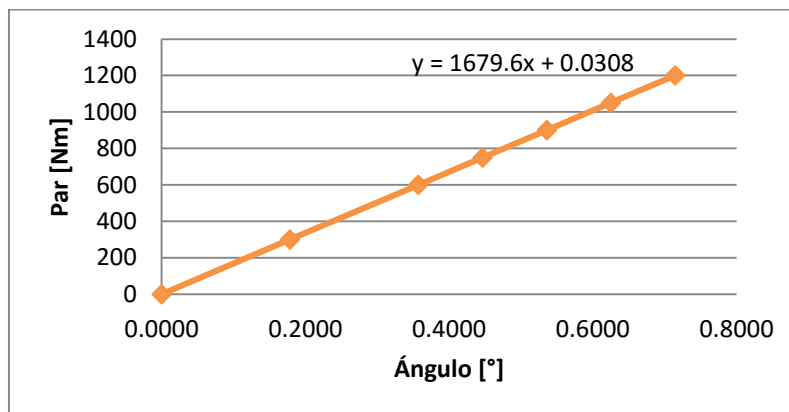
Tabla 5.- Desplazamientos en Y de la simulación con elementos de 3 [mm]



Gráfica 1.- Rigidez torsional del chasis con elementos de 3 [mm]

FUERZA [N]	PAR [Nm]	δ [mm]	ANGULO [°]	K [Nm/°]
4000	1200	3.741	0.7145	1679.551
3500	1050	3.273	0.6251	1679.743
3000	900	2.806	0.5359	1679.401
2500	750	2.338	0.4465	1679.641
2000	600	1.87	0.3571	1680.000
1000	300	0.9352	0.1786	1679.641

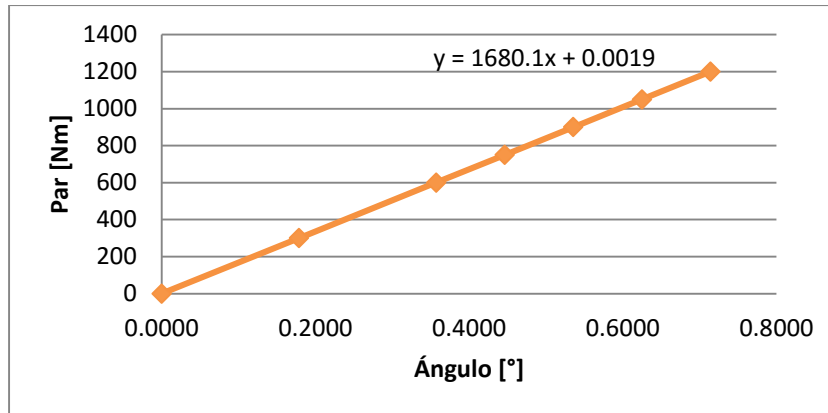
Tabla 6.- Desplazamientos en Y de la simulación con elementos de 50 [mm]



Gráfica 2.- Rigidez torsional del chasis con elementos de 50 [mm]

FUERZA [N]	PAR [Nm]	δ [mm]	ANGULO [°]	K [Nm/°]
4000	1200	3.74	0.7143	1680.000
3500	1050	3.272	0.6249	1680.257
3000	900	2.805	0.5357	1680.000
2500	750	2.337	0.4463	1680.359
2000	600	1.87	0.3571	1680.000
1000	300	0.935	0.1786	1680.000

Tabla 7.- Desplazamientos en Y de la simulación con elementos de 200 [mm]



Gráfica 3.- Rigidez torsional del chasis con elementos de 200 [mm]

Asimismo, se obtuvo como resultado los esfuerzos a los que estaría sometido el chasis durante la prueba de rigidez torsional debido a la carga que se le aplica. La Figura 2-7 muestra los resultados en la simulación con elementos de 3 [mm] de longitud bajo una carga de 4000 [N].

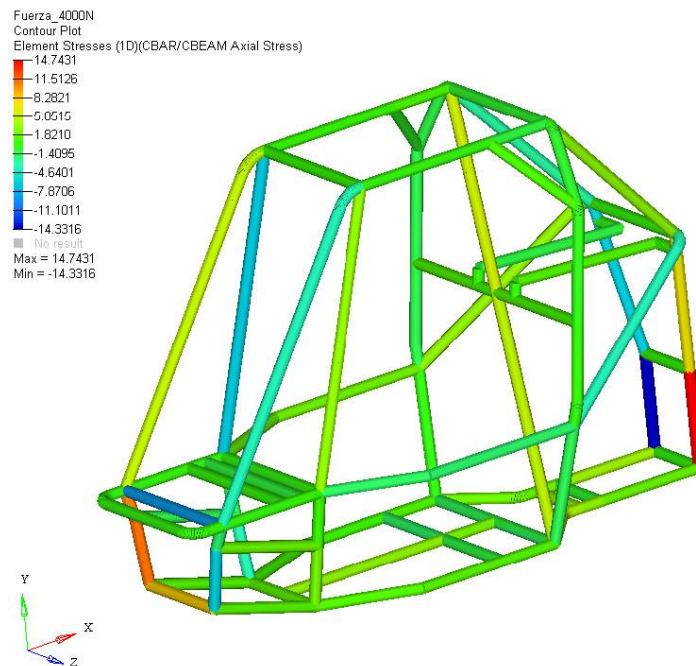


Fig. 2-7 Resultados de Esfuerzos bajo una carga de 4000 [N]. Esfuerzos en [MPa]

Los esfuerzos máximos que soporta el chasis bajo las diferentes cargas de la simulación están reportados en la siguiente tabla, con los diferentes tamaños de malla utilizados.

Fuerza [N]	$\sigma_{3\text{ mm}}$ [MPa]	$\sigma_{50\text{ mm}}$ [MPa]	$\sigma_{200\text{ mm}}$ [MPa]
1000	3.686	3.686	3.69
2000	7.372	7.373	7.379
2500	9.214	9.216	9.224
3000	11.057	11.059	11.069
3500	12.9	12.902	12.914
4000	14.743	14.745	14.758

Tabla 8.- Esfuerzos máximos en el chasis

Como se puede observar, los valores de los esfuerzos máximos en el chasis son relativamente pequeños, por lo que el chasis no abandona la zona elástica y no tendría ninguna deformación considerable; de este modo, podemos observar en la Figura 2-8 los resultados de la simulación para las deformaciones en el chasis, las cuales son despreciables para todos los valores de fuerza a los que se somete la simulación.

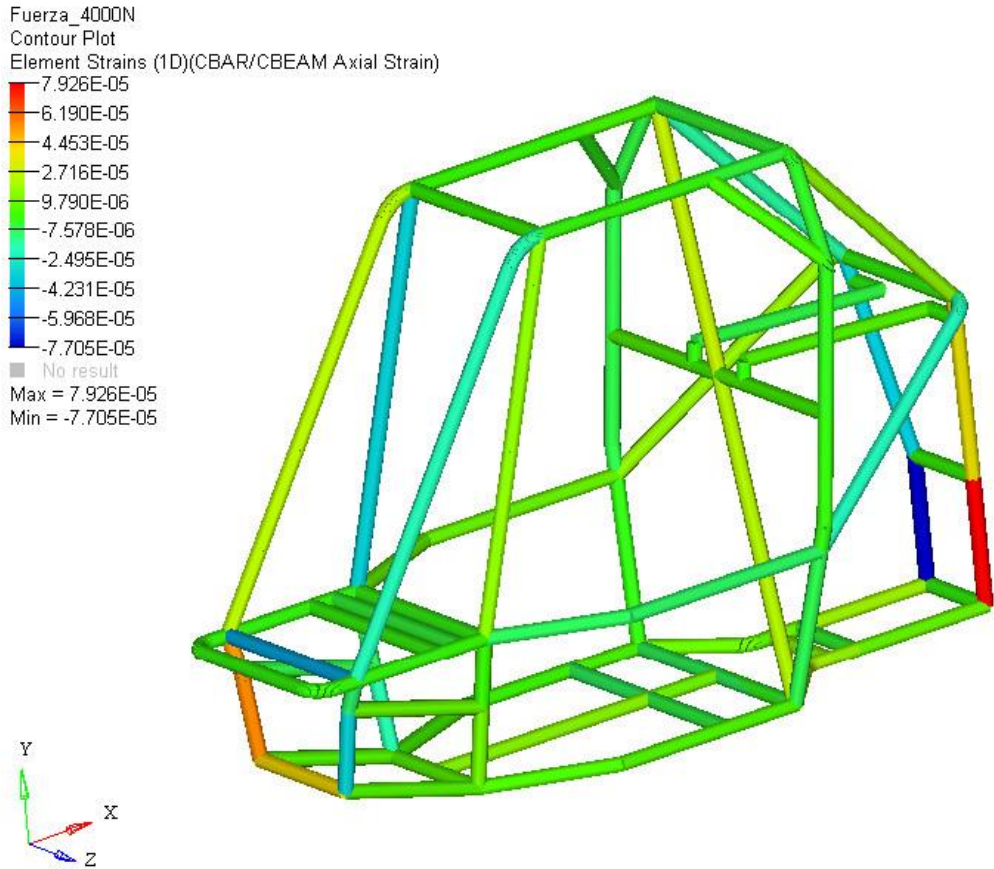


Fig. 2-8 Resultados de Deformaciones bajo una carga de 4000 [N]. Deformaciones en [mm/mm]

Por último, se obtuvieron como resultados las fuerzas de reacción que presenta el chasis bajo las sollicitaciones a las que está sometido con la fuerza que se aplica. Estas fuerzas de reacción se obtuvieron en los tres puntos de sujeción de la simulación, los puntos traseros derecho e izquierdo y el punto delantero derecho.

Para la obtención de estas fuerzas de reacción, solamente se utilizó la simulación con elementos de mallado de 3 [mm] de longitud, ya que en los resultados anteriores se puede observar que los valores que arroja esta simulación tienen mejor resolución, y tomando en cuenta que éstos no tienen una gran variación, se considera que una mejor calidad en el mallado otorga mejores resultados; además de que los tiempos de mallado y de solución de la simulación no son mayores a dos minutos en cualquiera de los tres casos, se concluye que es mejor tomar los valores de las fuerzas de reacción de la simulación con elementos de malla de 3 [mm] de longitud.

Fuerza [N]	Reacción en X [N]	Reacción en Y [N]	Reacción en Z [N]
1000	-112	-984.1	-13.65
2000	-224	-1968	-27.3
2500	-280	-2460	-34.12
3000	-336	-2952	-40.94
3500	-392	-3444	-47.77
4000	-448	-3936	-54.59

Tabla 9.- Reacciones en el punto delantero derecho

Fuerza [N]	Reacción en X [N]	Reacción en Y [N]	Reacción en Z [N]
1000	60.31	310.8	6.944
2000	120.6	621.7	13.89
2500	150.8	777.1	17.36
3000	180.9	932.5	20.83
3500	211.1	1088	24.3
4000	241.2	1243	27.78

Tabla 10.- Reacciones en el punto trasero derecho

Fuerza [N]	Reacción en X [N]	Reacción en Y [N]	Reacción en Z [N]
1000	51.69	-326.8	6.704
2000	103.4	-653.5	13.41
2500	129.2	-816.9	16.76
3000	155.1	-980.3	20.11
3500	180.9	-1144	23.46
4000	206.7	-1307	26.82

Tabla 11.- Reacciones en el punto trasero izquierdo

2.3.3 Instalación sencilla

Para poder cumplir con una instalación sencilla se propone que el diseño del banco de pruebas tenga la capacidad de poder instalarse en el lugar donde se realizará la prueba, así como colocar el chasis en posición para iniciar la prueba, en un tiempo promedio de 45 minutos.

2.3.4 Bajo costo en materiales y manufactura

Debido a que el banco de pruebas debe soportar las fuerzas a las que estará sometido al momento de realizar la prueba de rigidez torsional, se debe dar una especial atención a los materiales y el tipo de manufactura que se utilizarán en este proyecto. Para el cumplimiento de este requerimiento se propone un precio máximo de 800 pesos para los materiales y la manufactura del banco de pruebas.

2.3.5 Manufactura y mantenimiento sencillo

Con base en el requerimiento anterior, se debe optar por una opción de manufactura que no tenga un costo elevado, igualmente por el requerimiento de *Rigidez elevada* es necesario elegir un tipo de manufactura que sea lo suficientemente resistente para la prueba. Dicho esto, la elección que se propone para la manufactura del banco es mediante soldadura MIG, la cual ofrece buenas características de resistencia frente a otros tipos de soldadura y el costo no se eleva tanto.

