



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS DEL
VEHÍCULO BAJA SAE UNAM 2015**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECATRÓNICO**

P R E S E N T A:

IRVING MAXIMINO CORTÉS PERALTA



**DIRECTOR DE TESIS:
Dr. Fernando Velázquez Villegas**

CIUDAD UNIVERSITARIA

MARZO, 2016

AGRADECIMIENTOS

A mis padres

A mí mamá, Flora Concepción Peralta Pérez y a mí papá, Maximino Cortés Cortés por el amor, educación, atención, apoyo y confianza que me han brindado siempre. Por ser un ejemplo para mí en todo momento y por forjar el ser humano que hoy soy. Por su entrega y su lucha diaria para darnos a mí y a mis hermanos el mejor futuro posible.

A mis hermanos

A mí hermana, Beatriz Tomasa Hernández Peralta y a mí hermano, Omar Néstor Cortés Peralta por ser los mejores hermanos que se puede tener. Por ser mi ejemplo a seguir y enseñarme lo que realmente significa la palabra “éxito” y todo lo que hay detrás de ella. Por apoyar a mis padres y por apoyarme a mí, sin ustedes estudiar y terminar una carrera universitaria jamás habría sido posible.

A mis compañeros de BAJA SAE

Por tantas y tantas experiencias que compartimos juntos. Por su compromiso y pasión cada uno de los días que tuvimos la oportunidad de trabajar juntos. Por ayudarme a crecer y formarme tanto personal como profesionalmente. Por su amistad y sobretodo, por ser mi segunda familia.

A la familia Portilla Ramírez

Por abrirme las puertas de su hogar y apoyarme en todo momento como a un miembro más de la familia.

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico con todo mi cariño y amor a mi familia que siempre han sido y serán el motor de mi vida.

“Muéstrate a ti mismo ante tu más profundo miedo; después de eso, el miedo ya no tiene poder y eres libre”.

Jim Morrison

ÍNDICE

RESUMEN.....	5
INTRODUCCIÓN.....	5
OBJETIVOS.....	5
JUSTIFICACIÓN	6
MARCO DE REFERENCIA.....	7
i) Descripción del proyecto BAJA SAE UNAM	7
ii) Historia del proyecto BAJA SAE en la Facultad de Ingeniería.....	7
iii) Organización del proyecto BAJA SAE UNAM	12
I. MARCO TEÓRICO.....	13
I.1 Rigidez torsional y rigidez flexional	13
I.2 El chasis automotriz.....	17
I.3 Tipos de chasis automotriz	18
I.4 Elementos estructurales del chasis de un vehículo BAJA SAE	21
I.5 Geometría y requerimientos mínimos de espacio en el chasis	22
I.6 Especificaciones del material del chasis.....	32
I.7 Cálculos requeridos	33
I.8 Requerimientos de soldadura	34
II. DISEÑO DEL CHASIS DEL PROTOTIPO BAJA SAE UNAM 2015.....	38
II.1 Definición del problema	38
II.2 Determinación de las funciones principales del chasis.....	38
II.3 Planteamiento de los objetivos de diseño para el chasis del prototipo 2015	38
II.4 Análisis del chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2014	38
II.5 Diseño conceptual del chasis.....	41
II.6 Primer diseño con base en el reglamento BAJA SAE 2015	42
II.7 Análisis y mejora de la geometría propuesta	42
II.8 Diseño en base a los requerimientos de los sistemas	46
II.9 Geometría final del chasis.....	49
II.10 Selección del material de los elementos estructurales del chasis	50
II.11 Análisis numérico por medio del método de los elementos finitos	67
III. CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS DEL PROTOTIPO BAJA SAE UNAM 2015.....	79

III.1 Diseño de escantillones	79
III.2 Manufactura de los escantillones.....	84
III.3 Corte y dobleces de los miembros estructurales del chasis	86
III.4 Obtención de los abocardados de los tubos de la estructura tubular	89
III.5 Montaje de los escantillones	90
III.6 Ensamble y unión de los miembros estructurales del chasis.....	91
IV. EVALUACIÓN DEL CHASIS DEL PROTOTIPO 2015.....	95
IV.1 Exactitud de manufactura	95
IV.2 Soldadura del chasis	97
IV.3 Cumplimiento de requerimientos con base en el reglamento BAJA SAE 2015	98
V. RECOMENDACIONES DE DISEÑO Y MANUFACTURA PARA PROTOTIPOS FUTUROS	100
V.1 Recomendaciones de diseño	100
V.2 Recomendaciones de manufactura	101
CONCLUSIONES	103
BIBLIOGRAFÍA	104
ANEXOS.....	106
Lista de figuras.....	106
Lista de tablas.....	110
Lista de documentos.....	111

RESUMEN

La presente tesis se centra en el diseño y manufactura del chasis tubular de un vehículo todo terreno dentro del proyecto BAJA SAE UNAM de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM).

Con base en una metodología de diseño y un proceso de manufactura establecidos, en los cuales se contemplaron aspectos como: requerimientos mínimos de acuerdo al reglamento de la competencia, integración correcta de los sistemas que integran el vehículo, seguridad y facilidad de manufactura; se obtuvo, como resultado final, el chasis de estructura espacial del prototipo de vehículo funcional BAJA SAE UNAM para participar en la competencia estudiantil de diseño automotriz BAJA SAE México 2015.

Finalmente, se muestra el proceso de prueba y validación de la estructura tubular una vez concluida la etapa de construcción de la misma, así como una serie de recomendaciones para el desarrollo de prototipos futuros y una breve evaluación sobre el cumplimiento de los objetivos de este trabajo.

INTRODUCCIÓN

Como Introducción se presentan los objetivos de esta tesis, la justificación de la misma y una breve descripción del proyecto BAJA SAE, así como su historia dentro de la Facultad de Ingeniería y organización del equipo. En el capítulo 1 se presentan los conceptos básicos y antecedentes necesarios para comprender el contenido de la tesis. El capítulo 2 menciona el proceso de diseño para la obtención de la geometría del chasis, cuyo proceso de manufactura se describe en el capítulo 3. Posteriormente, en el capítulo 4, se enuncian las pruebas realizadas para comprobar la funcionalidad y el cumplimiento de los requerimientos exigidos por el reglamento de la competencia BAJA SAE. Se procede a realizar un análisis de las mejoras tanto en diseño como en manufactura del chasis en el capítulo 5 y, finalmente, se enuncian las conclusiones obtenidas después del desarrollo del proyecto y de esta tesis, analizando el cumplimiento de los objetivos planteados.

OBJETIVOS

Diseñar y manufacturar el chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2015, que cumpla con los requerimientos que se mencionan a continuación:

- El diseño debe cumplir con los requerimientos mínimos establecidos en el reglamento BAJA SAE 2015.

-
- Debe satisfacer los requerimientos de espacio y dimensiones de cada uno de los sistemas que integran el vehículo, cuidando el aspecto ergonómico del mismo en todo momento.
 - Permitir un fácil ensamble y mantenimiento de los sistemas y principales componentes que conforman el vehículo.
 - El chasis debe ser seguro y confiable para él piloto en todo momento de la competencia.
 - El tiempo de manufactura del chasis debe ser menor respecto al de competencias pasadas.

JUSTIFICACIÓN

Puma Off-Road es un equipo formado por estudiantes de la Facultad de Ingeniería y de el Centro de Investigaciones de Diseño Industrial de la UNAM, quienes dan todo de sí para alcanzar un objetivo común: diseñar, manufacturar y probar un vehículo todo terreno que compita dentro del evento BAJA SAE.

BAJA SAE es una competencia estudiantil cuyo objetivo es introducir a los estudiantes universitarios al mundo real de los proyectos de ingeniería y diseño, sometiéndolos a los desafíos que ello implica.

Esta competencia no solamente pone a prueba el vehículo y las habilidades de manejo del piloto, ya que para superar cada una de las pruebas los integrantes del equipo deben poner en práctica tanto conocimientos como habilidades, tales como trabajo en equipo, trabajo bajo presión, exponer ideas y generar reportes técnicos de alta calidad.

La presente tesis tiene como objetivo principal contribuir en la formación de las próximas generaciones de profesionistas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), desarrollando en ellos conocimientos y habilidades que facilitarán su ingreso al campo laboral.

MARCO DE REFERENCIA

i) Descripción del proyecto BAJASAE UNAM

Baja SAE es una competencia intercolegial de diseño y construcción automotriz para estudiantes universitarios de ingeniería y diseño, organizada por la Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices, SAE por sus siglas en inglés).

Puma Off-Road Team surge como un proyecto estudiantil dentro de la competencia BAJA SAE cuyo objetivo, como se mencionó, es que alumnos de diferentes países alrededor del mundo compitan en el desarrollo de vehículos todo terreno capaces de soportar diferentes tipos de pruebas, tanto estáticas como dinámicas.

La competencia se realiza a nivel nacional e internacional con la participación de más de 40 universidades a nivel nacional y alrededor de 500 a nivel mundial.

Dentro de la competencia cada vehículo es evaluado a lo largo de diferentes pruebas. La primera etapa es de pruebas estáticas, en ella cada equipo debe sustentar ante un jurado el diseño de su vehículo y presentar un plan de negocios. Las pruebas dinámicas se encargan de probar el vehículo en condiciones todo terreno. Algunas de estas pruebas se mencionan a continuación:

- Frenado
- Aceleración
- Maniobrabilidad
- Ascenso en colina (Hill Climb)
- Paso por rocas (Rock Crawling)
- Suspensión y tracción
- Lodo
- Arrastre

La última prueba conjunta las anteriores en un circuito tipo motocross en el que se realiza una carrera de 4 horas.

El proyecto BAJA SAE UNAM 2015 consistió en el diseño, construcción y prueba de un prototipo de vehículo monoplaza todo terreno para participar en la competencia nacional de ingeniería denominada BAJA SAE México 2015.

ii) Historia del proyecto BAJASAE en la Facultad de Ingeniería

En el año de 1990 estudiantes de la Facultad de Ingeniería de la UNAM diseñaron y construyeron por primera vez un vehículo monoplaza todo terreno para su participación en la competencia anual denominada SAE Mini Baja West, que organiza hasta el día de hoy, la SAE internacional. En la SAE Mini Baja West concurrían más de 100 vehículos diseñados por estudiantes de ingeniería de universidades de Canadá, Estados Unidos, México y demás países de alrededor del mundo.

En la edición 1997, el equipo “PUMACEJ” obtuvo el quinto lugar general a nivel internacional en la competencia realizada en la ciudad de El Paso, Texas.



Figura ii.1 Equipo PUMACEJ 1997

En la edición 2002, se obtuvo el primer sitio a nivel Latinoamérica y Asia con el prototipo llamado *Skorppio* y el lugar 15 de entre 101 diseños.

Para la edición 2003 de la SAE Mini Baja West celebrada en Brigham Young University, en la ciudad de Provo, Utah la escudería presentó el monoplaza llamado *Haspeed*, un vehículo que ayudaría también al transporte de investigadores en superficies irregulares. El equipo “Escudería Puma” estaba integrado entonces por 18 estudiantes de la Facultad de Ingeniería. El prototipo competió en esta ocasión contra 115 automóviles construidos por alumnos de 120 universidades diferentes.

Este prototipo integró un motor tipo podadora de 10 caballos de fuerza, suspensión independiente en las cuatro ruedas, transmisión variable y fue diseñado para alcanzar una velocidad máxima de 60 kilómetros por hora en línea recta. Para la realización de este vehículo, el equipo contó con el apoyo de la Facultad de Ingeniería y Fundación UNAM.

En el rubro de costos *Haspeed* obtuvo el quinto lugar y el decimotercero en diseño y construcción.



Figura ii.2 Presentación del prototipo *Haspeed*

Los alumnos participantes fueron: Beatriz Tinajero, Bernardo Ortega, Alejandro Navarrete, Arturo Saés, Demián Rodríguez, Jacobo Sapién, René Domínguez, Marcos Romero y Carlos Espinosa.

Las pruebas de la SAE Mini Baja West eran muy parecidas a las que se realizan actualmente en la competencia de BAJA SAE. Cada todo terreno era evaluado y calificado por personal de una empresa automotriz ficticia. En la prueba de diseño se calificaba la construcción del vehículo, su estética y su frenado, así como el reporte de costos; en la prueba dinámica se evaluaba su maniobrabilidad y aceleración. La tercera prueba consistía en un circuito de tierra o lodo (dependiendo de las condiciones climatológicas del lugar) y una carrera de resistencia de cuatro horas de duración.

Por problemas administrativos y de logística, el proyecto de Mini Baja desapareció en el año 2006. Fue hasta el año 2012 que el proyecto fue retomado nuevamente, ahora bajo el nombre de “Puma Off-Road Team”.

En esta ocasión un grupo de estudiantes de ingeniería mecánica de la Facultad de Ingeniería se plantearon el objetivo de construir un nuevo monoplaza para competir en la BAJA SAE MÉXICO 2012, competencia celebrada anualmente en Toluca, Edo. De México desde 1995 y en donde compiten alrededor de 50 equipos de las más prestigiadas universidades del país.

La edición 2012 de BAJA SAE MÉXICO se llevó a cabo del 9 al 11 de Noviembre, obteniendo el lugar 7 en la competencia de diseño y lugar 21 general.



Figura ii.3 Equipo Puma Off-Road 2012

En el año 2013 el “Puma Off-Road Team” compitió con un nuevo vehículo en la BAJA SAE Washington 2013, celebrada en la ciudad de Bellingham, Washington del 16 al 19 de Mayo. El equipo obtuvo el lugar 57 general, siendo nombrado “novato del año”; reconocimiento que solo se otorga en competencias internacionales. En el mes de Noviembre de ese mismo año el equipo participó de nueva cuenta en la edición 2013 de BAJA SAE MÉXICO.