Para el caso del mantenimiento, es necesario pensando en que el banco se utilizará en la prueba de chasis de temporadas posteriores, y de la misma forma se puede cumplir con la soldadura tipo MIG, ya que este tipo de soldadura tiene características que evitan la corrosión y otorga un mayor tiempo de vida útil al banco de pruebas.

2.3.6 Síntesis de especificaciones

Para cumplir con la especificación *Ajustable a chasis de otras temporadas* se hizo la aclaración de que primeramente el diseño se debe de enfocar en el chasis de la temporada 2016, y que la sujeción debe ser a los soportes de la suspensión en el chasis; las especificaciones de los soportes de la suspensión a los que se debe someter el diseño del banco de pruebas se muestran en las figuras 2-9 y 2-10. Todos los soportes tienen un espesor de 3.175 [mm].

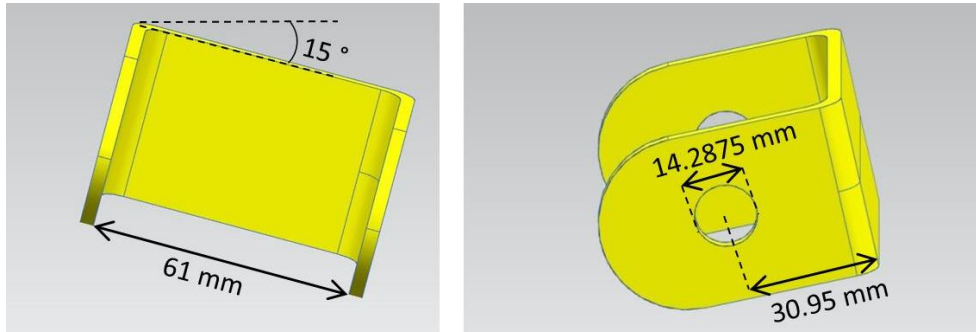


Fig. 2-9 Especificaciones de soportes delanteros

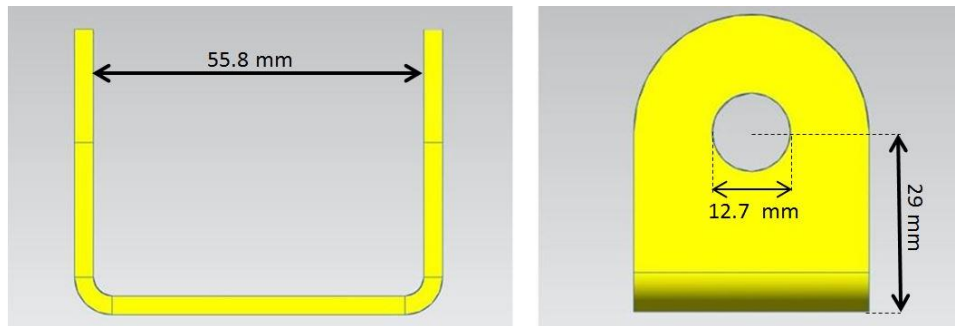


Fig. 2-10 Especificaciones de soportes traseros

Asimismo, para la especificación *Rigidez elevada* las fuerzas a las que estará sometido el banco de pruebas están especificadas en las tablas 9, 10 y 11. Las demás especificaciones están condensadas en la siguiente tabla.

Especificación	Valor
Ajustable a chasis de otras temporadas	Soportes de suspensión
Rigidez elevada	Tablas 9, 10 y 11
Instalación sencilla	45 minutos
Bajo costo en materiales y manufactura	\$ 800.00
Manufactura y mantenimiento sencillo	Soldadura MIG

Tabla 12.- Síntesis de especificaciones

2.4 Diseño conceptual

En esta etapa y con la investigación que se realizó sobre los bancos de pruebas ya utilizados en otras situaciones, se encontraron dos métodos que se podría utilizar en el diseño del banco de pruebas. Ambos métodos sujetan al chasis de tres puntos, como se planteó la simulación para determinar la rigidez torsional.

El primer método es del tipo que usa actuadores hidráulicos, solo que para reducir el costo utiliza un gato mecánico de tijera como el de la Figura 2-11 para generar un desplazamiento vertical, el cual es medido mediante un indicador de caratula para hacer los cálculos necesarios para determinar la rigidez torsional; dado que la variable de control en éste caso es el desplazamiento vertical es necesario medir la fuerza aplicada al chasis, para lo cual utilizan celdas de carga de compresión o tracción, también llamadas galgas extensiométricas.

Aunque se reducen los costos al utilizar un gato mecánico en lugar de los actuadores hidráulicos, las celdas de carga para medir las fuerzas aplicadas tienen un alto costo ya que normalmente son empleadas en las maquinas universales de ensayo, por lo que no se podría cumplir con la especificación *Bajo costo en materiales y manufactura*.



Fig. 2-11 Gato mecánico de tijera [27]

El segundo método es del tipo de banco mediante pesas, pero con la ventaja de usar una palanca como ayuda para aplicar la fuerza que genera la torsión en el chasis como se puede observar en la Figura 2-12. En esta situación, la variable de control es la fuerza aplicada, ya que se conoce el valor del peso que se aplica en la palanca y con la relación de la ventaja mecánica que tiene se determina la fuerza aplicada; de igual manera que en el primer método, se utilizarían indicadores de caratula para determinar los desplazamientos verticales. Cabe mencionar que en este caso, el banco está sujeto a la suspensión del vehículo, y para el diseño del presente proyecto, se decidió sujetar el banco directamente al chasis.



Fig. 2-12 Palanca para aplicación de fuerza [22]

2.5 Diseño de detalle

Ya con los conceptos vistos anteriormente que se han utilizado para dar solución a este tipo de proyectos, se optó por el segundo método. Utilizar una palanca para aplicar la fuerza en el chasis es un buen método ya que resulta económico y permite una buena manipulación del banco de pruebas.

Aunado a esto, y tomando en cuenta la especificación *Manufactura y mantenimiento sencillo*, se planea que el diseño del banco de pruebas pueda tener una base idéntica en los cuatro puntos de interés, por lo que se tiene que diseñar un elemento que permita unir las bases con el chasis.

El elemento que permita la unión entre las bases y el chasis, otorga la posibilidad de cumplir con la especificación *Ajustable a chasis de otras temporadas* pues solo deberá manufacturarse un nuevo elemento con las características de los diferentes chasis y podrá usar las mismas bases.

2.5.1 Palanca

Para el diseño de la palanca se consideraron dos tipos de barras, circular y cuadrada, siendo que el área de la barra circular queda circunscrita en la de la cuadrada, como se muestra en la Figura 2-13; por lo que se realizó el siguiente análisis para determinar cuál de las dos ofrece mejores características. Dado que la palanca estará sometida a flexión, es importante determinar el momento de inercia de cada una de las barras; la barra que presente mejor momento de inercia será la que podrá soportar mejor las sollicitaciones a las que se someterá en la prueba de rigidez torsional.

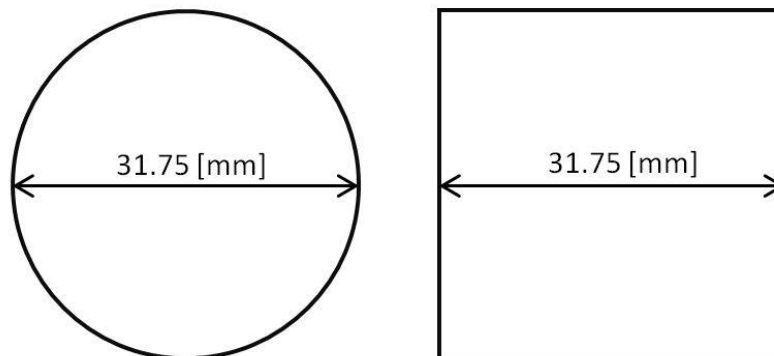


Fig. 2-13 Áreas transversales de las barras

Para la barra circular tenemos que el momento de inercia se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$I_o = \frac{\pi}{4} r^4 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Y sabiendo que el radio es de 15.875 [mm], tenemos:

$$I_o = \frac{\pi}{4} (15.875)^4 = 49882.23 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Ahora bien, para la barra cuadrada el momento de inercia se calcula con la fórmula que se presenta:

$$I_c = \frac{h^4}{12} \text{ [mm}^4\text{]}$$

Como el área circular queda circunscrita en la de la barra cuadrada, el ancho de la barra es de 31.75 [mm], por lo que:

$$I_c = \frac{(31.75)^4}{12} = 84682.5 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Podemos ver que el momento de inercia de la barra cuadrada es mayor que el de la barra circular, por lo que soportaría mejor las condiciones a las que se someterá en la prueba de rigidez torsional. Con el siguiente cálculo podemos ver cuánto es mejor la barra cuadrada que la circular:

$$\% = \frac{84682.5 - 49882.23}{84682.5} * 100 = 41.1 \%$$

La Figura 2-14 muestra el diseño de la barra para aplicar la fuerza necesaria al chasis, como se puede observar del lado más corto tiene la inclinación de los 15° y cuenta con las dimensiones necesarias para acoplar con el soporte de la suspensión en el chasis. Asimismo, el barreno que tiene cuenta con un diámetro y medio del que tiene el soporte, esto para permitir el grado de libertad y se pueda desplazar a lo largo del barreno cuando cambie la inclinación de la barra debido a la carga en el otro extremo.

La ventaja mecánica con la que cuenta la barra es de 9, ya que del centro del barreno del pivote al extremo donde se colocará el peso es de 63 [cm]; y la distancia entre el centro del pivote y el barreno que acopla en el chasis es de 7 [cm].

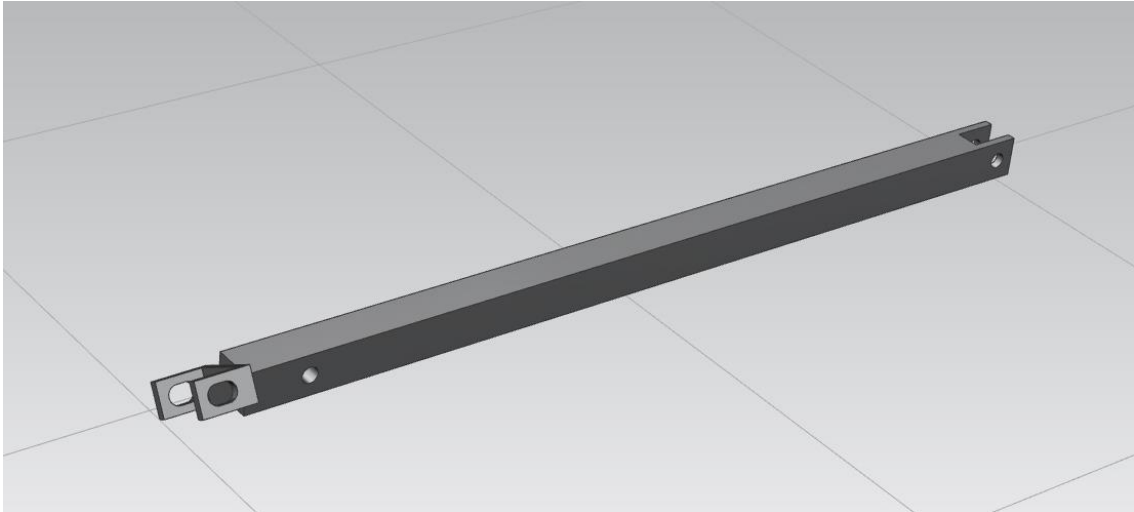


Fig. 2-14 Barra cuadrada para la palanca

2.5.2 Bases del banco de pruebas

Como ya se mencionó anteriormente, se tiene como finalidad contar con bases iguales para los cuatro puntos de interés, a las cuales se pueda colocar un elemento que permita la sujeción con el chasis mediante los soportes de la suspensión.

El propósito de tener una misma base para los cuatro puntos es facilitar la manufactura del banco de pruebas y que se puedan usar estas mismas bases para los chasis de los vehículos de las siguientes temporadas.

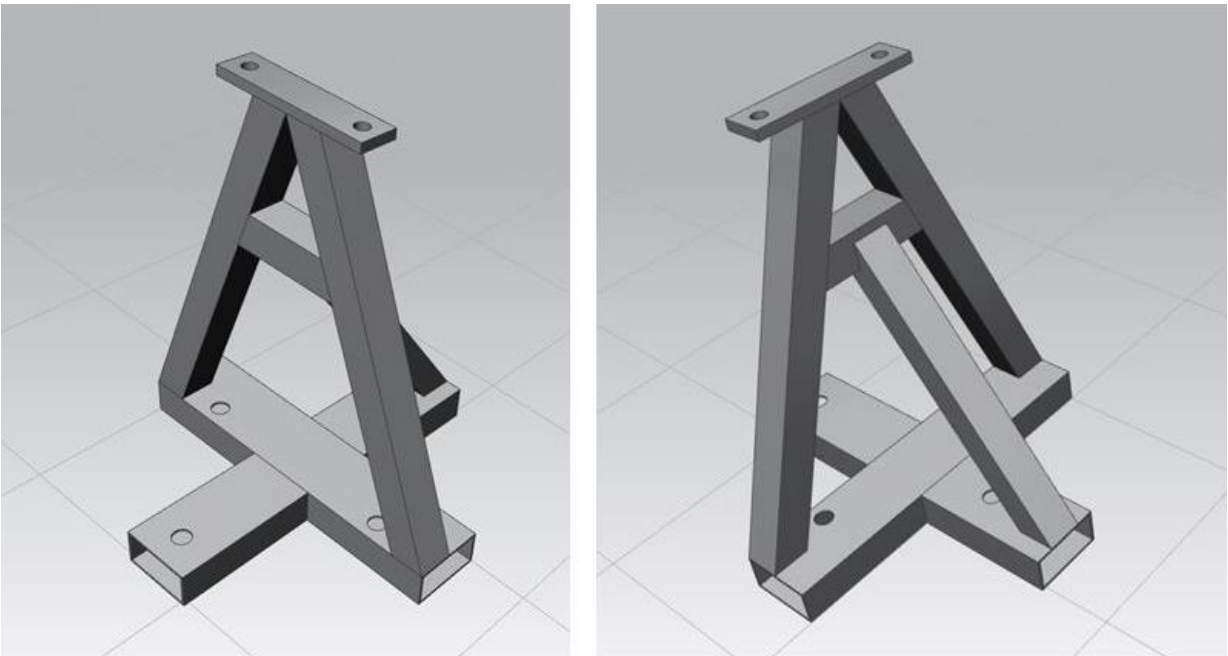


Fig. 2-15 Base para el banco de pruebas

El diseño de la Figura 2-15 para las bases del banco de pruebas, está hecho mediante software de diseño asistido por computadora (CAD, por sus siglas en inglés) en el programa NX Unigraphics. Para este diseño se consideraron las dimensiones que presentan los Perfiles Tubulares Rectangulares (PTR) de 2" x 1", el PTR cuadrado de 1" x 1" y solera de 1" con espesor de ¼".

Aunque en un principio se pensaba utilizar solera de 1" con espesor de 1/8" en el capítulo siguiente se presentan los motivos por los que se decidió utilizar solera con espesor de ¼".

Con los datos obtenidos por el proveedor de estos materiales, se retoman las especificaciones de ellos en la siguiente tabla.

Especificación	Solera	PTR
Acero	ASTM A36	ASTM A-570
Esfuerzo de cedencia [MPa]	250	205
Módulo de elasticidad [GPa]	200	190
Coefficiente de Poisson	0.26	0.27

Tabla 13.- Especificaciones de materiales para la base

2.5.3 Elementos de unión con el chasis

Los elementos de unión con el chasis deben estar diseñados conforme a las especificaciones mostradas en las Figuras 2-9 y 2-10; para los bancos traseros ambos tendrán el mismo diseño basado en la Figura 2-10, ya que el chasis es simétrico con respecto al eje longitudinal del vehículo y las dimensiones son las mismas. Para el caso del banco delantero derecho, es el único que debe obedecer a las especificaciones de la Figura 2-9, pues irá sujeto directamente a este soporte; mientras que en el lado izquierdo, el elemento diseñado deberá sostener la barra en la que se aplicará la fuerza para la prueba de rigidez torsional.

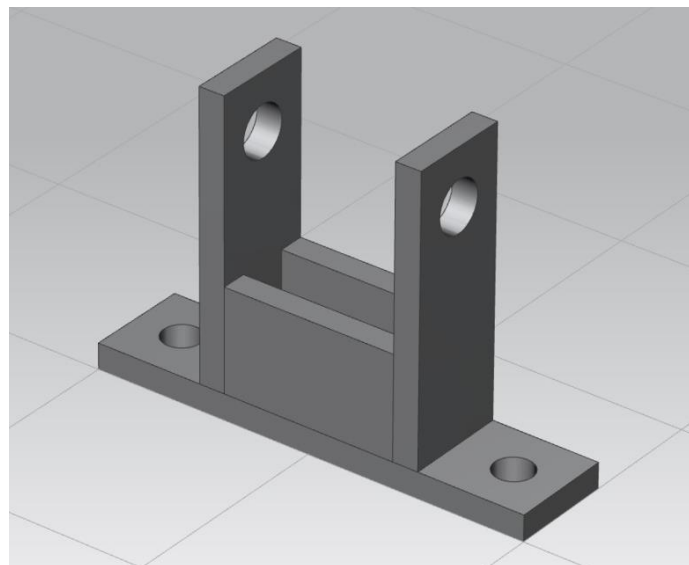


Fig. 2-16 Elemento de unión trasero

Al igual que con las bases, se presentan los diseños finales de los elementos de unión, ya que en el siguiente capítulo se mostrarán los motivos por los que los diseños se fueron modificando para terminar como se muestran.

La Figura 2-16 muestra el elemento de unión que se utilizará en las bases traseras, en ambos lados. Este elemento está construido con solera de 1" con espesor de $\frac{1}{4}$ ", cumpliendo con las especificaciones para los soportes de la suspensión trasera.

El diseño del elemento de unión con el chasis en la parte delantera del lado derecho se muestra en la Figura 2-17, recordando que el soporte de la suspensión delantera tiene una inclinación de 15° . También está construido con solera de 1" con espesor de $\frac{1}{4}$ ".

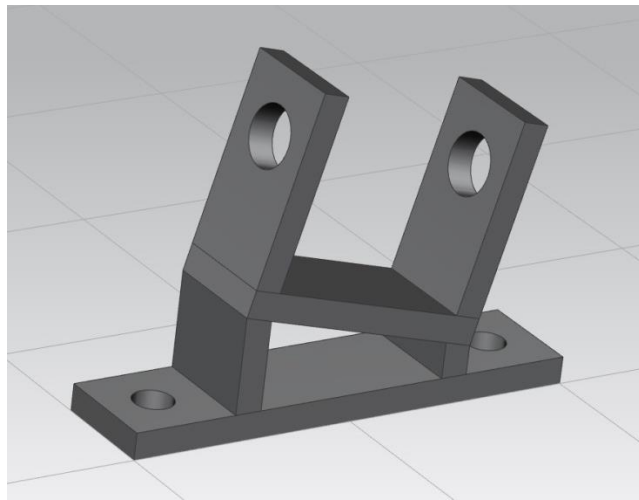


Fig. 2-17 Elemento de unión delantero derecho

El elemento de unión de la parte delantera del lado izquierdo debe sujetar a la palanca, por lo que el diseño es relativamente más sencillo. De la misma manera que los anteriores, está construido con solera de 1" con espesor de $\frac{1}{4}$ " tal como se muestra en la Figura 2-18.

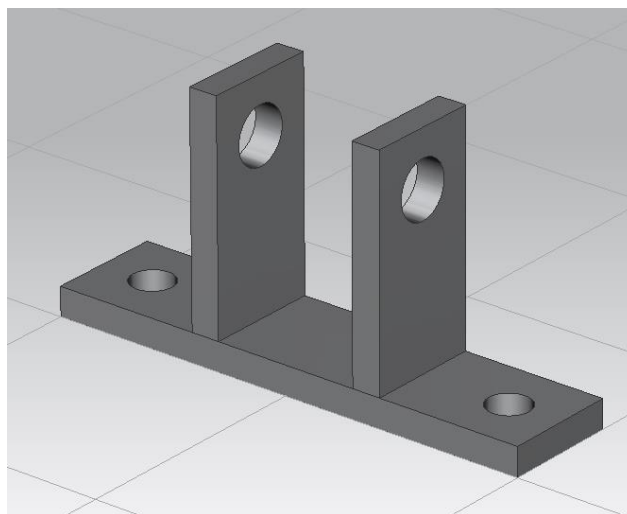


Fig. 2-18 Elemento de unión con la palanca

2.5.4 Ensamble del banco de pruebas con el chasis

Con los elementos de unión mostrados anteriormente, así como las bases para el banco de pruebas, se procedió a hacer un ensamble en el mismo software de CAD para garantizar que los elementos se acoplen correctamente al chasis y mostrar que efectivamente permiten que el chasis conserve la horizontal para que ninguna inclinación afecte las lecturas de los desplazamientos. El ensamble se puede observar en la Figura 2-19.

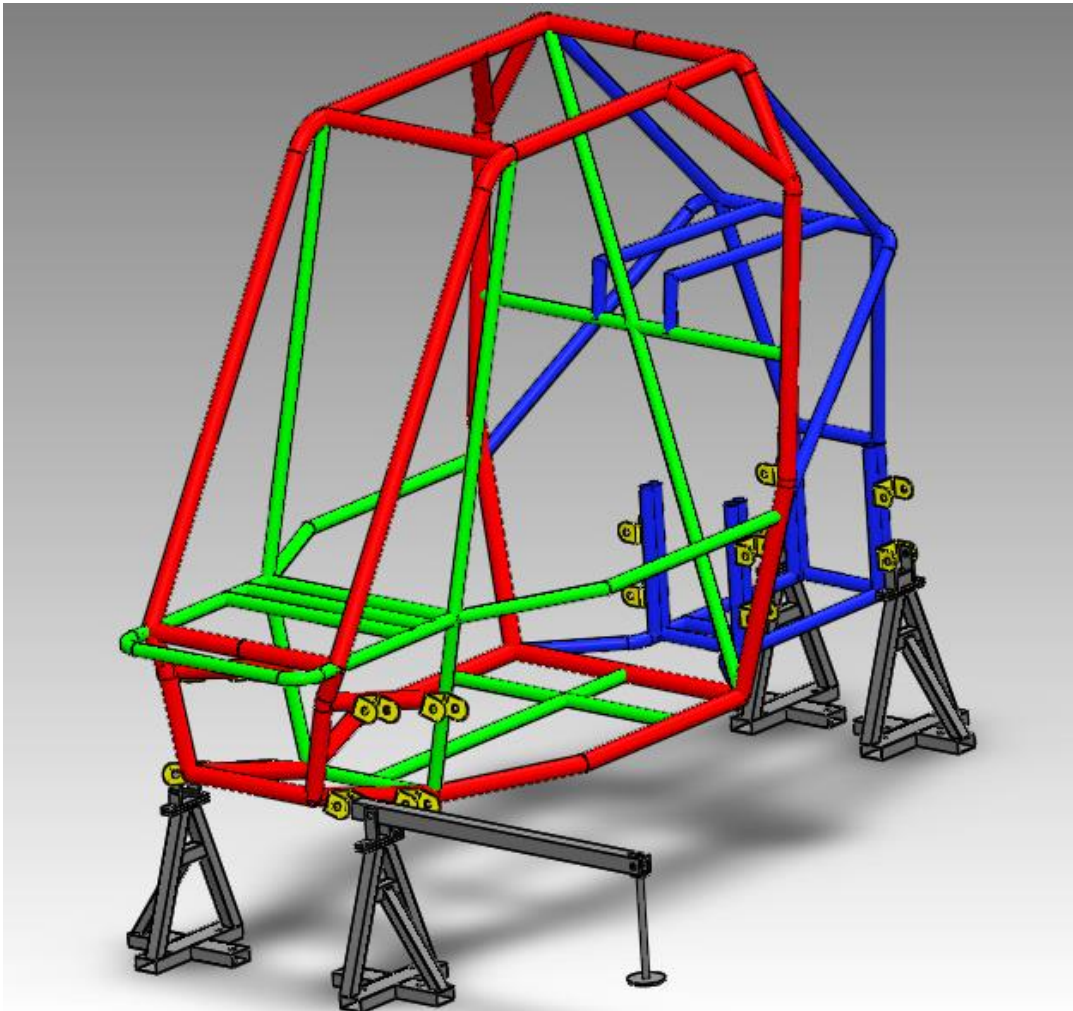


Fig. 2-19 Ensamble de chasis con el banco de pruebas

3 Análisis del banco de pruebas mediante software

Se realizaron análisis a los bancos para determinar el estado de esfuerzos a los que estarán sometidos en los diferentes casos de carga que se propusieron para los análisis que se realizaron al chasis.