Figura ii.4 Equipo Puma Off-Road 2013

Para el año 2014 se compitió una vez más a nivel internacional, esta vez en BAJA SAE Kansas 2014. En la edición 2014 de BAJA SAE México realizada en la ciudad de Calimaya, Estado de México el equipo “Puma Off-Road” obtuvo segundo lugar en la prueba de arrastre y tercer lugar en la prueba de ventas.



Figura ii.5 Equipo Puma Off-Road 2014



Figura ii.6 Reconocimientos obtenidos en la edición 2014 de BAJA SAE MÉXICO

En Febrero de 2015, el equipo “Puma Off-Road” participó en la cuarta edición de la competencia denominada BAJA SAE Bajío, celebrada en la ciudad de Silao, Guanajuato, obteniendo el primer lugar en la prueba de arrastre con un tiempo de 18.89 segundos.



Figura ii.7 Equipo Puma Off-Road 2015



Figura ii.8 Vehículos desarrollados por el equipo Puma Off-Road desde 2012

iii) Organización del proyecto BAJASAE UNAM

El equipo consta de 18 miembros distribuidos en 6 coordinaciones o sistemas en total, las cuales se mencionan a continuación:

- Chasis (Frame)
- Body y asiento
- Suspensión (delantera y trasera) y dirección
- Tren motriz y sistema eléctrico (Power Train)
- Administración (Management)
- Masas no suspendidas (MNS)

Existe una persona responsable por cada uno de los sistemas que conforman el vehículo llamado “coordinador” y un líder de equipo denominado “capitán”, todos ellos encargados de dirigir el correcto desarrollo del proyecto.

El encargado de cada coordinación es un estudiante de semestres avanzados cuyas responsabilidades son transmitir conocimiento y experiencias a los demás integrantes de la coordinación, así como el diseño y manufactura del sistema que sea responsable.

El capitán del equipo tiene como principales tareas dar el seguimiento apropiado al proceso de diseño y manufactura de los sistemas, así como supervisar su entrega en tiempo y forma para cumplir con los tiempos de entrega del vehículo para la etapa de pruebas y posteriormente, para competencia.

I. MARCO TEÓRICO

Para comenzar con el desarrollo de la presente tesis se explicarán a continuación algunos conceptos básicos y antecedentes necesarios sobre el tema de estudio, una vez concluida la presentación del contexto en el cual se desarrolló este trabajo.

I.1 Rigidez torsional y rigidez flexional

Uno de los principales aspectos a considerar al diseñar el chasis de cualquier vehículo es la “rigidez” que tendrá el mismo; se deben considerar además, dos tipos de rigidez, la “rigidez flexional” y la “rigidez torsional”. A continuación se presenta una breve definición de los conceptos antes mencionados.

I.1.1 Rigidez

Se define a la rigidez de un objeto como la resistencia que ofrece un cuerpo a flexionarse o torcerse por la acción de fuerzas exteriores que actúan sobre su superficie.

I.1.2 Rigidez torsional

Es la fuerza necesaria, por unidad de longitud, para conseguir una torsión de un grado sobre el eje longitudinal del chasis. Para comprenderlo fácilmente, basta con imaginar el exprimir un trapo mojado y la resistencia que ofrece éste al hacerlo. Se mide normalmente en [N-m/grado] o [N-m/radian].

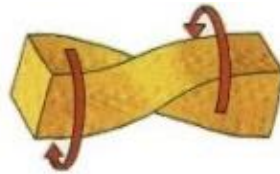


Figura 1.1 Ejemplo de barra sometida a torsión [10]

Además de la conducción y el rendimiento en carretera, la rigidez torsional está directamente relacionada con la seguridad del vehículo. Un chasis más rígido da como resultado, al mismo tiempo, un vehículo más seguro.

Si se cuenta con valor de rigidez torsional bajo, controlar la transferencia de peso resultaría prácticamente imposible. Predecir el manejo de un automóvil de manera adecuada solo se puede llevar a cabo si el chasis es lo suficientemente rígido para ser despreciado en los cálculos, como generalmente se hace.

Por lo general, los vehículos descapotables suelen tener problemas de rigidez torsional debido a la falta de una parte importante del auto, como lo es el techo. Por este motivo, los fabricantes suelen añadirles todo tipo de refuerzos, con el fin de mantener un valor de rigidez torsional semejante a sus homólogos con techo fijo, lo que trae como consecuencia un aumento en el peso total del vehículo.

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
BMW X5 (2007)	27,000
Mitsubishi Lancer Sportback (2008)	25,800
BMW X5 (2006)	25,500
BMW Serie 7	25,000
Volkswagen Golf V	25,000
Volkswagen Touareg (2010)	24,800
BMW Serie 5	24,000
BMW X5 (1999)	23,500
Peugeot 407	22,675
Saab 9-3 SportSedan (2008)	22,000
Fiat Bravo 2007	21,256
BMW Serie 3	20,000
Volkswagen Polo	20,000
Volvo S60	20,000
Audi TT	19,000
Peugeot 207 CC	17,430
Ford Mondeo	16,800
Jaguar X-Type	16,500
Volkswagen Golf IV	14,500
Jaguar XJ8	14,300
Peugeot 207 CC	11,625
Peugeot 807	9,800

Tabla 1.1 Rigidez torsional de diferentes modelos de automóviles [11]

En la industria automotriz, la rigidez torsional de un vehículo se obtiene mediante los llamados “bancos de prueba” (Figura 1.2). En estos, el eje trasero del vehículo se fija al banco utilizando las mazas de las ruedas, mientras que el eje delantero se somete a un par de torsión.

Las sujeciones tienen como función principal evitar el movimiento lateral y longitudinal de la estructura, los desplazamientos son medidos en el eje vertical por galgas extensométricas que se colocan en el pivote superior de la suspensión delantera.

En algunas pruebas, se colocan sensores a lo largo de la estructura para determinar el ángulo de rotación de los elementos y de esta forma, la distribución de rigidez en el chasis.



Figura 1.2 Banco de pruebas utilizado para la prueba de rigidez torsional [12]

Mediante un análisis por el “Método de los Elementos Finitos” (Finite Element Method, FEM por sus siglas en inglés) se puede obtener también el valor aproximado de la rigidez torsional de un vehículo, esto mediante simulaciones realizadas en software especializado.

El método de los elementos finitos (FEM, por sus siglas en inglés) es utilizado en la industria para la mejora en el diseño de productos y aplicaciones, en el caso específico de la industria automotriz, una de sus aplicaciones más relevantes se encuentra en las simulaciones de pruebas de impacto realizadas por los fabricantes de automóviles para mejorar sus vehículos en materia de seguridad con el fin de proteger la vida del conductor y pasajeros, sin tener que realizar la prueba física cada vez que se requiera evaluar el desempeño del vehículo. Este método no proporciona la solución exacta a un problema dado, sino que, en realidad, posibilita obtener una solución aproximada que puede ser más que suficiente para la resolución de un problema práctico.

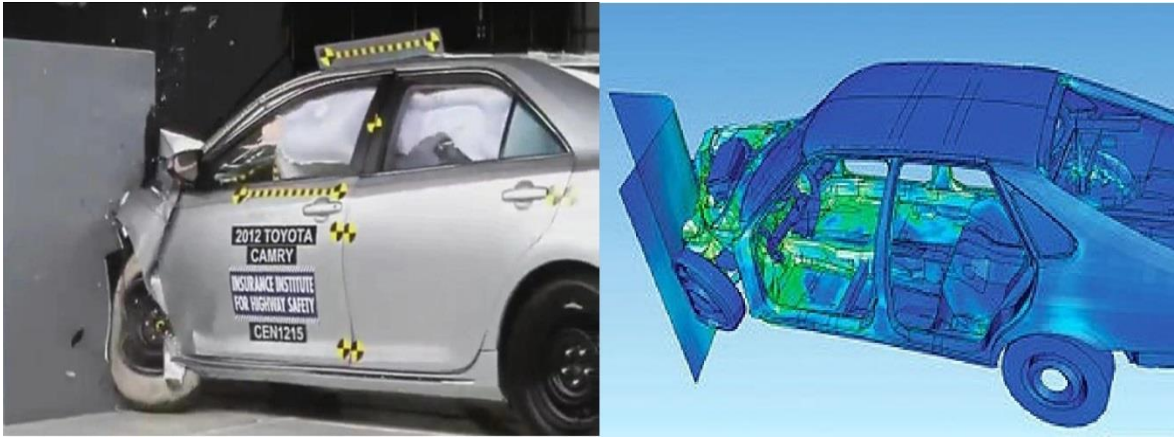


Figura 1.3 Prueba de impacto física y utilizando FEM [13]

I.1.2 Rigidez flexional

Es la fuerza necesaria para conseguir una flexión por unidad de longitud sobre el eje longitudinal del chasis. Un ejemplo que facilita el entendimiento de este concepto, es la resistencia que ofrece un palillo al intentar fracturarlo por la mitad sujetándolo de ambos extremos. La rigidez flexional se mide normalmente en $[N/m]$ o $[N/mm]$.

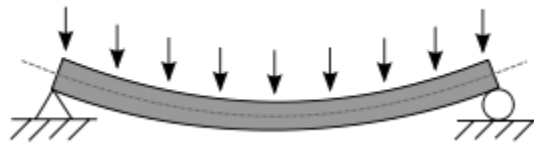


Figura 1.4 Ejemplo de viga sometida a flexión [14]

Todos los componentes de un vehículo tienden a flexionar la estructura que los soporta por su mismo peso y el efecto que la gravedad genera sobre ellos, tanto en condiciones estáticas como dinámicas. La rigidez flexional se considera despreciable para la mayoría de los vehículos principalmente por dos razones (Milliken, 1995):

- La primera es que la flexión estática del chasis no afecta de manera significativa la distribución de las cargas sobre las ruedas del vehículo.
- La segunda es por que ha sido demostrado que un chasis con buena rigidez torsional presenta también una buena rigidez flexional. [5]

Para el diseño del chasis de un vehículo tipo BAJA SAE la rigidez flexional (Bending Stiffness, por su traducción al inglés) cobra gran relevancia, ya que SAE exige un valor mínimo de rigidez flexional como parámetro de evaluación para todos los vehículos de esta competencia.

I.2 El chasis automotriz

I.2.1 Definición de chasis

El término anglosajón “chassis” es utilizado en la literatura sobre ingeniería automotriz para referirse al sistema integrado por la suspensión, la dirección y la estructura que brinda soporte al vehículo, a la cual con frecuencia se denomina en inglés como “frame”. Es a esta estructura a la cual se refiere el término chasis como se emplea en esta tesis, otro vocablo comúnmente utilizado para denominar a esta estructura es el de “bastidor”.

Se define al chasis de un vehículo como la estructura rígida encargada de conectar las cuatro ruedas del mismo a través de la suspensión del auto y de soportar el peso del vehículo, incluyendo los pasajeros y componentes que lo forman.



Figura 1.5 Representación del conjunto de sistemas conocido como “chassis” [15]

I.2.2 Principales funciones del chasis automotriz

El chasis de un vehículo debe cumplir con dos funciones principales:

- Aportar rigidez al vehículo, tanto a flexión como a torsión.

-
- Soportar todos los elementos del auto así como a los pasajeros del mismo de forma segura.

I.3 Tipos de chasis automotriz

A continuación se presenta una breve clasificación de los principales tipos de chasis automotriz que han sido desarrollados a lo largo de la historia.

Chasis tipo escalera o bitubo

El chasis tipo escalera consiste de dos perfiles a los costados, unidos con refuerzos transversales, diagonales o los dos. Por lo general, los perfiles laterales poseen un diámetro mayor en comparación con los perfiles transversales, los cuales sirven para sujetar los elementos del auto y para aumentar la rigidez de la estructura.

- Ventajas:
 - Diseño sencillo y fácil fabricación.
 - Fácil acceso a los componentes del vehículo.
 - Bajo costo.
- Desventajas:
 - Peso elevado.
 - Poca rigidez.



Figura 1.6 Chasis tipo escalera [16]

Chasis multitubular

Este chasis está formado por cuatro miembros laterales, dos a cada lado, y pocos o ningún miembro transversal entre estos, es decir, poca o ninguna triangulación. Por lo general, se utilizan perfiles tubulares para su construcción.



Figura 1.7 Chasis multitubular [17]

- Ventajas:
 - Diseño sencillo.
 - Fácil acceso a los componentes del vehículo.

- Desventajas:
 - Poca rigidez, a pesar de presentar generalmente un valor de rigidez mayor al del chasis tipo escalera.
 - Se requiere de personal capacitado en procesos de soldadura para generar uniones adecuadas.

Chasis de estructura espacial o tipo cercha

El chasis de estructura espacial se distingue, en comparación con el chasis multitubular, por presentar una mayor cantidad de triangulaciones y estar constituido también, por una cantidad mayor de tubos.

El chasis de estructura espacial es el que utilizan los vehículos BAJA SAE, debido a los requerimientos y especificaciones del reglamento de la competencia. En este tipo de chasis se

busca que las cargas se concentren en los nodos de la estructura y se distribuyan de manera que los miembros estructurales del chasis se encuentren siempre bajo tensión o compresión. Para lograr esto, se procura que todos los paralelogramos de la estructura presenten triangulación, debido a que el triángulo es el único polígono que no tiende a deformarse cuando una fuerza actúa sobre él.

El reglamento de BAJA SAE exige algunas triangulaciones mínimas, las cuales se presentan más adelante.



Figura 1.8 Chasis de estructura espacial [18]

- Ventajas:
 - Las triangulaciones que presenta este chasis permiten aumentar la rigidez torsional del mismo.
 - Excelente rigidez flexional.

- Desventajas:
 - Un mal diseño elevaría significativamente el peso total del chasis.
 - Un mal diseño complicaría el acceso a los componentes del vehículo.
 - Se requiere de un diseño complejo en comparación con los tipos de chasis antes presentados.

Monocasco

El monocasco es una estructura que combina el chasis y la carrocería del vehículo en una sola pieza. Desde los años ochenta casi todos los vehículos poseen monocasco, ya que esta tecnología permite a los fabricantes de automóviles una reducción de peso y bajo costo, además de que poseen la capacidad de absorber gran cantidad de fuerzas de impacto.

Los monocascos de vehículos de gama alta, como los de Fórmula 1 o automóviles deportivos, están hechos de fibra de carbono, un material compuesto doce veces más fuerte que el acero y cinco veces más ligero.

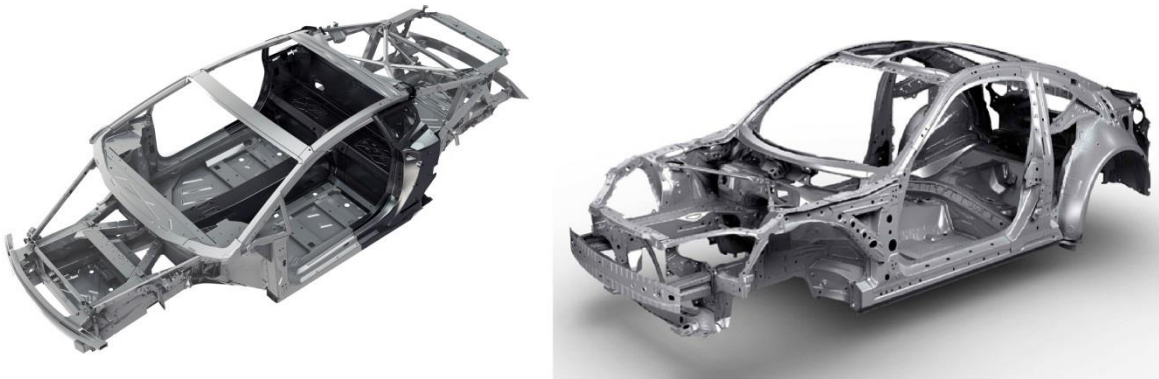


Figura 1.9 Ejemplos de monocasco [19]

I.4 Elementos estructurales del chasis de un vehículo BAJA SAE

La información e imágenes que se presentan a continuación fueron tomadas del reglamento BAJA SAE 2015, para mayores referencias se recomienda su consulta. Se conservan las anotaciones originales en inglés.

El chasis de un vehículo BAJA SAE, también llamado Frame o Roll Cage, está formado por elementos primarios y secundarios.

Los miembros primarios del chasis son:

- ✓ Rear Roll Hoop (RRH)
- ✓ Roll Hoop Overhead Members (RHO)
- ✓ Front Bracing Members (FBM)
- ✓ Lateral Cross Member (LC)
- ✓ Front Lateral Cross Member (FLC)
- ✓ Lower Frame Side (LFS)

Los miembros secundarios del chasis son:

- ✓ Lateral Diagonal Bracing (LDB)
- ✓ Side Impact Member (SIM)
- ✓ Fore/Aft Bracing (FAB)
- ✓ Under Seat Member (USM) y cualquier tubo utilizado para montar el asiento y los cinturones de seguridad

Hasta el reglamento BAJA SAE 2014, los LFS eran considerados miembros secundarios del chasis.

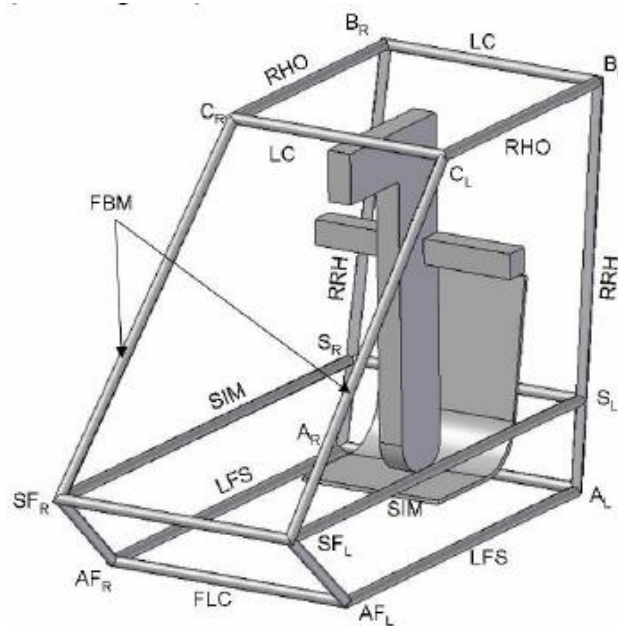


Figura 1.10 Miembros estructurales del chasis [8]

I.5 Geometría y requerimientos mínimos de espacio en el chasis

A continuación se presentan las medidas de espacio lateral y vertical mínimas requeridas para el piloto respecto a los miembros estructurales del chasis.

I.5.1 Espacio lateral

- El conductor deberá tener (con el casco puesto) 6 pulgadas de espacio lateral libre como mínimo.
- Hombro, torso, cadera, rodillas, codos y brazos del conductor deberán tener como mínimo 3 pulgadas de espacio lateral libre.

-
- Los valores de espacio mínimo lateral se miden de acuerdo al conductor y la recta formada por dos puntos cualesquiera que sean seleccionados del chasis, formando de esta forma un plano lateral “virtual”.
 - Los valores mínimos de espacio libre aplican para cualquier conductor que sea seleccionado en la inspección técnica realizada al vehículo; sentado en una posición normal de manejo y usando todo el equipo de seguridad requerido.
 - Si existe una triangulación que una los RRH con los FBM del frame, se toma como plano lateral el que se forme entre esta triangulación y cualquier otro punto que se seleccione del chasis.

I.5.2 Espacio vertical

- El casco del conductor deberá tener 6 pulgadas de espacio vertical libre a dos puntos cualesquiera que se seleccionen de los FBM (excluyendo cualquier tipo recubrimiento o material de relleno).
- En una vista superior del chasis, ninguna parte del cuerpo del conductor, zapatos o ropa pueden extenderse más allá de los límites del frame.

I.5.3 Estructura del roll cage

I.5.3.1 Elementos del roll cage

- El roll cage debe ser una estructura espacial hecha de tubo de acero.
- Los miembros del roll cage que no sean rectos no deben extenderse más de 711 [mm] (28 pulgadas) entre soportes.
- Los miembros con radios de curvatura menores a 6 pulgadas y con soporte en un extremo del mismo, no se consideran como miembros no rectos.

I.5.3.2 Lateral Cross Member (LC)

- Los LC (Lateral Cross Members) deben medir cuando menos 8 pulgadas, no pueden estar doblados y deben ser de un solo tubo uniforme (tubos soldados entre sí para formar uno solo no están permitidos).

1.5.3.3 Rear Roll Hoop (RRH)

- Los RRH forman junto con los LC un panel estructural (pared de fuego) detrás de la espalda del conductor y definen la parte trasera del roll cage. El conductor y el asiento deben estar completamente delante de este panel.
- Los RRH (Rear Roll Hoop) pueden tener una inclinación máxima de 20° sobre la vertical.
- Al ancho mínimo de los RRH medido 27 pulgadas arriba de la parte inferior del asiento es de 29 pulgadas.
- Los RRH deben ser un solo tubo (tubos soldados entre sí para formar uno solo no están permitidos), pueden ser rectos o doblados y deben unirse en la parte superior e inferior con los LC.

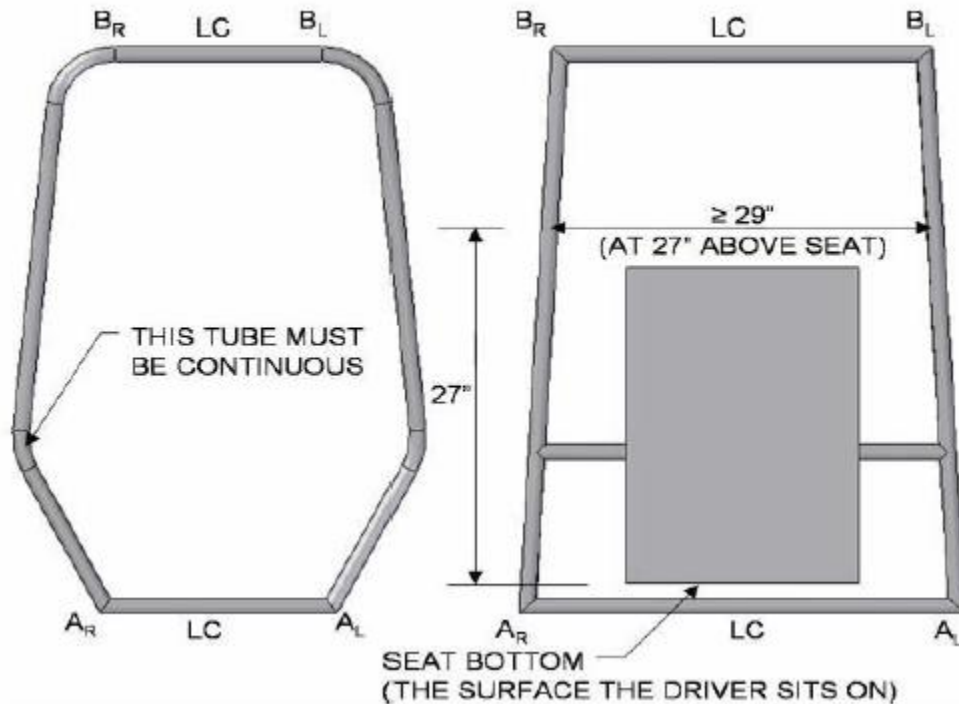


Figura 1.11 Especificaciones de la pared de fuego [8]

1.5.3.4 Lateral Diagonal Bracing (LDB)

- Los RRH deben estar soportados diagonalmente, los LDB del roll cage son los encargados de cumplir con este requerimiento.
- Los LDB deben ir de un RRH al otro.

- La distancia máxima permitida entre LDB y LC es de 5 pulgadas.
- El ángulo que se forme entre el LDB y los RRH del roll cage debe ser mayor o igual a 20°.
- El LDB puede estar formado por más de un tubo.

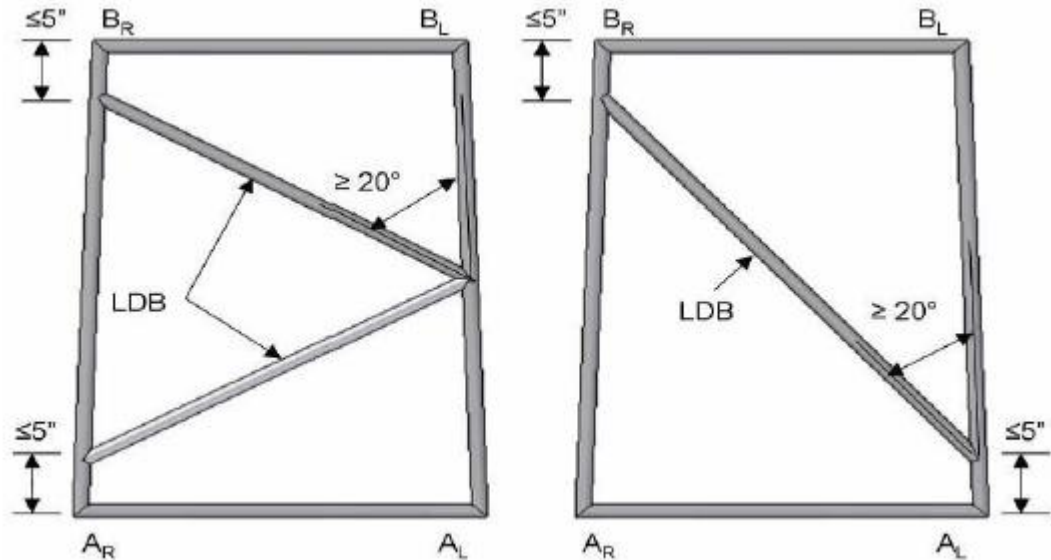


Figura 1.12 Especificaciones de los LDB [8]

1.5.3.5 Roll Hoop Overhead (RHO)

- Los RHO en el punto donde se intersectan con el LC que une los FBM en la parte de enfrente del frame, deben medir cuando menos 12 pulgadas respecto a la línea imaginaria que el template (de 4 pulgadas de diámetro) forma cuando toca el fondo del asiento.
- Los RRO deberán tener una altura mayor a la del template cuando este se encuentra en el fondo o punto más bajo del asiento (como mínimo una altura igual a la suma de las 41 pulgadas que tiene el template más la altura a la que se encuentra el asiento).