3.1 Análisis de la barra para aplicar la carga al chasis

En el punto delantero izquierdo se aplicará la carga al chasis mediante la barra cuadrada que se muestra en la imagen 30, en la que por un extremo se aplica una fuerza que genera en el otro extremo la carga necesaria a la que estará sometido el chasis, por lo que primero se realizó un análisis a esta barra bajo dichas condiciones.

Como ya se mencionó, la relación en esta barra es de 1:9, por lo que para generar la carga necesaria en el chasis, se necesita ejercer una fuerza nueve veces menor, como se muestra en la Tabla 14.

F Chasis [N]	F barra [N]	Kg
1000	111.11	11.33
2000	222.22	22.65
2500	277.78	28.32
3000	333.33	33.98
3500	388.89	39.64
4000	444.44	45.31

Tabla 14.- Fuerzas ejercidas en la barra

La barra queda sometida a flexión bajo estas dos fuerzas en sus dos extremos como se muestra en la Figura 3-1, y sujeta por el barreno permitiéndole girar sobre el eje x.

Para el análisis de la barra, se realizó un mallado en 3D en el software HyperMesh con elementos de primer orden de 1.5 [mm] de longitud entre nodos, originando un total de 463180 elementos. Se asignaron las propiedades del acero A36 que se mencionan en la tabla 13.

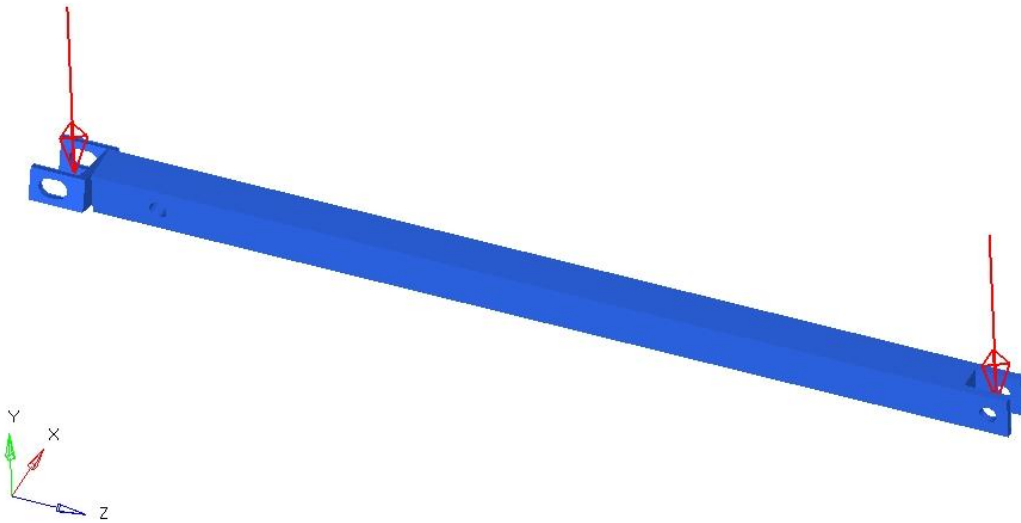


Fig. 3-1 Análisis a la barra del banco delantero izquierdo

Para este caso, en el desarrollo de la simulación se solicitó obtener como resultados el estado de esfuerzos de la barra, los cuales se muestran en la Figura 3-2, que como se puede observar, los mayores esfuerzos se encuentran en el lado donde se sujeta al chasis, ya que es una mayor carga y además es donde se encuentra la unión que permite que el soporte tenga los 15° para sujetarse al soporte del chasis.

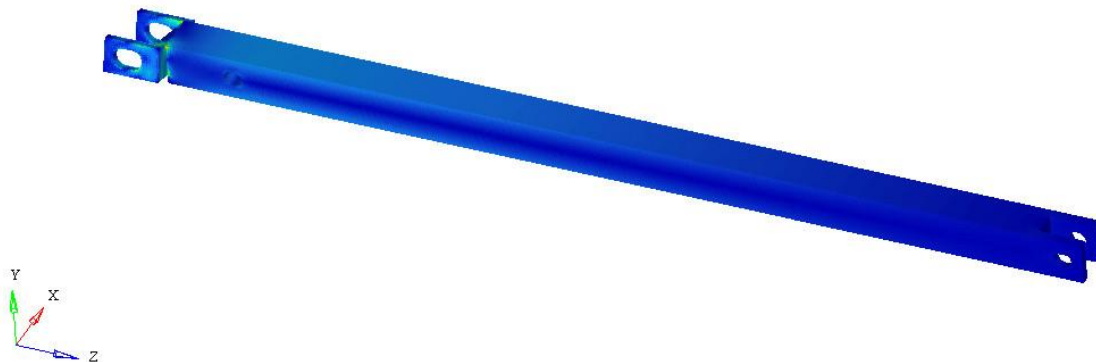
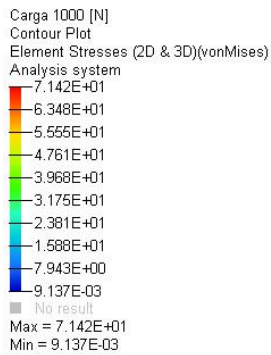


Fig. 3-2 Esfuerzos en la barra bajo el caso de 1000 [N] en el chasis. Esfuerzos en [MPa]

En la Figura 3-3 se muestra la zona en donde ocurre el mayor esfuerzo que soporta la barra, cuyos valores se encuentran reportados en la Tabla 15. El esfuerzo máximo ocurre en la unión entre el soporte y la barra cuadrada.

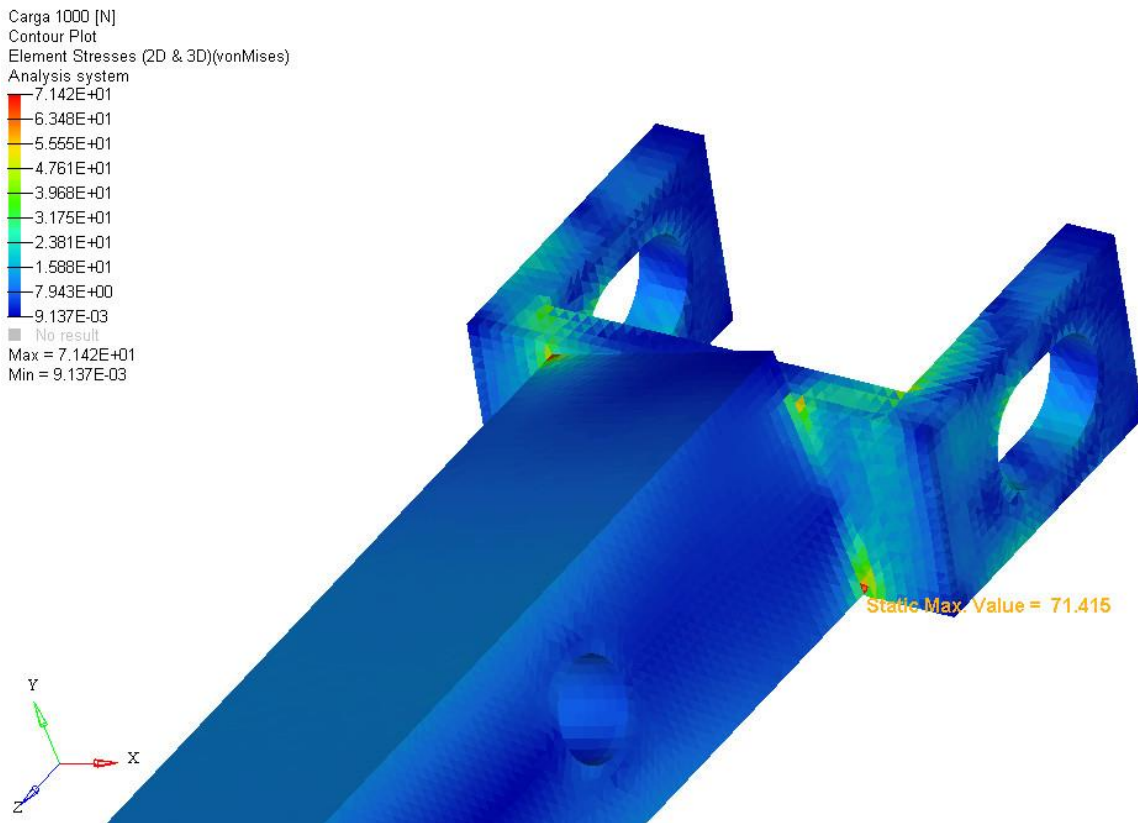


Fig. 3-3 Esfuerzo máximo en la barra. Esfuerzos en [MPa]

Carga en el chasis [N]	Esfuerzo máximo en la barra [MPa]
1000	71.42
2000	142.83
2500	178.54
3000	214.25
3500	249.95
4000	285.66

Tabla 15.- Esfuerzo máximos en las diferentes situaciones

Como se puede observar en la Tabla 15, en la situación en la que se ejerce una carga en el chasis de 4000 [N] la barra está soportando un esfuerzo máximo mayor al esfuerzo de cedencia del material, por lo que se estaría deformando plásticamente. Para evitar que la barra falle, se observa que se debería de trabajar con las condiciones de cargas en el chasis de 1000 a 3500 [N], pero para asegurar que la barra efectivamente no va a fallar se debe asignar un factor de seguridad que en este caso será de 1.25 con respecto al valor del esfuerzo de cedencia.

El factor de seguridad se calcula mediante el esfuerzo máximo que resiste el material, es decir, el esfuerzo de cedencia entre el esfuerzo máximo al que estará sometido nuestro sistema. En este caso debemos despejar el esfuerzo máximo de la ecuación para saber cuál será el esfuerzo máximo que soportará la barra.

$$FS = \frac{\text{Esfuerzo de cedencia}}{\text{Esfuerzo máximo}}$$

$$\text{Esfuerzo máximo} = \frac{\text{Esfuerzo de cedencia}}{FS}$$

Sustituyendo los valores, se tiene:

$$\text{Esfuerzo máximo} = \frac{250 \text{ [MPa]}}{1.25}$$

$$\text{Esfuerzo máximo} = 200 \text{ [MPa]}$$

Por lo que con los datos que se muestran en la Tabla 15 se observa que la carga en el chasis debe ser menor a los 30000 [N] para asegurar que la barra no fallará elásticamente, con lo cual se propone trabajar con las cargas de 1000 a 2500 [N].

3.2 Análisis de los bancos

De la misma manera que se realizó el análisis a la barra se procedió a analizar los cuatro bancos, cada uno bajo sus propias condiciones, para poder observar el comportamiento que van a tener cuando se realice la prueba de rigidez torsional.

Para las simulaciones de los cuatro bancos se utilizaron elementos 2D de primer orden de 1.5 [mm] de longitud entre nodos, generando cada banco el número de elementos que se muestra en la Tabla 16 para el caso de la solera con espesor de ¼ "; con las propiedades que se mencionan en la Tabla 13 para los dos diferentes tipos de materiales usados en los bancos.

Posición del banco	No. De elementos
Delantero izquierdo	269771
Delantero derecho	272536
Trasero izquierdo	275162
Trasero derecho	274859

Tabla 16.- Número de elementos en las simulaciones de los bancos

3.2.1 Banco delantero izquierdo

Para el análisis del banco delantero izquierdo, que es donde se coloca la barra que va a ejercer la carga en el chasis, se encuentra solamente bajo una fuerza vertical, que es la que resulta de la suma de las dos fuerzas que actúan sobre la barra.

La Figura 3-4 muestra la forma en la que se aplicó la fuerza en el banco delantero izquierdo; para este caso como para los demás bancos de las otras posiciones, se utilizaron elementos rígidos de tipo RBE3 para hacer la unión del punto donde se aplica la fuerza hacia los orificios en que se sujeta la barra. Para hacer la unión entre las dos placas de solera, la del soporte y la de la base, también se utilizaron elementos rígidos pero en esta ocasión de tipo RBE2. Por último, en los barrenos donde se sujetaría el banco de pruebas al piso se colocaron las restricciones de movimiento.