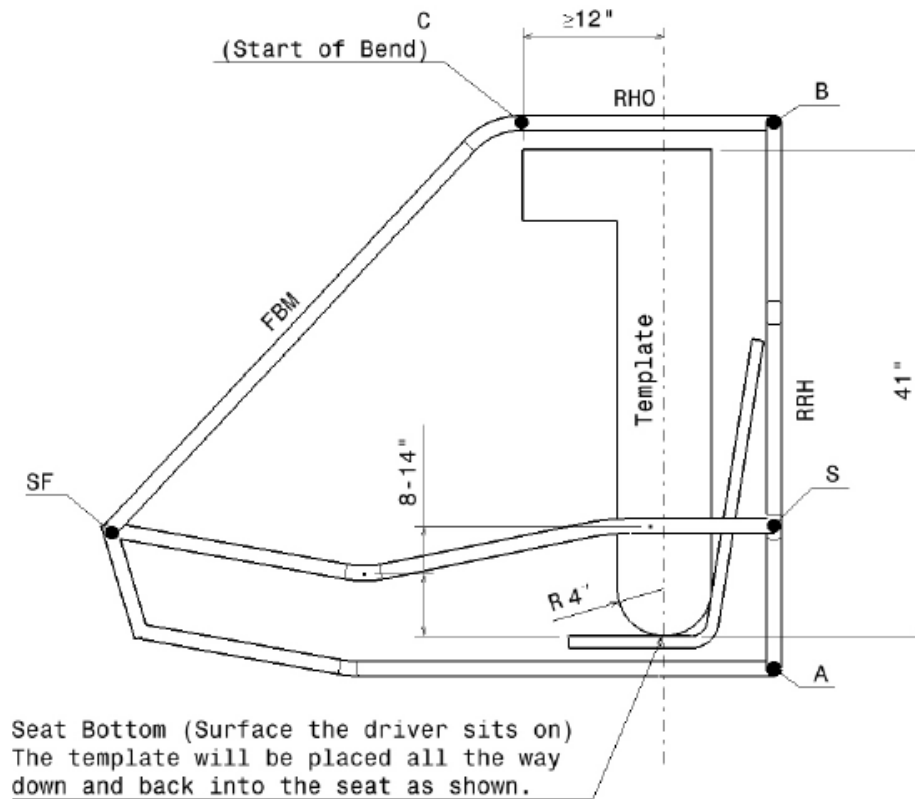


Figura 1.13 Especificaciones de los RHO [8]

1.5.3.6 Lower Frame Side Members (LFS)

- Los LFS son los miembros que definen la parte más del roll cage (piso).
- Se unen con los LC y los RRH en la parte de atrás y con un LC en el frente, propiamente llamado FLC (Front Lateral Cross Member).

1.5.3.7 Side Impact Members (SIM)

- Los SIM están unidos a la pared de fuego (específicamente a los RRH) en un extremo y en el otro, a un LC.
- Deben estar entre 8 y 14 pulgadas por arriba de la parte inferior del asiento.
- Los pies del conductor deben estar completamente detrás del plano definido por los puntos más alejados de los SIM del roll cage, en la parte delantera del frame.

I.5.3.8 Under Seat Member (USM)

- Une directamente ambos LFS y sostendría al conductor en caso de que el asiento se rompiera o fallara de alguna forma.
- El USM es un elemento secundario que pasa directamente debajo del asiento del conductor.

I.5.3.9 Front Bracing Members (FBM)

- Los FBM deben unir los RHO con los SIM y los LFS en ambos lados del frame. Los FBM deben ser tubos continuos, es decir, deben estar formados por un solo tubo.
- Los RHO pueden formar un solo tubo con los FBM.
- Debido a la geometría que el roll cage puede presentar, existe la posibilidad de tener FBM_{UP} , que unan los RHO con los SIM y FBM_{LOW} , que unan los FBM_{UP} (junto con los SIM) a los LFS.
- El ángulo entre los FBM_{UP} y la vertical debe ser menor o igual a 45° .

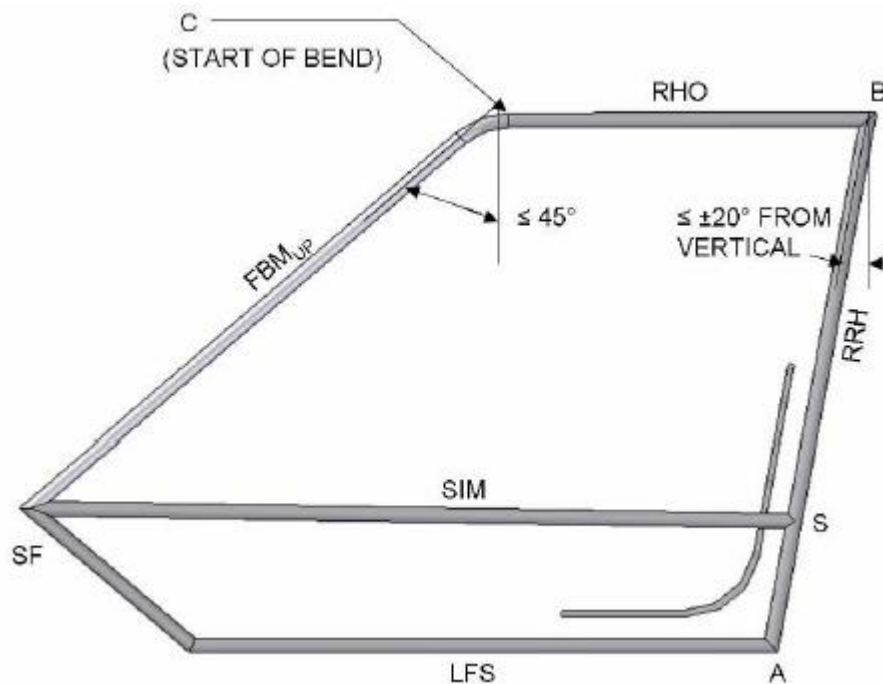


Figura 1.14 Especificaciones de los FBM [8]

I.5.3.10 Front/Aft Bracing (FAB)

- Los RRH deben estar restringidos de rotación y de flexión por un sistema de brazos triangulados. Este sistema puede ser tanto delantero (Front Bracing) como trasero (Rear Bracing) y recibe el nombre de FAB.
- Los miembros utilizados en los sistemas FAB no deben exceder 1016 [mm] (40 pulgadas) de longitud sin soporte. Los ángulos de triangulación deben tener por lo menos 20° de amplitud.

a) Front Bracing

Se debe colocar un tubo que una los FBM_{UP} con los SIM a una distancia máxima de 5 pulgadas, medidas verticalmente a partir de donde el tubo comienza a doblarse (punto C). La intersección con los SIM debe estar verticalmente soportada por miembros que unan los SIM con los LFS.

En el reglamento BAJA SAE 2015, se elimina la restricción del ángulo de 45° de los FBM_{UP} respecto a la vertical si se opta por utilizar la configuración Front Bracing. Hasta el reglamento BAJA SAE 2014, no se tenía esta posibilidad.

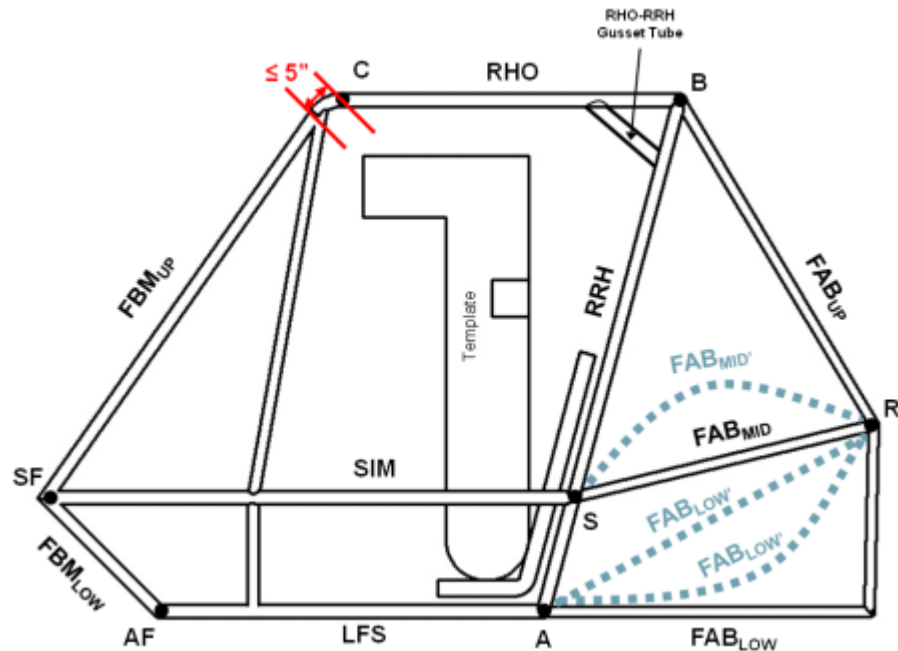


Figura 1.15 Especificaciones de la configuración Front Bracing [8]

b) Rear Bracing

En la parte trasera del frame se debe crear un triángulo estructural que incluya los RRH como miembros y tenga un vértice cerca del punto B de la figura siguiente y otro vértice cerca del punto S o A, unidos por un LC que en este caso, clasificaría como miembro secundario.

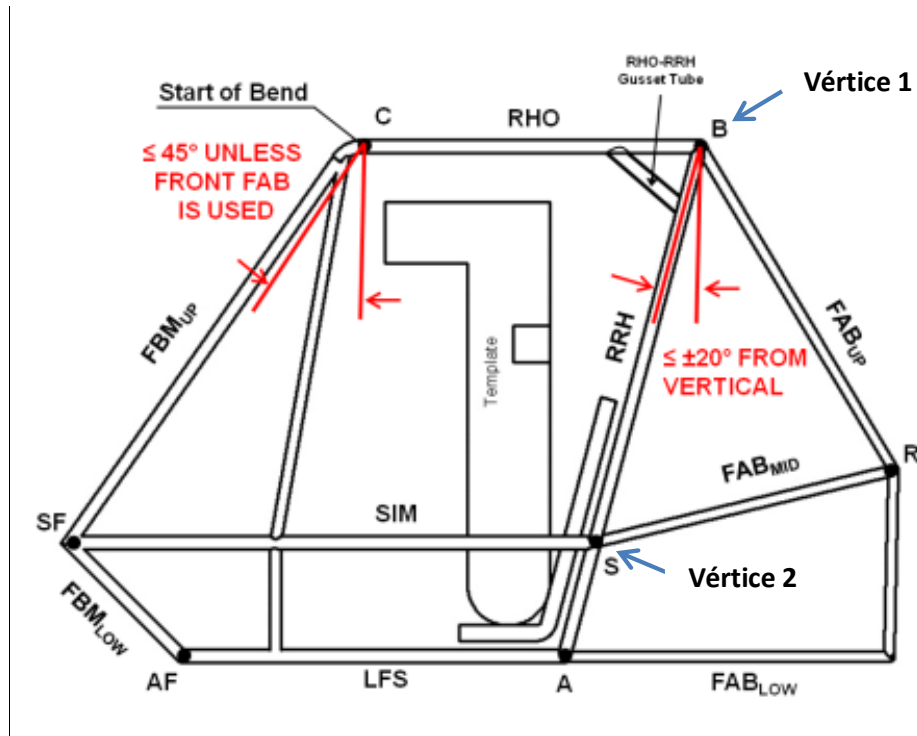


Figura 1.16 Especificaciones de la configuración Rear Bracing [8]

El último vértice del triángulo puede ir tanto al punto S como al punto A, según el punto que se halla elegido como vértice 2.

El vértice 3 del triángulo estructural es un tubo que se coloca en el punto S o A y que une los RRH con la parte trasera del frame, donde generalmente se colocan los soportes del motor y diferencial. Los tubos que conforman la configuración Rear Bracing deben estar a una distancia máxima de 5 pulgadas del punto B y 2 pulgadas de los puntos S o A.

El punto S es elegido por la mayoría de equipos de BAJA SAE como vértice 2 debido a su practicidad en cuanto a facilidad de manejo y geometrías.

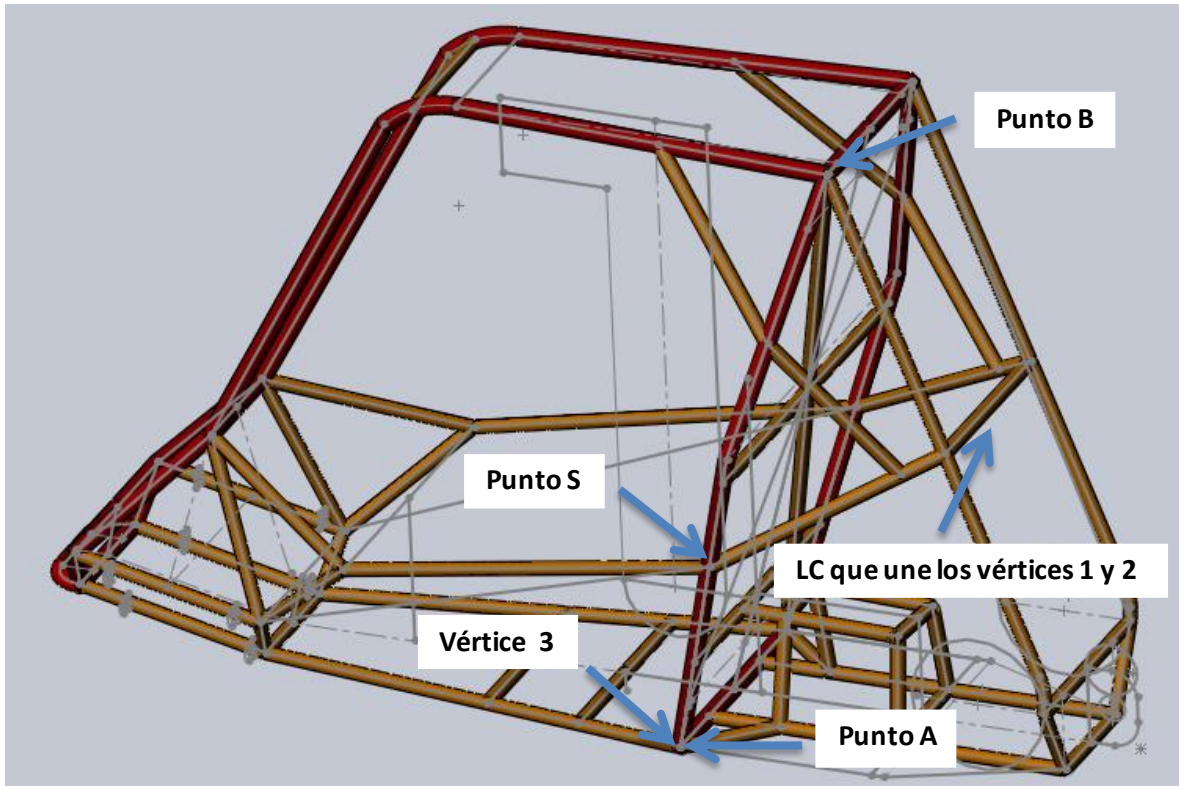


Figura 1.17 Tercer vértice de la configuración Rear Bracing

I.5.3.10 RHO/FBM Gusseting

- Si los RHO y los FBM no están compuestos por un solo tubo cerca del punto de doblado C, se requiere un refuerzo en el punto C que soporte y apoye la unión entre los RHO y los FBM. La longitud total de la soldadura en el refuerzo debe ser de 2 veces la circunferencia del tubo primario, lo que implica que estos refuerzos (si se llegasen a utilizar) deberán ser de tubo primario.