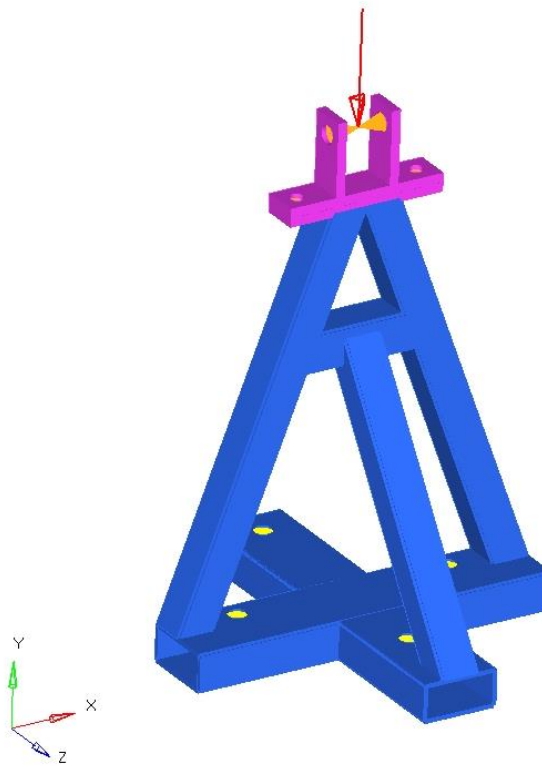


Fig. 3-4 Análisis de banco delantero izquierdo

Con estas condiciones se procedió a correr el análisis al banco delantero izquierdo, solicitando como resultados los esfuerzos a los que estará sometido el banco, los cuales se pueden observar cómo se presentan en la Figura 3-5, y de la misma manera se presenta el esfuerzo máximo al que está sometido en la Tabla 17, haciendo una comparación entre el banco en el que se utiliza solera de 1/8" de espesor y en el que se utiliza solera con un espesor de 1/4".

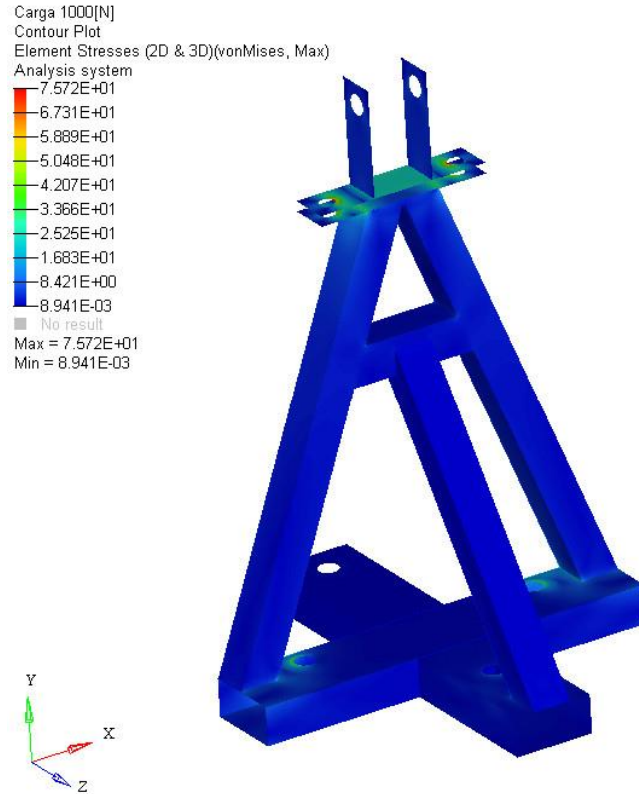


Fig. 3-5 Esfuerzos en el banco delantero izquierdo bajo las condiciones de 1000[N] en el chasis. Esfuerzos en [MPa]

Carga en el chasis [N]	Esfuerzo máximo con solera ¼" [MPa]	Esfuerzo máximo con solera 1/8" [MPa]
1000	75.72	327.61
2000	151.44	655.22
2500	189.29	819.02
3000	227.15	982.83
3500	265.01	1146.63
4000	302.87	1310.43

Tabla 17.- Esfuerzos máximos en el banco delantero izquierdo

Como se puede observar en la Figura 3-6, el esfuerzo máximo del banco delantero izquierdo se presenta a la orilla del barreno donde se atornilla la unión y la base del banco de pruebas. Tomando en cuenta los resultados que se presentan en la Tabla 17, se observa que la solera con espesor de 1/8" provoca que los esfuerzos en esa zona sobrepasen el esfuerzo de cedencia en todas las situaciones de la prueba, mientras que para la solera con espesor de ¼" los valores de los esfuerzos máximos son notoriamente menores, a excepción de las situaciones en las que el chasis recibe una carga de 3500 y 4000 [N], pues sobrepasa el valor del esfuerzo de cedencia.

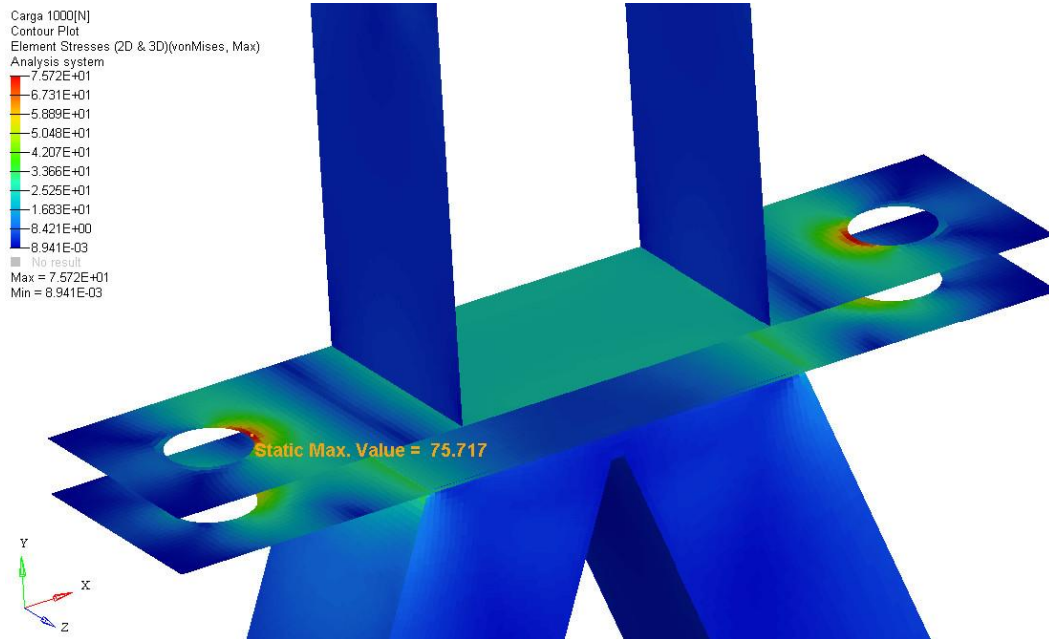


Fig. 3-6 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco delantero izquierdo

3.2.2 Banco delantero derecho

El análisis del banco delantero derecho es muy similar al del banco delantero izquierdo, sólo que ahora se le agregan fuerzas en el eje de las X y de las Z, las cuales se presentan en la Tabla 9 del Capítulo 2, y que se aplican de la misma manera que en el banco delantero izquierdo, como se muestra en la Figura 3-7, colocando elementos rígidos de tipo RBE3 en los barrenos donde se sujeta el chasis y con un punto en común al centro de ellos en el que se ejercen las tres fuerzas. De la misma manera, en los barrenos inferiores se colocaron las restricciones de movimiento.

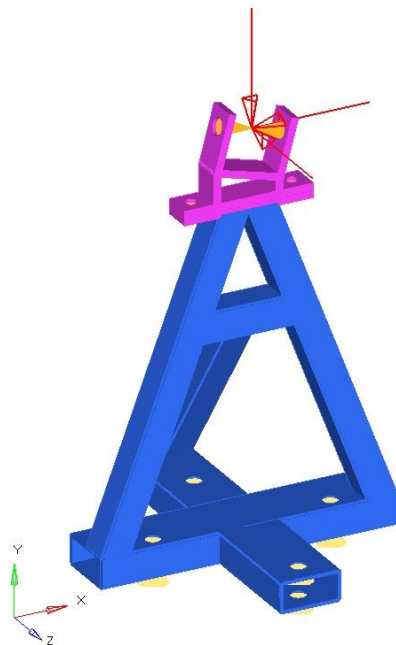


Fig. 3-7 Análisis del banco delantero derecho

A manera de resultados se obtuvieron los estados de esfuerzos que se presentan en el banco delantero derecho al momento de aplicar en el chasis las diferentes cargas, los cuales se pueden observar en la Figura 3-8.

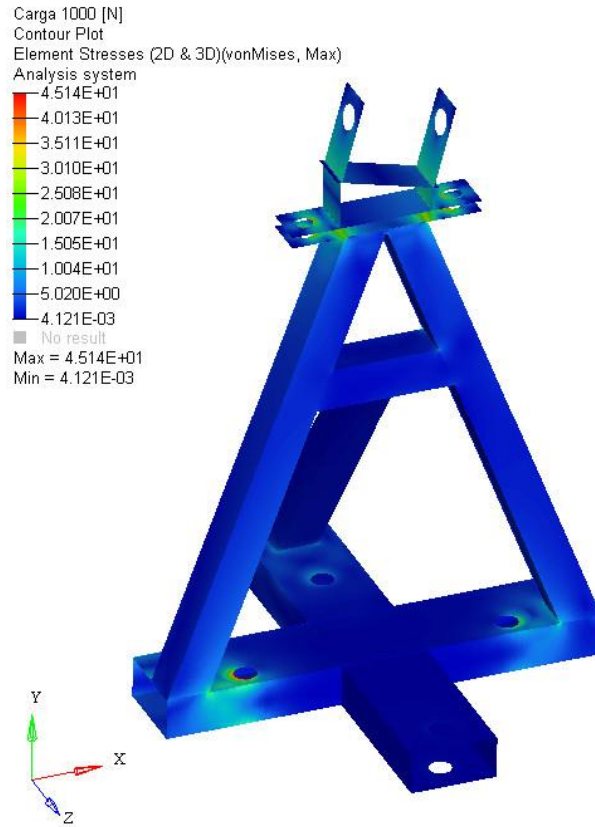


Fig. 3-8 Esfuerzos en el banco delantero derecho bajo una carga en el chasis de 1000 [N]. Esfuerzos en [MPa]

Asimismo, se obtuvieron los valores de esfuerzo máximo que presenta el banco delantero derecho que se puede observar en la Figura 3-9; y en la Tabla 18 están registrados estos valores haciendo la misma comparación entre soleras de espesor de ¼" y de 1/8", en la cual podemos notar que se presentan esfuerzos considerablemente mayores cuando se utiliza solera con espesores de 1/8".

Carga en el chasis [N]	Esfuerzo máximo con solera ¼" [MPa]	Esfuerzo máximo con solera 1/8" [MPa]
1000	45.144	171.0
2000	90.28	341.96
2500	112.85	427.45
3000	135.42	512.94
3500	157.99	598.43
4000	180.56	683.92

Tabla 18.- Esfuerzos máximos en el banco delantero derecho

En este caso, y como se puede observar en la Figura 3-9, el esfuerzo máximo que presenta el banco delantero derecho se encuentra en la solera inferior, aunque de la misma manera que en banco delantero izquierdo, se presenta en la orilla del barreno de sujeción.

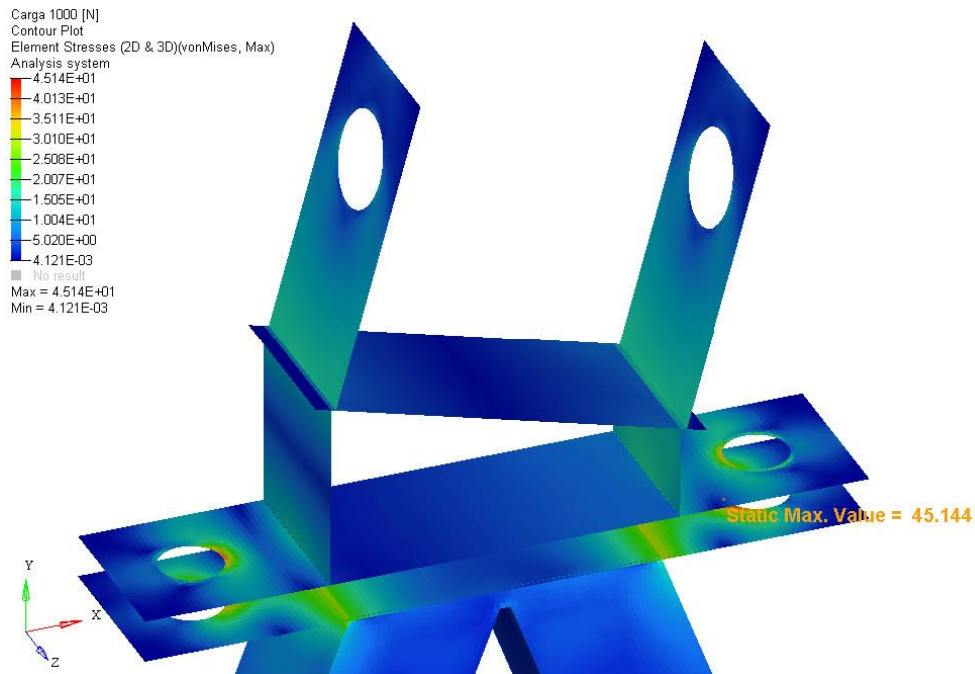


Fig. 3-9 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco delantero derecho

3.2.3 Banco trasero izquierdo

Se continuó realizando el mismo proceso de los bancos anteriores para el caso del banco trasero izquierdo, colocando elementos rígidos de tipo RBE3 en los barrenos donde se une el chasis y elementos rígidos de tipo RBE2 en las uniones de las soleras. En el nodo central de los elementos tipo RBE3 se colocaron las fuerzas de la Tabla 10 para cada caso de carga, como se puede observar en la Figura 3-10; también se colocaron las restricciones de movimiento en los barrenos donde se sujeta al piso.

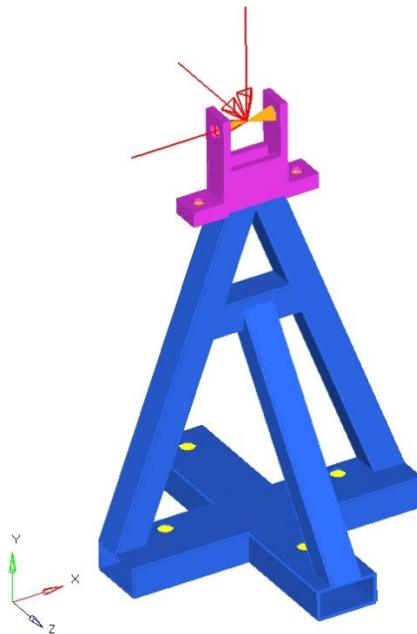


Fig. 3-10 Análisis del banco trasero izquierdo

De la misma manera que en los casos anteriores, se solicitaron los esfuerzos a los que está sometido el banco trasero izquierdo, como se puede observar en la Figura 3-11, de los cuales se obtuvieron los valores de esfuerzos máximos que soporta el banco, agrupándolos en la Tabla 19 y haciendo la comparación entre el caso con solera de $\frac{1}{4}$ " de espesor y el caso con solera de $\frac{1}{8}$ " de espesor.

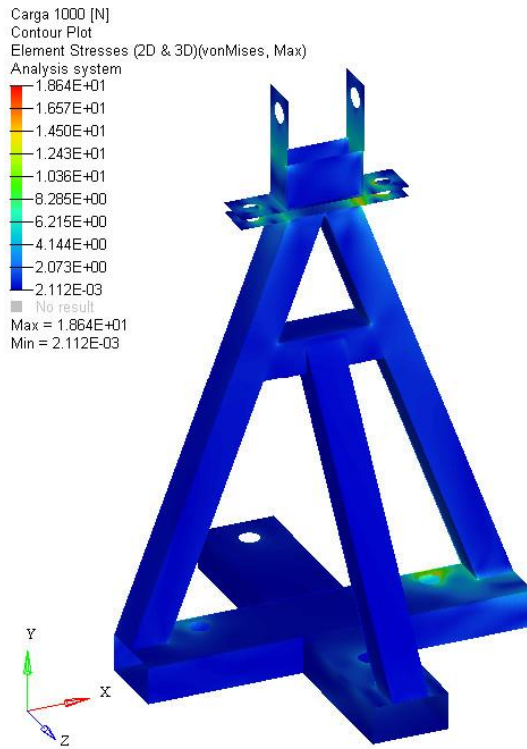


Fig. 3-11 Esfuerzos en el banco trasero izquierdo bajo una carga en el chasis de 1000[N]. Esfuerzos en [MPa]

Carga en el chasis [N]	Esfuerzo máximo con solera $\frac{1}{4}$ " [MPa]	Esfuerzo máximo con solera $\frac{1}{8}$ " [Mpa]
1000	18.64	65.82
2000	37.28	131.63
2500	46.59	164.53
3000	55.92	197.45
3500	65.24	230.40
4000	74.55	263.23

Tabla 19.- Esfuerzos máximos en el banco trasero izquierdo

En esta ocasión, como se muestra en la Figura 3-12, el esfuerzo máximo se presenta en la unión entre el PTR y la solera de la base del banco, por lo que los datos de la Tabla 19 se deben comparar con el esfuerzo de cedencia del acero ASTM A570, que es de 205 [MPa]; Para el caso de la solera con espesor de $\frac{1}{8}$ " el esfuerzo máximo que se presenta cuando se aplica una carga de 3500 y 4000 [N] en el chasis, sobrepasa el valor del esfuerzo de cedencia del material, pero en el caso de la solera con espesor de $\frac{1}{4}$ " todos los casos están por debajo del valor del esfuerzo de cedencia.

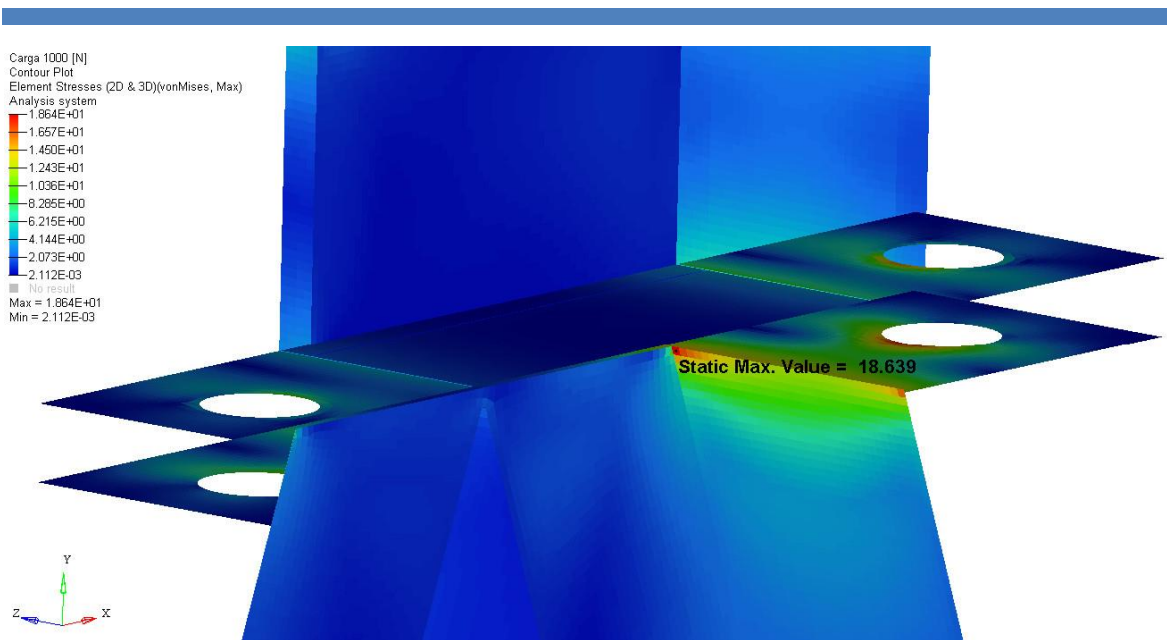


Fig. 3-12 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco trasero izquierdo

3.2.4 Banco trasero derecho

Al igual que en los casos anteriores, se procedió de la misma manera con el banco trasero derecho, en esta ocasión ejerciendo las fuerzas de la Tabla 11 en el centro de los elementos rígidos de tipo RBE3 que se colocan en la unión del chasis con el banco. También se utilizaron elementos rígidos de tipo RBE2 en los barrenos de sujeción de las soleras. Las restricciones de movimientos de la misma manera se colocaron en los barrenos inferiores del banco.

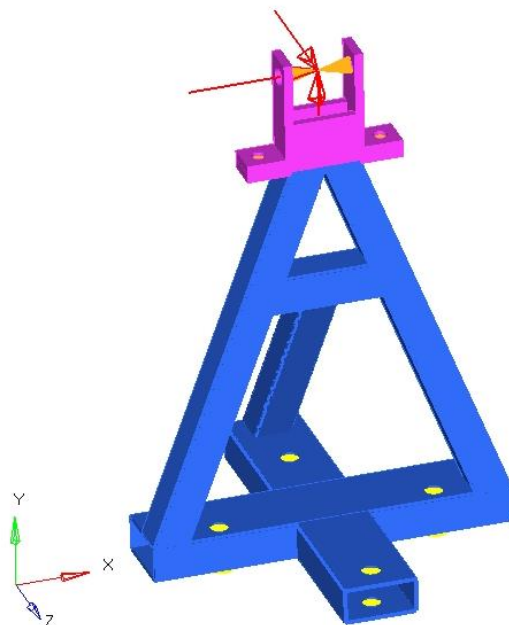


Fig. 3-13 Análisis del banco trasero derecho

En la Figura 3-14 podemos observar los resultados de la simulación, que como en los casos anteriores se solicitaron los esfuerzos a los que está sometido el banco de pruebas bajo las condiciones de las cargas en el chasis mencionadas anteriormente.

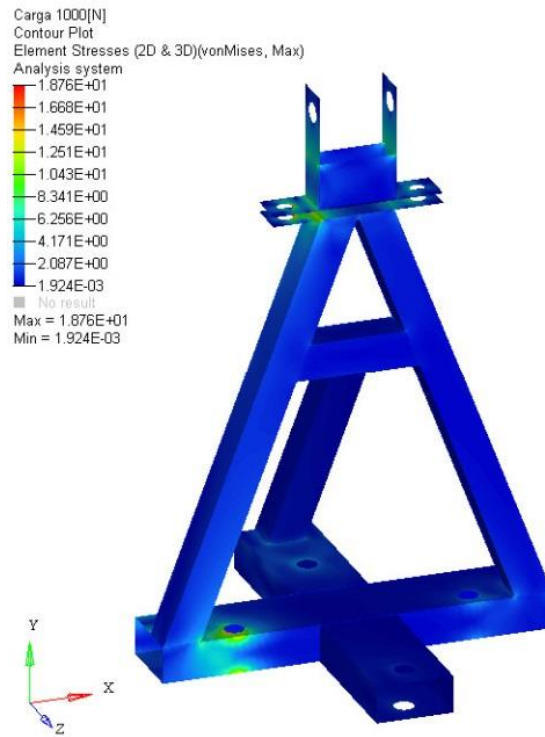


Fig. 3-14 Esfuerzos en el banco trasero derecho bajo una carga en el chasis de 1000[N]. Esfuerzos en [MPa]

De los resultados de las simulaciones se obtuvieron los valores del esfuerzo máximo a los que está sometido este banco, de los cuales también se hace una comparación en la Tabla 20 de las simulaciones con soleras de espesores de 1/4" y de 1/8".

Carga en el chasis [N]	Esfuerzo máximo con solera 1/4" [MPa]	Esfuerzo máximo con solera 1/8" [MPa]
1000	18.76	65.92
2000	37.53	131.86
2500	46.92	164.83
3000	56.29	197.78
3500	65.68	230.77
4000	75.05	263.65

Tabla 20.- Esfuerzos máximos en el banco trasero derecho

Como se puede observar en la Tabla 20, los valores del esfuerzo máximo cuando la solera tiene un espesor de 1/8" sobrepasan el valor del esfuerzo de cedencia del material del PTR, ya que como se observa en la Figura 3-15, la zona donde se presenta el esfuerzo máximo es en la unión entre la solera y el PTR, pero está directamente sobre el PTR el elemento que soporta el esfuerzo máximo.