I.5.3.11 Puntos de anclaje

- El chasis requiere de dos puntos de anclaje, uno trasero y uno delantero (defensa).

a) Defensa o anclaje delantero

Debe ser de perfil tubular de acero con diámetro exterior mínimo de 25.4 [mm] (1 pulgada) y diámetro exterior máximo de 31.75 [mm] (1.25 pulgadas), así como espesor de pared mínimo de 0.89 [mm] (0.035 pulgadas).

En una vista lateral, no puede estar a una altura mayor que los SIM ni a una altura menor que la de los LFS. Las especificaciones geométricas del anclaje delantero se muestran a continuación.



Figura 1.18 Especificaciones del anclaje delantero [8]

b) Anclaje trasero

El anclaje trasero debe ser de lámina de acero con un espesor de entre 0.125 (1/8) y 0.375 (3/8) pulgadas. En la siguiente imagen se muestran las especificaciones geométricas del anclaje trasero.

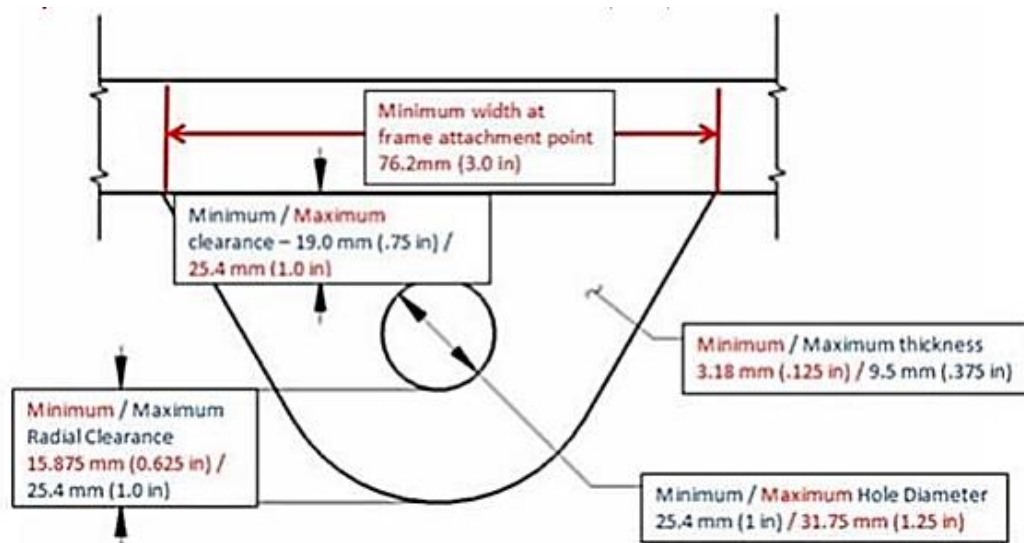


Figura 1.19 Especificaciones del anclaje trasero [8]

I.6 Especificaciones del material del chasis

I.6.1 Material de los elementos secundarios

- El material utilizado para los elementos secundarios del chasis debe ser:
 - Tubo circular de acero con un contenido de carbono mínimo de 0.18%, diámetro exterior mínimo de 1 pulgada y espesor de pared mínimo de 0.89 [mm] (0.035 pulgadas).
 - El certificado de calidad del material se debe presentar en la inspección técnica para su revisión por los jueces de la competencia.

Los tubos de la defensa se pueden considerar como elementos secundarios, ya que los requerimientos mínimos de estos elementos cumplen con los establecidos por los del anclaje delantero.

I.6.2 Material de los elementos primarios

- El material utilizado para los elementos primarios del chasis debe ser:

Opción A

- Tubo circular de acero con diámetro exterior de 1 pulgada y espesor de pared de 3 [mm], con un contenido de carbono de 0.18% (Acero 1018).

Opción B

- Tubo circular de acero que exceda el Bending Stiffness y el Bending Strength de un tubo circular de acero con diámetro exterior de 1 pulgada, espesor de pared de 3 [mm] y contenido de carbono de 0.18%.
- El contenido de carbono del material debe ser de por lo menos 0.18%.
- El mínimo espesor de pared permisible es de 1.57 [mm] (0.062 pulgadas).
- En la inspección técnica se deben presentar los siguientes documentos:
 - ✓ Los cálculos que prueben que se superan los valores de Bending Stiffness y Bending Strength de un acero 1018. Las unidades deben estar en SI, junto con tres cifras significativas.
 - ✓ Facturas del material.

-
- ✓ Certificado de calidad del material, donde se especifique el contenido de carbono y el esfuerzo de cedencia del mismo.

Hasta el reglamento BAJA SAE 2014, el contenido de carbono de 0.18% no era requerido para los elementos secundarios ni para los elementos primarios en su apartado B.

A partir del reglamento 2015, todos los equipos de BAJA SAE son sometidos a una pre-revisión de la documentación y geometría del chasis, esto con la finalidad de asegurar el cumplimiento de los requerimientos mínimos establecidos en él. Los equipos son responsables de generar y enviar a la página de BAJA SAE los archivos de la documentación y geometría para su revisión por los jueces de la competencia.

I.7 Cálculos requeridos

Si se decide utilizar un material diferente al acero 1018 para los elementos primarios del chasis, se deben realizar los cálculos que comprueben que se superan los valores de *Bending Stiffness* y *Bending Strength* de este material. Cabe destacar que la mayoría de los equipos participantes en BAJA SAE optan por esta opción, ya que utilizar el acero 1018 con 3 [mm] de espesor de pared para la construcción del chasis daría como resultado una estructura con peso demasiado elevado. Tanto el *Bending Stiffness* como el *Bending Strength* deben ser calculados respecto al eje neutro del tubo.

I.7.1 Cálculo de Bending Stiffness

$$\text{Bending Stiffness} = E I$$

$$I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)] / 4$$

Dónde:

E = Módulo de elasticidad = 205 [GPa] (Se considera este valor para todos los aceros)

I = Segundo momento de área de la sección transversal del tubo en [m^4]

R_o = Radio exterior del tubo en [m]

R_i = Radio interior del tubo en [m]

I.7.2 Cálculo de Bending Strength

$$\text{Bending Strength} = \frac{S_y I}{R_o}$$

$$I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)] / 4$$

Dónde:

E = Módulo de elasticidad = 205 [GPa]

I = Segundo momento de área de la sección transversal del tubo en [m^4]

R_o = Radio exterior del tubo en [m]

R_i = Radio interior del tubo en [m]

S_Y = Esfuerzo de cedencia del material en [Pa]

1.8 Requerimientos de soldadura

1.8.1 Welding Process Check

- Cada persona que realice cualquier unión soldada en cualquiera de los elementos del chasis debe, personalmente, realizar dos muestras de soldadura usando los mismos materiales y procesos utilizados en las soldaduras de los elementos del roll cage. Todas las muestras de soldadura deberán ser presentadas en la inspección técnica.
- Los vehículos que no presenten ambas muestras de soldadura, o si alguna de las muestras de soldadura se considera inadecuada, no podrán competir en eventos dinámicos o de resistencia.

1.8.2 Prueba destructiva

Es una unión soldada a 90 grados. Esta unión debe ser probada destructivamente induciendo la falla de la misma, de manera que ésta se produzca en el material y no en la soldadura. El método de prueba es libre, falla a tracción o flexión son permitidas.

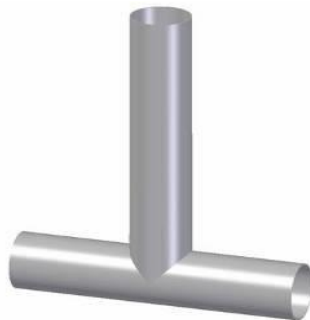


Figura 1.20 Ejemplo de prueba a 90 grados [8]

A continuación se muestran algunos ejemplos de pruebas destructivas de soldadura válidas y no válidas para la inspección técnica:

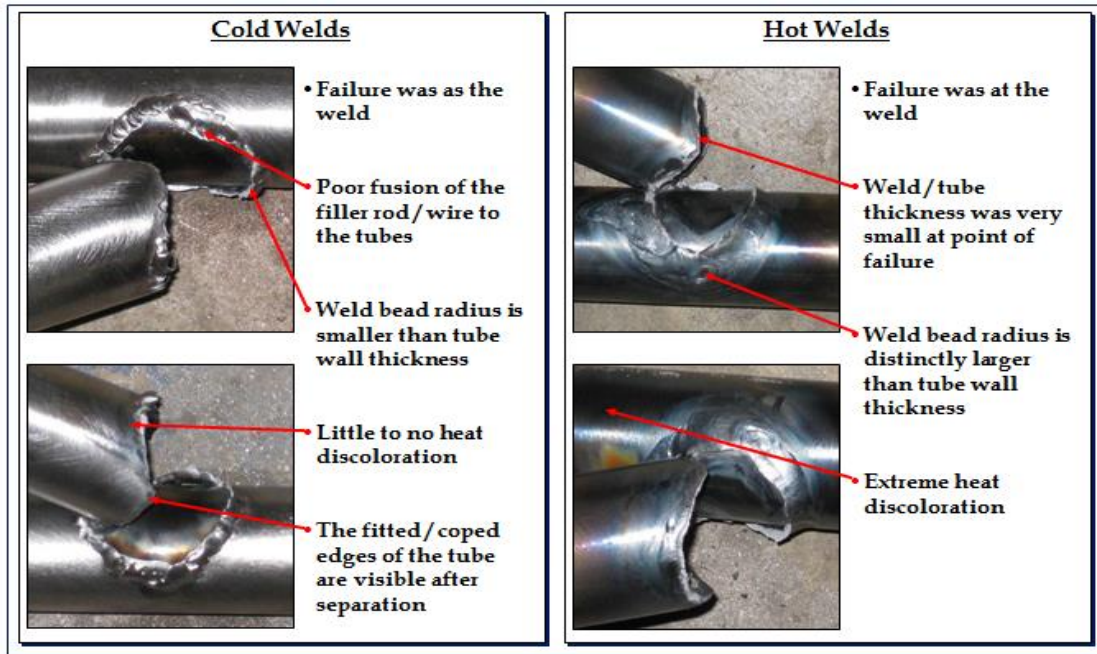


Figura 1.21 Pruebas destructivas de soldadura no válidas [8]

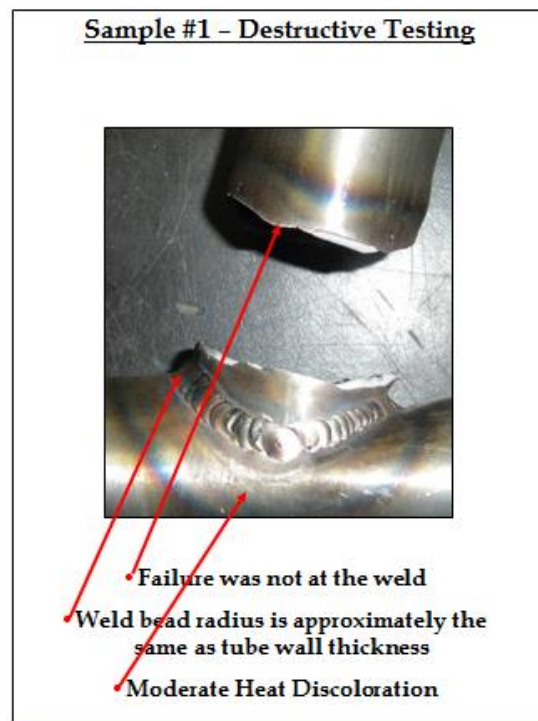


Figura 1.22 Prueba destructiva de soldadura válida [8]

I.8.3 Prueba de inspección destructiva

Consta de dos tubos unidos a 30 grados con una longitud de al menos 150 [mm] (5.9 pulgadas) desde el centro de la unión. La muestra debe ser seccionada a lo largo de la longitud del tubo para revelar una penetración adecuada y uniforme de la soldadura.