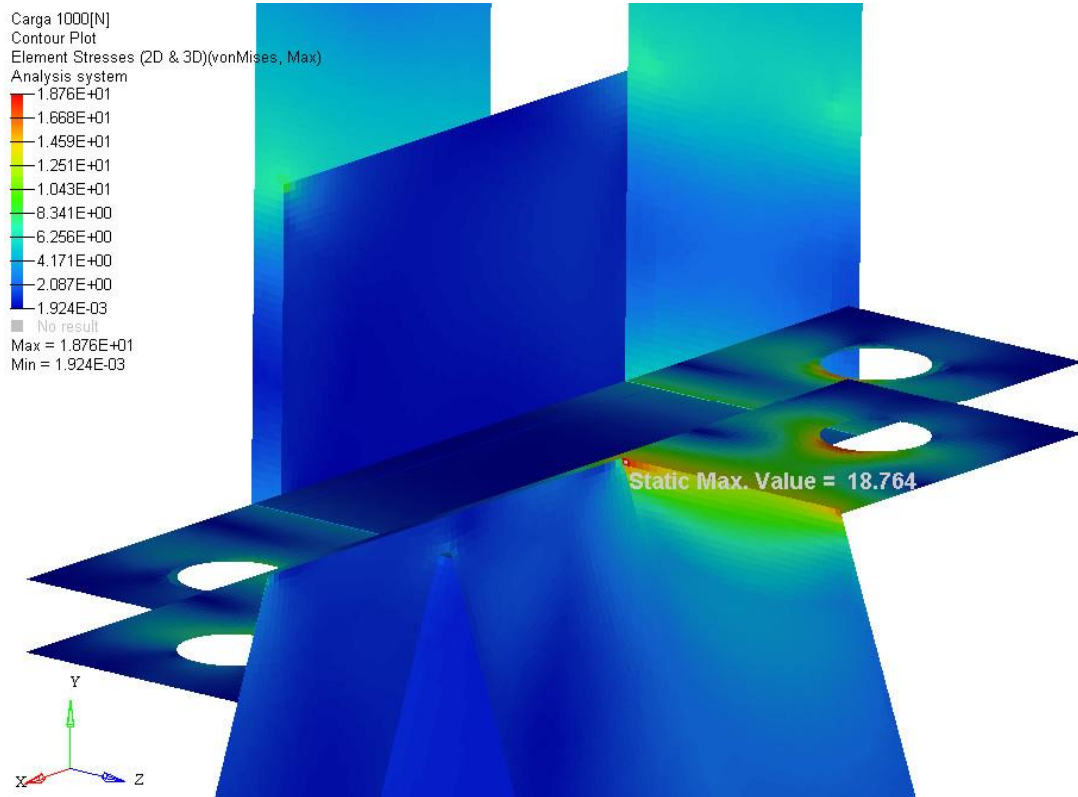


Fig. 3-15 Esfuerzo máximo [MPa] en el banco trasero derecho

4 Conclusiones

En este trabajo se ha presentado el proceso de diseño para un banco de pruebas del chasis del vehículo del equipo UNAM Baja SAE, cuya importancia radica en obtener mejores resultados del comportamiento del chasis y tener las herramientas necesarias para validar las simulaciones que se puedan hacer al chasis a manera de facilitar y agilizar el diseño de todo el vehículo.

El resultado que arrojó la simulación de rigidez torsional del chasis del vehículo Baja SAE UNAM de la temporada 2016, de 1679.2 [Nm/°] resulta un 38% por debajo del valor que recomienda SAE para que tengan los chasis de los equipos (2700 [Nm/°]); pero es necesario aclarar que para esta simulación no se consideraron elementos que aportan una gran rigidez al chasis mismo, como son los elementos de suspensión y el mismo motor del vehículo. Sin embargo, aunque este fuera del alcance de este trabajo, se recomienda al equipo de Baja SAE UNAM hacer un rediseño de este chasis, o bien, verificar que el chasis de la siguiente temporada si cumpla con la recomendación por parte de SAE.

Los objetivos que se plantearon se han cumplido totalmente, ya que se establecieron los límites que puede alcanzar el banco de pruebas para soportar las sollicitaciones a las que estará sometido durante la prueba de rigidez torsional y durante la etapa del diseño se cuidaron aspectos que permitieran que la manufactura del banco fuera sencilla. Asimismo, los materiales que se utilizaron para la construcción del banco de pruebas son baratos, por lo que el costo por ellos no supera los 500 pesos.

El elemento de unión entre el chasis y el banco de pruebas fue diseñado solamente para acoplar perfectamente con el chasis de la temporada 2016, por lo que se debe realizar un nuevo diseño considerando los nuevos aspectos que tenga el chasis de la temporada 2017.

Cabe mencionar y destacar los beneficios que tiene el uso de software de análisis por elemento finito, ya que gracias a los resultados que se obtuvieron con los análisis del banco de pruebas, incluido el análisis a la barra que va a ejercer la carga sobre el chasis, se tomaron las decisiones de que la carga máxima que se le puede aplicar al chasis es de 2800 [N], puesto que si se aplica una carga mayor a este valor la barra superaría el valor del esfuerzo de cedencia del material, el cual es de 250 [MPa].

Además de esto, se tomó la decisión de que se tiene que utilizar solera con espesor de $\frac{1}{4}$ " para asegurar que el banco de pruebas trabajará siempre en la zona elástica del material, incluyendo los bancos traseros, en los cuales el esfuerzo máximo se presenta directamente sobre el PTR y que tiene un valor de esfuerzo de cedencia menor al de la solera, siendo el del PTR de 205 [MPa] y el de la solera de 250 [MPa].

Al equipo de Baja SAE UNAM le corresponde la responsabilidad de manufacturar el banco de pruebas, con los elementos de unión que se presentaron en este trabajo o con elementos nuevos para el vehículo de la temporada 2017, para obtener el valor real de la rigidez torsional del chasis y tener un parámetro para presentar en las pruebas de la competencia, ya que el hecho de presentar este tipo de datos en las presentaciones de diseño o de ventas genera mejores expectativas por parte de los jueces de la competencia.

De igual manera, se le recomienda al equipo Baja SAE UNAM el uso del software HyperMesh para el análisis del chasis, ya que presenta muy buenos resultados y son una muy buena aproximación a los resultados reales que se pueden obtener. Además de la simulación para obtener el valor de rigidez torsional del chasis, se propone utilizar el software para generar geometrías optimizadas, las cuales presenten mejores valores de rigidez torsional.

Contar con herramientas que permitan un mejor desarrollo del equipo UNAM Baja SAE es primordial para tener mejores oportunidades de alcanzar el triunfo frente a otras universidades durante la competencia, y el presente proyecto es una gran herramienta para dicho equipo.

Bibliografía

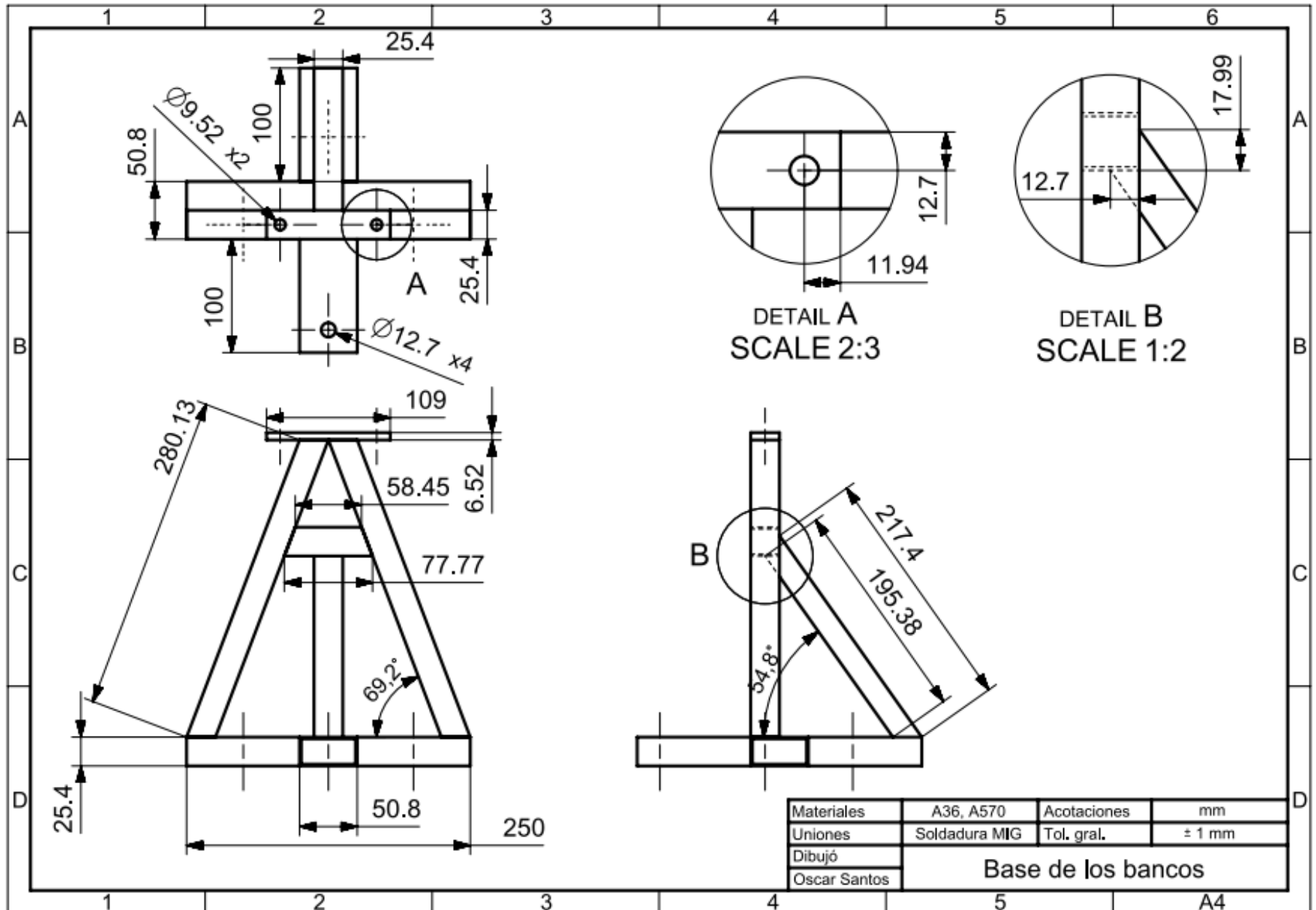
- [1] Pinto, R.; Campos, J., de Freitas, M & Ferreira, J. (2003). *Automotive Frame Optimization*. SAE Technical Paper Series, Volume 1
- [2] Thompson; L.; Lampert, J. & Law, H. (1998). *Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis*. SAE Technical Paper Series, Volume 1.
- [3] Riley, W & George, A. (2002). *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chasis*. SAE Technical Paper Series, Volume 1.
- [4] Cortes, I. (2016). *Diseño y Construcción del Chasis del Vehículo BAJA SAE UNAM 2015*. Facultad de Ingeniería: UNAM.
- [5] Beer, F.; Johnston, E. & Dewolf, J. (2007). *Mecánica de Materiales*. México: Mc Graw-Hill.
- [6] Tebby, S.; Esmailzadeh, E. & Barari, A. (2011). *Methods to Determine Torsion Stiffness in an Automotive Chassis*. *Computer-Aided Design and Applications*, Volume 1, 67-75.
- [7] Milliken, W. & Milliken D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA: SAE International.
- [8] Askeland, D. (2000). *The Science and Engineering of Materials*. International Thomson Editores
- [9] 2016 *Baja SAE Rules*.
https://www.bajasae.net/content/2016_BAJA_Rules_Final-9.8.15.pdf
- [10] MatWeb: Material Property Data.
<http://www.matweb.com>
- [11] The Transport Journal
<https://thetransportjournal.com/tag/citroen-traction-avant/>
(Octubre 2016)
- [12] El Chasis: trabajo en equipo
http://www.mercedes-benz.com.ar/content/argentina/mpc/mpc_argentina_website/es/home_mpc/truck_home/home/trucks/actros/chassis.html
(Octubre de 2016)

-
- [13] Carrocería y chasis. Tipos de carrocerías más usadas en los vehículos
http://www.elchapista.com/chasis_carrocerias_vehiculos.html
(Octubre de 2016)
- [14] Estructuras y carrocerías de vehículos
<http://luisportillaeafe.blogspot.mx/2015/12/7-estructuras-y-carrocerias-de-vehiculos.html>
(Octubre de 2016)
- [15] Encontrar el equilibrio tras reducir el peso
<http://cochesdeportivosdelos80y90.blogspot.mx/>
(Octubre de 2016)
- [16] Ariel Atom Casero
<http://www.motorpasion.com/otros/diy-ariel-atom-casero>
(Octubre 2016)
- [17] Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado
http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59442013000200009
(Octubre de 2016)
- [18] Deformación de materiales
<https://sites.google.com/site/deformaciondemateriales/torsion>
(Octubre de 2016)
- [19] Rigidez torsional estática
<http://www.km77.com/glosario/r/rigitors.asp>
(Octubre de 2016)
- [20] Caterham cars gives bicycle technology a try
<http://newatlas.com/bicycle-tech-influences-caterham-cars/42555/>
(Mayo de 2017)
- [21] Torsional rigidity test: 67 coupe
<https://www.stangnet.com/mustang-forums/threads/torsional-rigidity-test-67-coupe.723029/>
(Mayo de 2017)
- [22] Caterham uses bicycle construction tech in newest chassis design
<http://www.motortrend.ca/en/news/caterham-uses-bicycle-technology-automotive-construction/>
(Octubre de 2016)