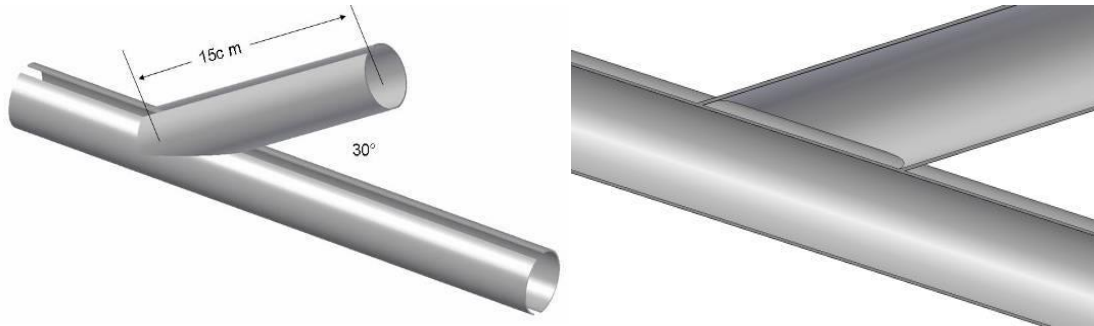


Figura 1.23 Ejemplo de prueba de inspección destructiva [8]

Ejemplos de pruebas de inspección destructiva no válidas para la inspección técnica:

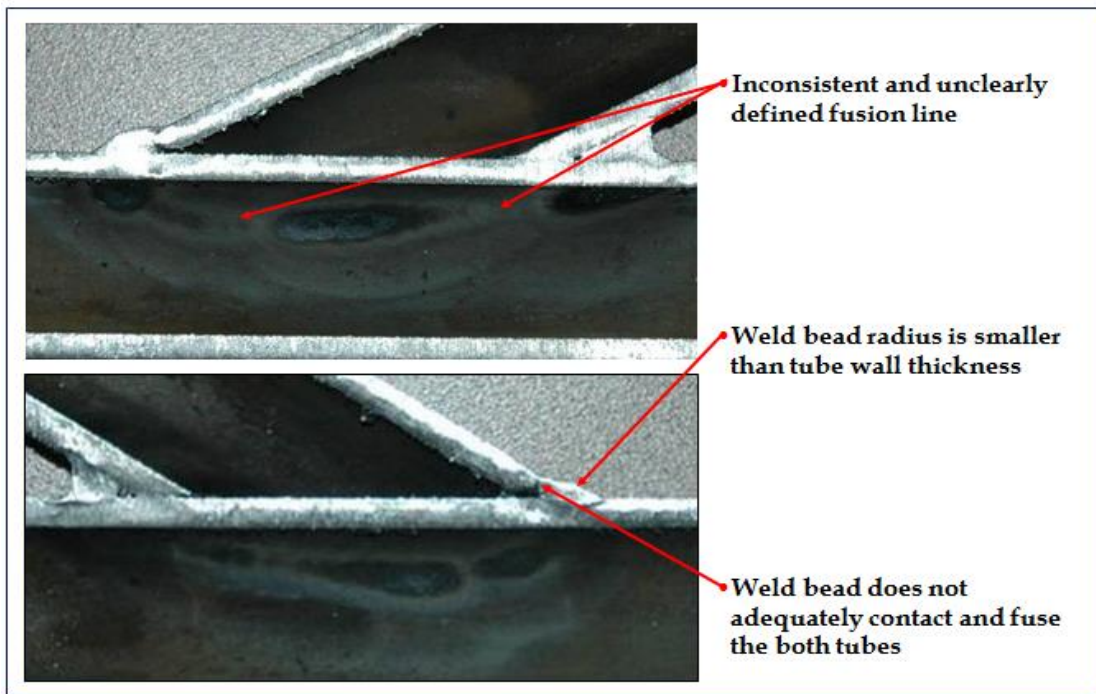


Figura 1.24 Pruebas de inspección destructiva no válidas [8]

Ejemplos de pruebas de inspección destructiva válidas para la inspección técnica:

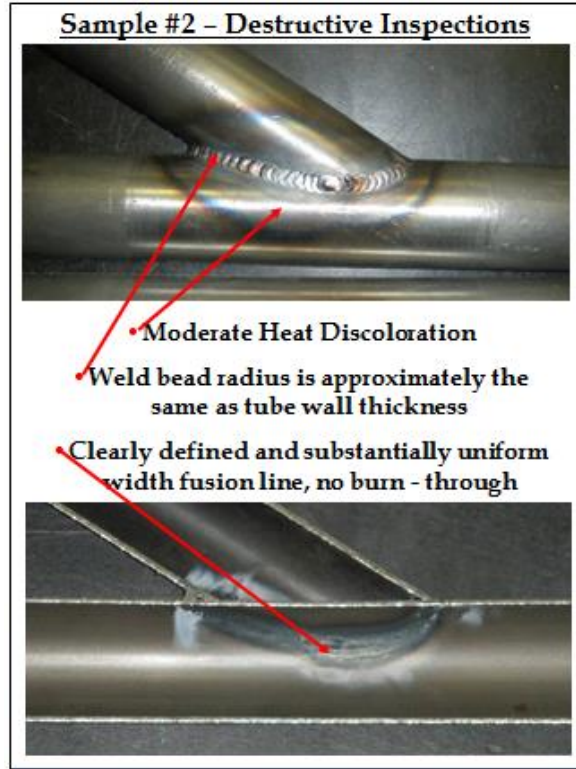


Figura 1.25 Pruebas de inspección destructiva válidas [8]

II. DISEÑO DEL CHASIS DEL PROTOTIPO BAJA SAE UNAM 2015

II.1 Definición del problema

Diseñar y manufacturar el chasis tubular de estructura espacial del prototipo BAJA SAE UNAM 2015 que cumpla con los lineamientos y especificaciones del reglamento BAJA SAE 2015, lo suficientemente rígido para albergar y soportar todos los elementos que componen el vehículo y que además, cumpla con los requerimientos de espacio y dimensiones de cada uno de los sistemas que integran el vehículo, capaz de mantener seguro al piloto del vehículo en todo momento.

II.2 Determinación de las funciones principales del chasis

El chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2015 tiene como funciones principales:

- Aportar rigidez al vehículo, tanto a flexión como a torsión.
- Soportar todos los elementos del auto así como al piloto del mismo de forma segura.

II.3 Planteamiento de los objetivos de diseño para el chasis del prototipo 2015

- Diseñar un chasis que cumpla con los requerimientos mínimos establecidos dentro del reglamento BAJA SAE 2015.
- Diseñar un chasis que cumpla con los requerimientos de espacio y dimensiones de cada uno de los sistemas que integran el vehículo, cuidando el aspecto ergonómico del mismo en todo momento.
- Diseñar un chasis que permita un fácil ensamble y mantenimiento de los sistemas y principales componentes que conforman el vehículo.
- Diseñar un chasis seguro y confiable para él piloto en todo momento de la competencia.
- Aumentar la rigidez torsional del chasis en comparación con la del prototipo BAJA SAE UNAM 2014, intentando reducir el peso del mismo dados los cambios en el reglamento BAJA SAE 2015.
- Reducir el tiempo de manufactura del chasis.

II.4 Análisis del chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2014

En esta sección se presenta un breve análisis del chasis del prototipo 2014 y de los aspectos que se tomaron en cuenta para la mejora en el diseño del chasis del prototipo 2015.

Este análisis resulta de suma importancia dentro de la etapa de diseño ya que diseñar un nuevo chasis resultaría prácticamente imposible sin conocer y evaluar previamente el diseño anterior.

El desempeño de este diseño se consideró satisfactorio, ya que durante la competencia nacional de 2014 realizada en Calimaya, Edo. de México se cumplió con los requerimientos de reglamento, evaluados durante la inspección técnica realizada al vehículo.



Figura 2.1 Inspección técnica superada durante la competencia nacional de 2014

Los resultados del análisis de rigidez torsional arrojaron un valor de 2400 [N-m/deg]; si bien es cierto que SAE no exige a los equipos participantes un valor de rigidez mínimo, recomienda no contar con un valor menor a 2700 [N-m/deg]. [4]

En el caso del chasis, resulta complicado apreciar si el diseño se desempeña de manera adecuada durante la operación del vehículo, ya que para percibir el efecto que un cambio en su rigidez torsional tiene en la dinámica del vehículo se necesita de pilotos con muchos años de experiencia.

Durante la etapa de pruebas del prototipo y durante la realización de las pruebas dinámicas en la competencia nacional de 2014, no se observó ni fue percibida por los pilotos una torsión o flexión en el chasis que provocara cambios inesperados en la dinámica del vehículo.

Tras una inspección visual se verificó que el chasis del prototipo 2014 soportó sin afectaciones graves los impactos y volcaduras sufridas por el vehículo. Los errores de manufactura hallados, no superaron la tolerancia de 5 [mm] establecida por el equipo. Por estas razones, la calidad de manufactura del chasis también se consideró satisfactoria.

El mayor espacio de movilidad logrado en la cabina y el tiempo de manejo ininterrumpido sin que los pilotos reportaran algún tipo de molestia, corroboró el diseño ergonómico del chasis en cuanto al aspecto musculo-esquelético, evitando la presencia de lesiones a mediano y largo plazo.



Figura 2.2 Volcadura del vehículo durante la competencia nacional de 2014

Con base en el análisis del chasis del prototipo 2014, se consideraron los siguientes rubros para la mejora del diseño del chasis del prototipo 2015:

- Uno de los objetivos principales fue el de aumentar el nivel de seguridad del chasis en caso de impacto mediante la implementación de triangulaciones en su diseño, las cuales no se incluyeron en el diseño del chasis del prototipo 2014 debido al peso extra que representarían y a su impacto en el peso final de la estructura.
- El peso total del chasis aún resultaba demasiado elevado (30 [Kg], en comparación con los 20 [Kg] que los equipos de talla internacional manejan) y la rigidez torsional muy baja. Se requería de un aumento en la rigidez del chasis, reduciendo el peso del mismo, considerando el cambio a elementos primarios de los LFS en el reglamento 2015 y el peso agregado por el tubular que se utilizaría para triangular la estructura, así como el cambio a la configuración Rear Bracing debido a la menor cantidad de tubo requerida para su implementación.
- El chasis del prototipo 2014 cumplió con los requerimientos de espacio mínimo establecidos por los sistemas, pero el ensamble y mantenimiento de la parte de tren motriz y de MNS resultaba complicado ya que los espacios de trabajo no se contemplaron adecuadamente, por lo que la parte trasera y delantera del chasis requerían de un rediseño de la geometría.
- Reducción del tiempo de manufactura del chasis.



Figura 2.3 Geometría final del chasis del prototipo 2014

II.5 Diseño conceptual del chasis

En base a los rubros de mejora establecidos, se dibujó a mano una primera propuesta de geometría del chasis del prototipo 2015, manteniendo los puntos destacados en la sección anterior del chasis del prototipo 2014.

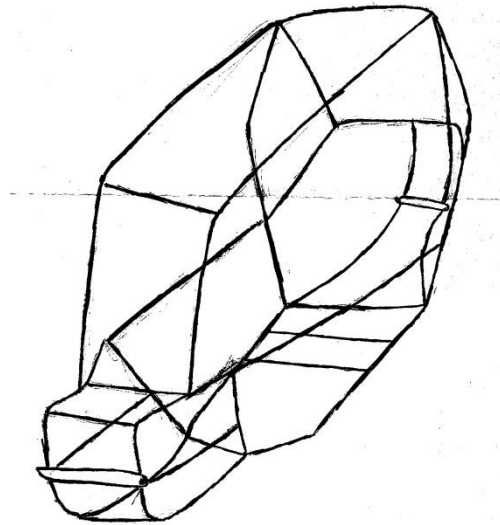


Figura 2.4 Primera propuesta de geometría del chasis

II.6 Primer diseño con base en el reglamento BAJASAE 2015

Partiendo de la primera propuesta de geometría presentada, se realizó el modelo de la misma utilizando SolidWorks. El modelado de la geometría se realizó incluyendo los requerimientos de reglamento; para facilitar su identificación, se decidió representar a los miembros primarios en rojo, los miembros secundarios en verde y los miembros de refuerzo en amarillo. En la figura 2.5 se muestra el modelo obtenido.

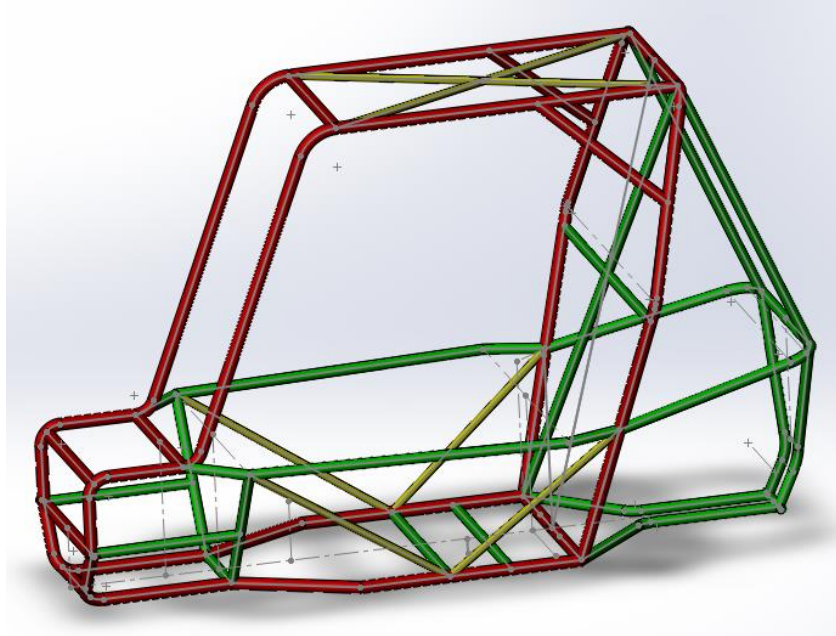


Figura 2.5 Modelo de la primera propuesta de geometría

II.7 Análisis y mejora de la geometría propuesta

Una vez hecho el modelo de la primera propuesta de geometría, se realizó un proceso de mejora de la misma mediante una serie de análisis considerando:

- Facilidad de manufactura (Geometría capaz de ofrecer la posibilidad de reducir el tiempo de construcción del chasis).
- Implementación de nodos (Triangulaciones).

II.7.1 Primer análisis de la geometría

Tras realizar este primer análisis de la geometría se llegó a las siguientes conclusiones:

- La geometría de los FBM necesitaba modificarse, ya que resultaría muy complicado realizar los dobleces a 90° de la parte delantera con la precisión y acabado requeridos, debido a la corta distancia de estos respecto a los dobleces que unirían ambos FBM con los SIM.
- La geometría de los LFS también requería de una modificación por el doblez que presentaban en su parte delantera, el cual se encontraba en un plano diferente a los demás.
- En la zona donde se localiza el sistema de suspensión delantera del vehículo era necesario un rediseño de la geometría, ya que el montaje y mantenimiento de los componentes de este sistema y de MNS se complicaría por la posición y cantidad de tubos localizados en ella.
- Debido a las medidas especificadas por el reglamento y a espera de las especificaciones finales de la suspensión delantera, la defensa no podría colocarse en el LC que une los LFS (FLC_{LOW}) como se había hecho en diseños anteriores.
- Los tubos laterales que unen los FBM con los RRH se mantendrían, ya que además de ayudar a cumplir con las 6 pulgadas de espacio libre, cumplen con la función de evitar la rotación de estos miembros en caso de impacto.
- Los SIM se mantendrían paralelos a los LFS por facilidad de manufactura como en el diseño anterior, esto si la altura del punto de sujeción superior de los amortiguadores de la suspensión delantera con el chasis entrara en el rango de altura permitido para los SIM por el reglamento.
- Los dobleces en los SIM, implementados también desde el diseño anterior, mantendrían una geometría parecida, ya que estos dobleces fueron de gran ayuda para cumplir con las 3 pulgadas de espacio libre y sobretodo, para aumentar el espacio de movilidad disponible para los pilotos.
- Por necesitar de una menor cantidad de tubular, se tomaba la propuesta de implementar en el chasis la configuración Rear Bracing.

Para el rediseño de la geometría y cumplimiento de los puntos anteriores se tomaron las siguientes consideraciones:

- Los FBM terminarían, en su parte delantera, en los SIM.
- Los SIM llegarían hasta un FLC_{UP} , de esta forma, se uniría directamente los RRH de la pared de fuego con el FLC_{UP} por ambos lados, a través de solo dos miembros.
- La geometría de los SIM se modificaría, necesario para cumplir con el objetivo de unir los FLC_{UP} con los RRH, sin perder el espacio de movilidad logrado en el diseño anterior.
- El tubo que une a los FBM con los SIM se mantendría en esa misma posición, considerándolo ahora como elemento secundario para reducir el volumen de tubo utilizado.
- La defensa se colocaría en el FLC_{UP} , a la misma altura que los SIM.

- El FLC_{UP} y el FLC_{LOW} estarían unidos por dos tubos, uno a cada lado, que funcionarían como FBM_{LOW} .
- Los FBM_{LOW} contarían con un doblé que les permitiera tener la geometría requerida por la suspensión delantera, eliminando de esta forma el LC que unía los FBM con los LFS.
- Para reducir peso y aumentar el espacio disponible para montaje y mantenimiento, se eliminarían los tubos donde van colocados los soportes de las horquillas superiores de la suspensión delantera, para colocarlos ahora sobre los FBM_{LOW} y los tubos secundarios que unen a los SIM con los LFS. Esto se lograría ajustando la distancia entre centros de bujes de dichas horquillas y la distancia entre soportes.
- Los tubos secundarios que unen a los SIM con los LFS pasarían a ser elementos primarios, para evitar una posible falla de los mimos.
- Como se modeló en la primera propuesta de geometría, los tubos que llegan al punto A de la configuración Rear Bracing contarían con un doblé para disminuir la cantidad de tubo a utilizar y no obstaculizar el montaje y mantenimiento del sistema de tren motriz, así como el diseño de la suspensión trasera del vehículo.
- El tubo en forma de cinturón que llega al punto S por ambos lados de la configuración Rear Bracing se mantendría, ya que facilita en gran medida la manufactura del chasis. Se aumentaría el ancho y el ángulo de inclinación del mismo para permitir, como los tubos anteriores, un fácil montaje y mantenimiento del sistema de tren motriz.
- Los tubos que unen el “cinturón” con los tubos que llegan al punto A de la configuración Rear Bracing mantendrían la geometría propuesta, debido a que este doblé permite que la guarda de la CVT quepa sin entrar en contacto con los tubos del chasis y sin modificar la longitud total de la estructura, disminuyendo también la cantidad de tubo a utilizar.
- Los miembros de refuerzo se mantendrían en el lugar y posición propuestas.

La figura 2.6 muestra la geometría obtenida después de implementar las consideraciones presentadas.

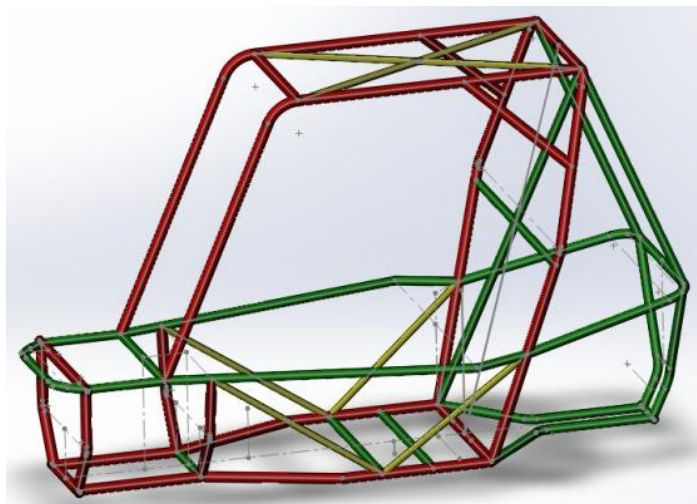


Figura 2.6 Modelo de la segunda propuesta de geometría

II.7.2 Segundo análisis de la geometría

Tras el análisis de la segunda propuesta de geometría, se obtuvieron las siguientes consideraciones para su rediseño:

- Los tubos de refuerzo laterales que unen a los SIM con los LFS podrían formar un solo nodo con los FBM.
- Se consideró que los tubos de refuerzo laterales que unen a los RRH con los LFS limitaban en gran medida el espacio de movilidad de los pilotos, por lo que se modificó su posición.
- El tubo secundario que une a los FBM con los SIM al no estar reglamentado, podría pasar a ser un miembro de refuerzo.
- El tubo secundario localizado frente al USM utilizado para montar el asiento del vehículo, podría formar junto con los tubos de refuerzo laterales y los LFS un solo nodo, por lo que la posición del doblado de los LFS cercano a este tubo se modificó después de analizar el impacto que tendría sobre la posición adquirida por los pilotos durante la operación del vehículo.
- En el prototipo del vehículo anterior se detectó una falla de diseño en la posición de los pedales de freno y aceleración, ya que presentaban un desfase innecesario de 10 [cm] entre sí. Este hallazgo permitió reajustar la parte trasera de la geometría del chasis para mejorar la distribución de los componentes en la parte de tren motriz.
- Los tubos de refuerzo en forma de cruz que unían ambos FBM en la parte superior, fueron descartados para el siguiente rediseño de la geometría.

Como resultado de la implementación de estas consideraciones, se obtuvo una nueva propuesta de geometría.

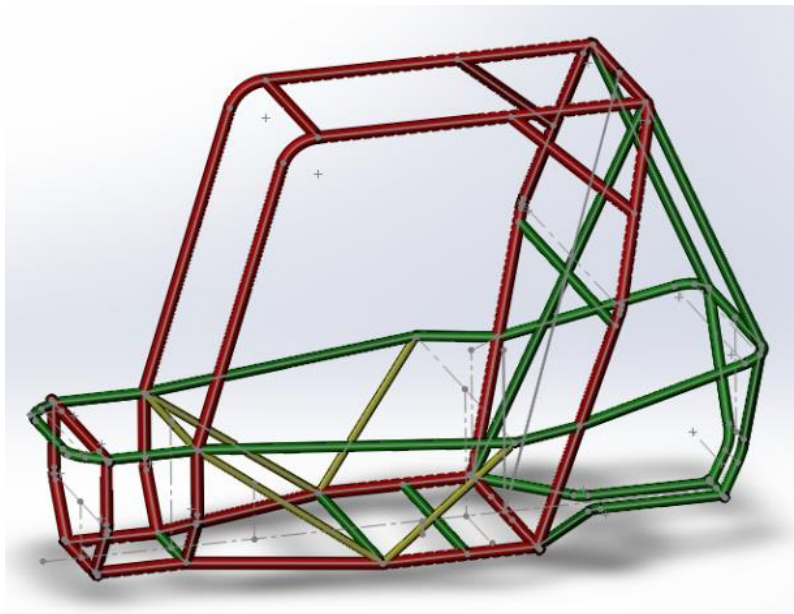


Figura 2.7 Modelo de la tercera propuesta de geometría

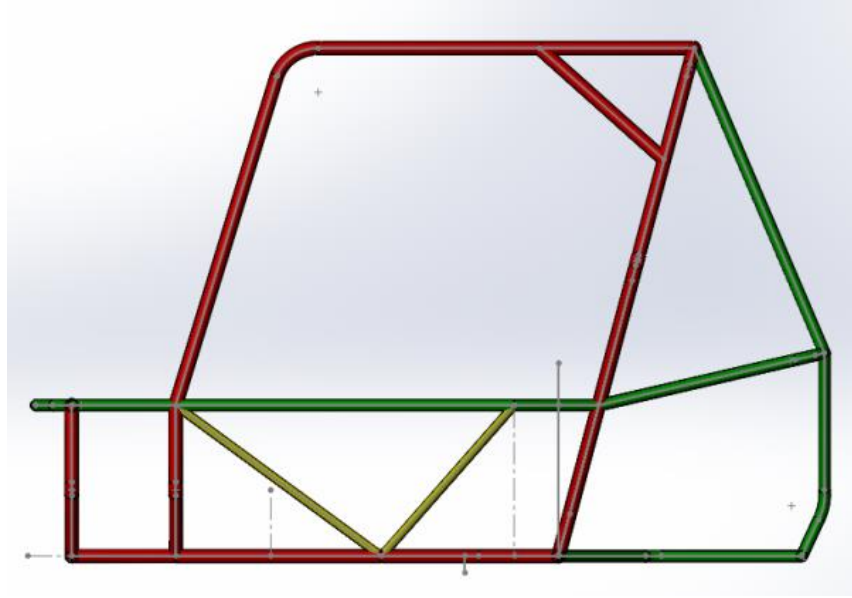


Figura 2.8 Vista lateral de la tercera propuesta de geometría

II.8 Diseño en base a los requerimientos de los sistemas

Con una nueva propuesta de geometría, el siguiente paso fue su ajuste después de conocer las especificaciones de espacio requeridas por los sistemas que integran el vehículo.

En cuanto a los sistemas de MNS y suspensión y dirección la geometría propuesta no presentó inconveniente alguno, en la parte trasera debido principalmente al proceso iterativo seguido en los análisis realizados a las geometrías anteriores y en la parte delantera, a que el último rediseño se realizó tomando como base la geometría de la suspensión delantera y configuración en cuanto a espacios del prototipo anterior, así como los valores de Wheelbase y Track, diseños que se retomaron para el nuevo prototipo debido a su buen desempeño en la última competencia nacional.

Para el sistema de tren motriz se requirió de un rediseño en la zona trasera del chasis, ya que una parte del tanque de combustible del vehículo salía de la protección brindada por los miembros que unen el tubo en forma de cinturón de la configuración Rear Bracing con la pared de fuego, lo que por reglamento no está permitido. Para no rediseñar completamente esta parte del chasis, la solución que se propuso fue aumentar el ángulo de inclinación a más de 90° respecto a la horizontal de los tubos que unen el “cinturón” con los tubos del piso de la parte trasera del frame, de esta manera se lograría aumentar el ángulo de apertura formado entre los RRH de la pared de fuego y los tubos donde se presentaba el problema, sin la creación de espacios innecesarios en la parte baja del chasis y lo más importante, sin aumentar la longitud final del chasis y la cantidad de tubular a utilizar.

Tras la implementación de este cambio en la geometría, se solucionó el problema del tanque de combustible. La geometría obtenida se muestra en la figura 2.9.