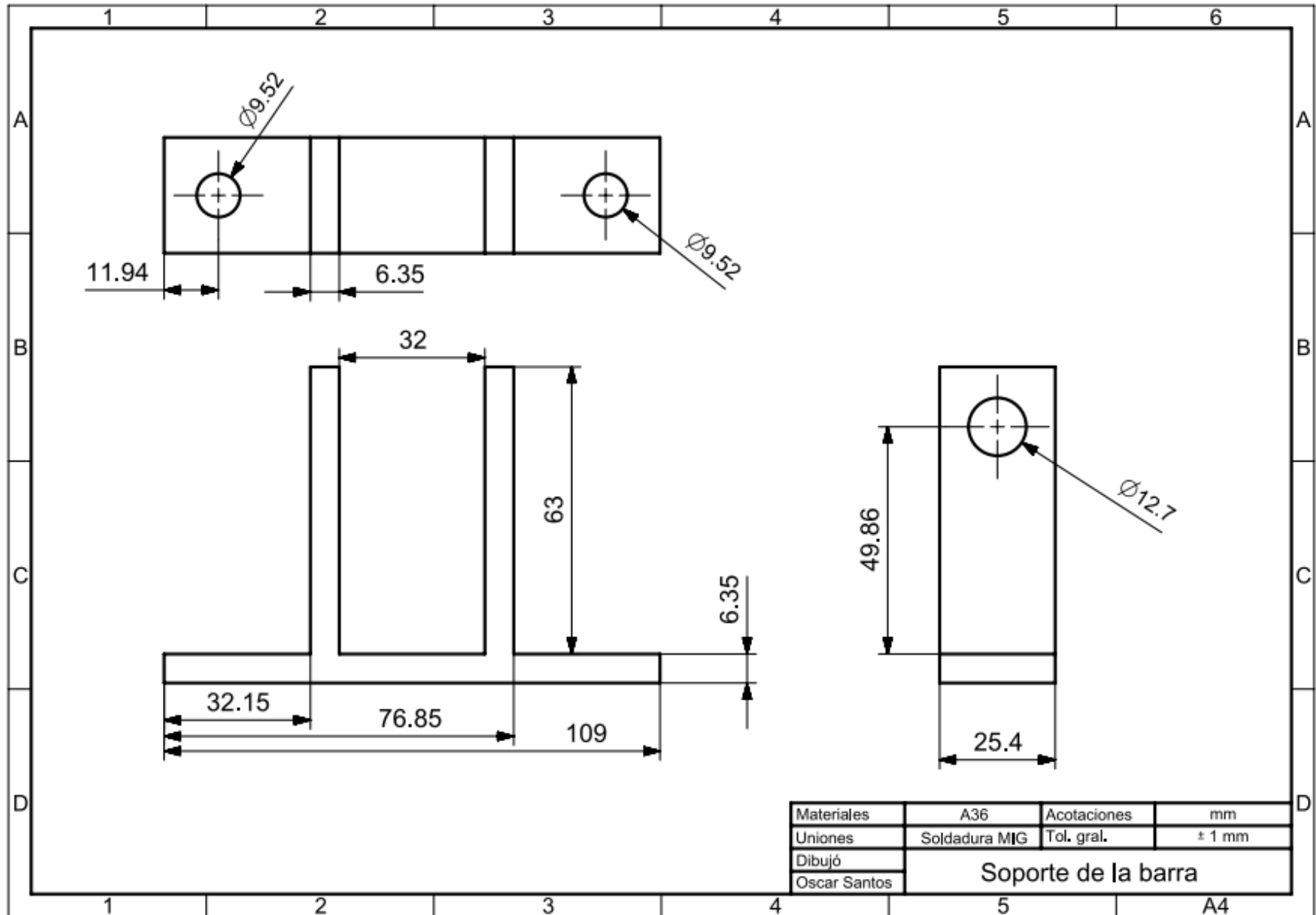
-
- [23]** Measuring chassis stiffness
<http://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?t=929051>
(Octubre de 2016)
- [24]** Ensayo dinámico de vehículos
http://www.sensores-de-medida.es/sensing_sl/APLICACIONES_1/Instrumentaci%C3%B3n-para-ensayos-en-el-autom%C3%B3vil_5/Ensayo-din%C3%A1mico-de-veh%C3%ADculos_118/
(Octubre de 2016)
- [25]** Simulación y ensayo de rigidez torsional de un chasis de un vehículo todo terreno
http://sedici.unlp.edu.ar/bitstream/handle/10915/37707/Documento_completo.pdf?sequence=1
(Octubre de 2016)
- [26]** Cobra Chassis
<http://www.clubcobra.com/forums/australian-cobra-club/97416-aluminium-ac-cobra-chassis.html>
(Octubre de 2016)
- [27]** Mikel's México
<http://www.mikelsmexico.com.mx/gato-mecanico-de-tijera-800-kg/>
(Marzo de 2017)

Anexos

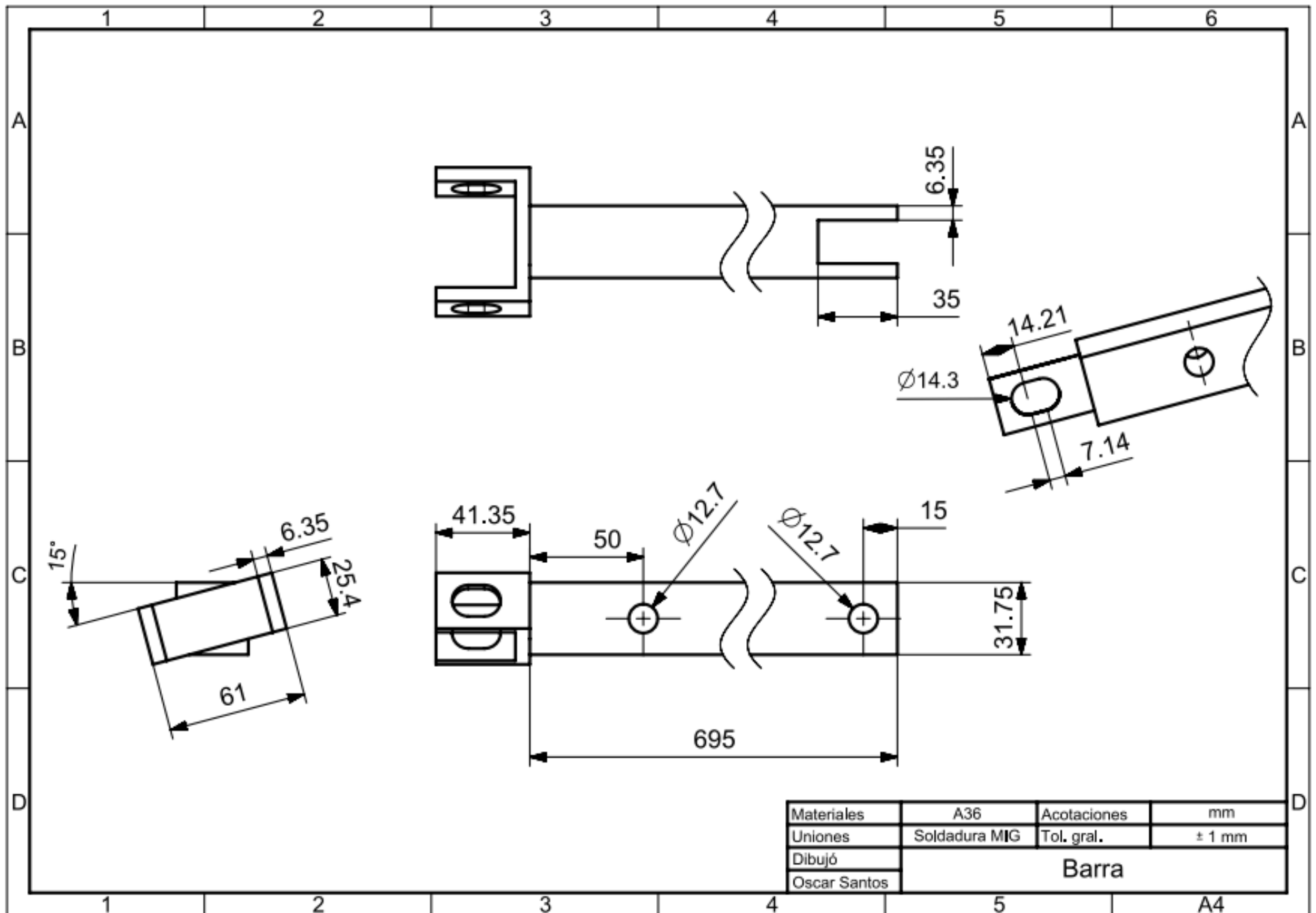
Base de los bancos



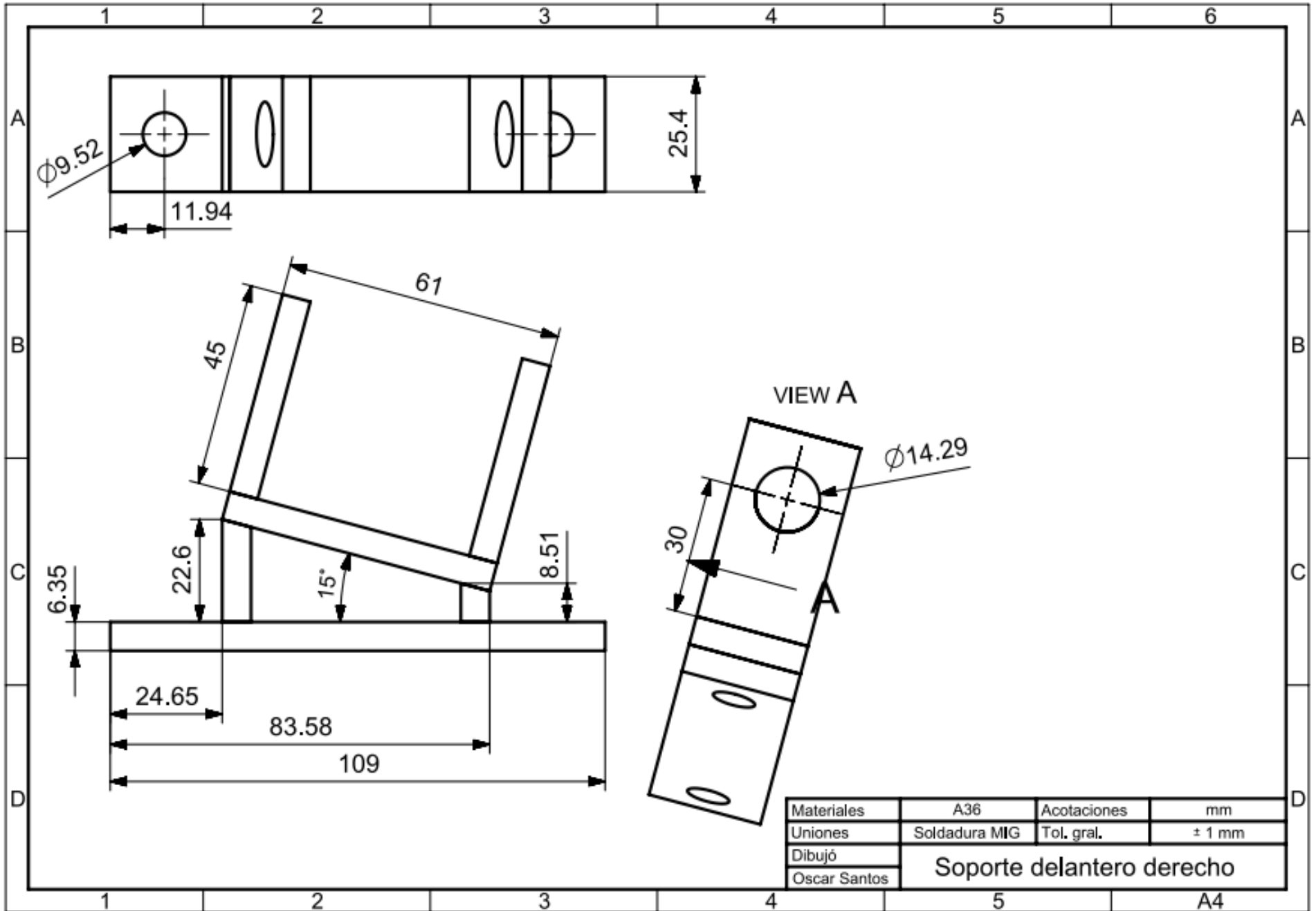
Soporte de la barra



Barra



Soporte delantero derecho



Soporte trasero derecho e izquierdo