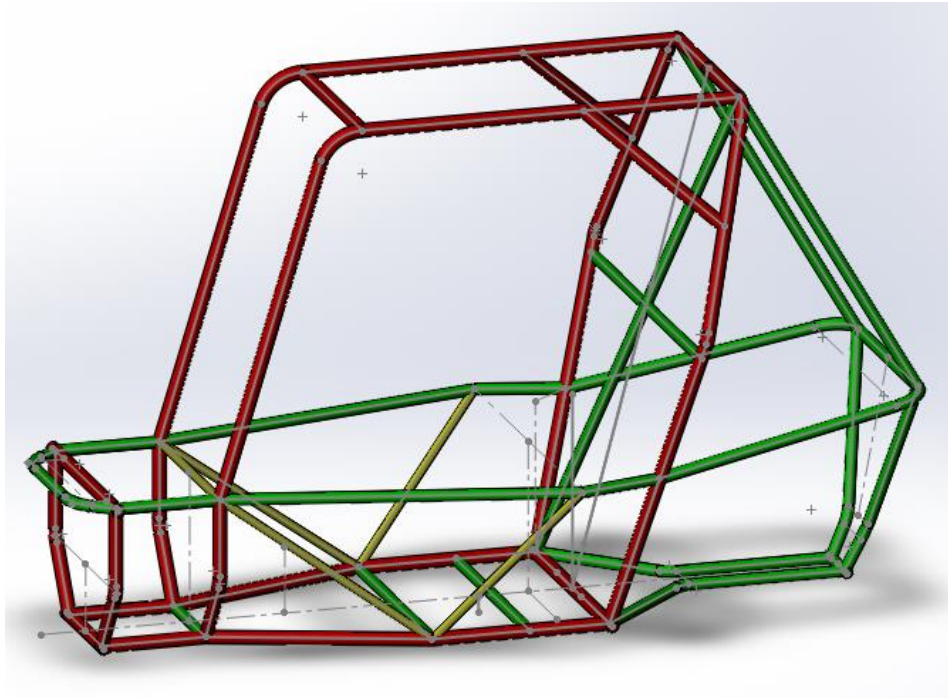


Figura 2.9 Cuarta propuesta de geometría

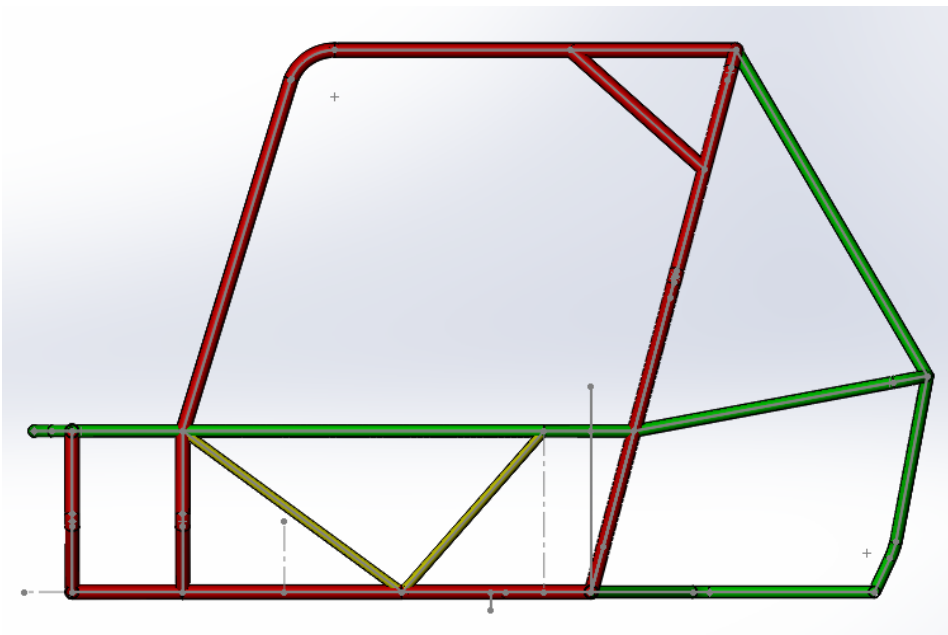


Figura 2.10 Vista lateral de la cuarta propuesta de geometría

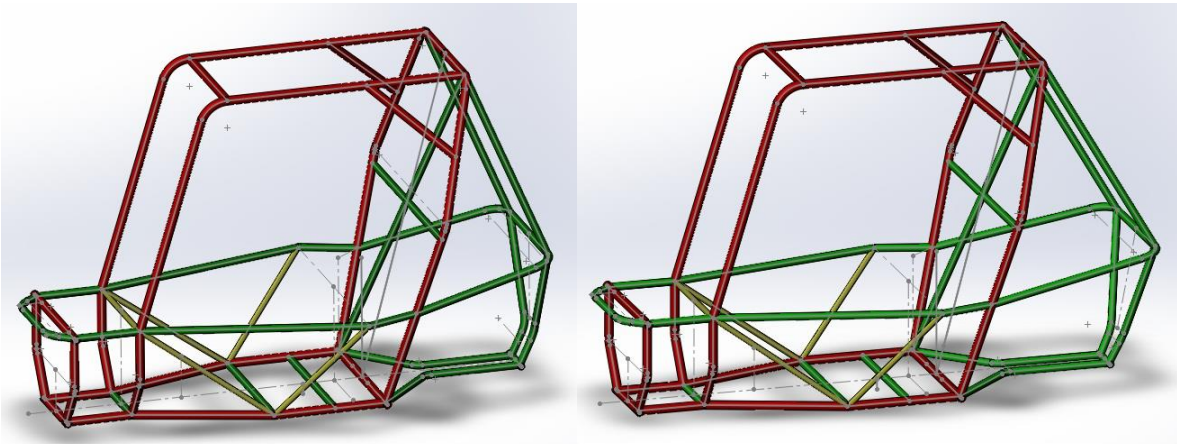


Figura 2.11 Comparación entre la tercera y cuarta propuesta de geometría

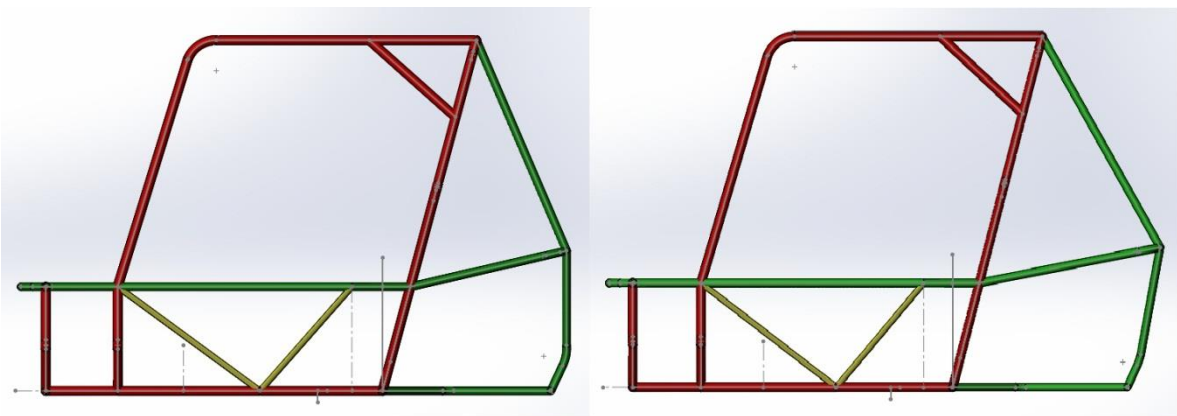


Figura 2.12 Vista lateral de la tercera y cuarta propuesta de geometría

Si bien es cierto que el sistema de body y asiento no requería de algún cambio en la geometría para facilitar la obtención de los moldes de los paneles laterales del vehículo, se pensó en un rediseño de la geometría de los SIM con esta finalidad.

La principal razón que propició su modificación fue la detección de que, después del doblez cercano a la pared de fuego, el espacio libre para los brazos y piernas de los pilotos se cerraría bruscamente.

La propuesta de mejora fue implementar en los SIM un nuevo doblez que los mantuviera paralelos, ganando así, espacio para los pilotos y disminuyendo la cantidad de planos en los costados del chasis, ya que el nuevo doblez coincidiría con el de los LFS en una vista lateral.

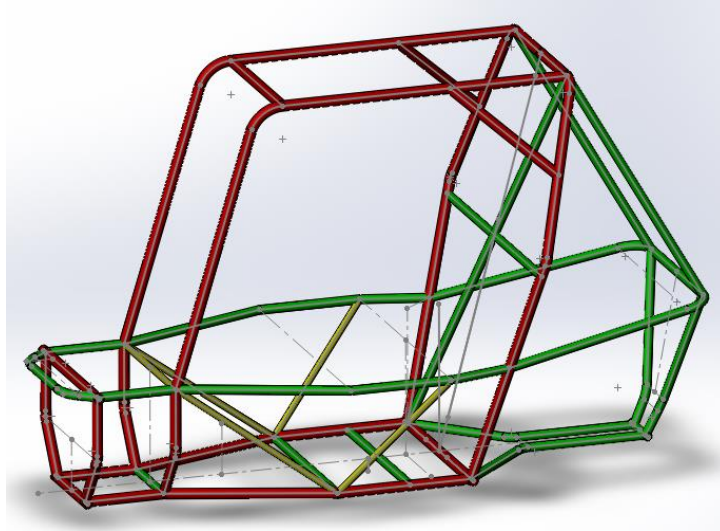


Figura 2.13 Quinta propuesta de geometría

II.9 Geometría final del chasis

Finalmente, y tras el proceso de mejora desde la primera propuesta de geometría, se llegó a la geometría final del chasis para el nuevo prototipo 2015, en la que gracias a la modificación realizada a los SIM se logró reacomodar los tubos de refuerzo laterales que unían a los RRH con los LFS para formar de nuevo un solo nodo como en la primera y segunda propuestas de geometría.

Los tubos de refuerzo en forma de cruz que unían ambos FBM en la parte superior del chasis y que fueron considerados también hasta la tercera propuesta de geometría fueron retomados, a espera de su justificación mediante el análisis de la estructura por medio del método de los elementos finitos.

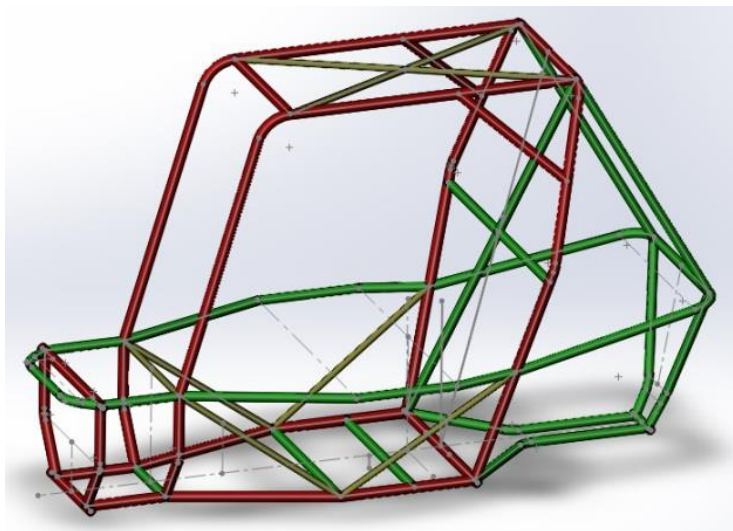


Figura 2.14 Modelo de la geometría final del chasis

II.10 Selección del material de los elementos estructurales del chasis

Como se especificó en el capítulo I, el único material permitido para la construcción del chasis es el acero.

En BAJA SAE los tipos de acero más utilizados son, básicamente, dos:

- *Aceros con bajo contenido de carbono*

Debido al bajo costo que presentan en comparación con aceros estructurales especializados, a que resultan fáciles de formar y de soldar y, principalmente, a que cumplen a partir del acero 1018 con el contenido de carbono mínimo requerido por reglamento.

- *Aceros aleados*

Debido a que presentan mejores propiedades que los aceros con bajo contenido de carbono (resistencia, dureza, tenacidad, resistencia al desgaste, por mencionar algunas), lo que permite reducir el diámetro exterior y espesor de pared del tubular para cumplir con los valores mínimos de Bending Stiffness y Bending Strength requeridos para el material de los elementos primarios, disminuyendo de esta forma el volumen total de material a utilizar y por lo tanto, el peso de la estructura.

Todo acero es en realidad una aleación, pero no todos los aceros clasifican como "aceros aleados". Los aceros más simples son hierro (alrededor del 99%) aleado con carbono (alrededor del 0.1 - 1% dependiendo del tipo).

En el caso de los aceros con bajo contenido de carbono, se trata de aleaciones en las que dentro de su composición química solo se encuentran hierro y carbono, este último en un porcentaje de entre 0.05% y 0.25%.

El término "acero aleado" hace referencia a aceros con otros elementos aleantes dentro de su composición química además del carbono, que típicamente son manganeso, níquel, cromo, molibdeno, vanadio, silicio, y boro. Algunos elementos aleantes menos comunes son el aluminio, cobalto, cobre, cerio, niobio, titanio, tungsteno, estaño, zinc, plomo, y zirconio.

II.10.1 Selección del material de los miembros primarios del chasis

En el chasis del prototipo 2014 se optó por utilizar acero microaleado grado 70 (HSLA grado 70) para los elementos primarios debido a las excelentes propiedades mecánicas de este material, en específico, por contar con un esfuerzo de cedencia de 480 [MPa].

Para el chasis del prototipo 2015 el acero microaleado grado 70 no pudo ser utilizado de nuevo, debido al cambio en el reglamento BAJA SAE 2015, donde tanto elementos primarios (en el caso

del apartado B, en el caso del apartado A se especifica que debe ser un acero 1018) como secundarios debían contar con un porcentaje de carbono de por lo menos 0.18%.

Independientemente del material seleccionado para los elementos primarios, se requería de cuatro variables para poder realizar los cálculos de Bending Stiffness, Bending Strength y Masa por unidad de longitud:

- Diámetro exterior
- Espesor de pared
- Densidad
- Esfuerzo de cedencia

Por políticas de privacidad, la empresa responsable de donar el tubular para la construcción del chasis no pudo proporcionar un catálogo mencionando materiales disponibles y propiedades de estos, por lo que se tomó la decisión de elegir un material en específico para realizar los cálculos de Bending Stiffness y Bending Strength con los espesores de pared y diámetros exteriores de tubería mecánica redonda de la norma ASTM A513 T-2, norma bajo la cual trabaja la empresa, así como con geometrías existentes en el mercado y geometrías utilizadas por equipos de otras universidades, todo esto con la finalidad de proporcionar a la empresa diferentes opciones de valores en cuanto a diámetros y espesores de pared, ya que el tubular (tanto para elementos primarios como secundarios) se encuentra siempre sujeto a disponibilidad y su existencia en inventario no está garantizada; obteniendo posteriormente la densidad y esfuerzo de cedencia requeridos en base a los resultados.

El material seleccionado fue el acero 4130, utilizado por la mayoría de los equipos de talla internacional por sus excelentes propiedades mecánicas (esfuerzo de cedencia de 435 [MPa]) y bajo peso, lo que hace ideal su uso para la construcción del chasis. Cabe destacar que este material no ha sido utilizado en el chasis de prototipos anteriores debido a su elevado costo y poca disponibilidad en México.

La densidad en general de los aceros aleados y al carbono es relativamente constante pero no igual en todos los casos (la densidad promedio es de aproximadamente $7850 \text{ [Kg/m}^3\text{]})$, ya que la densidad se ve afectada directamente por la composición de la aleación y no todas están formadas por los mismos elementos ni en la misma proporción.

Debido a que el valor de densidad y esfuerzo de cedencia serían valores imposibles de conocer, se fijaron estos a $7850 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$ y 435 [MPa] respectivamente.

Finalmente, una vez conocidas las cuatro variables mencionadas y las geometrías a analizar, se procedió a calcular:

- Rigidez flexional (Bending Stiffness)

- Resistencia a la flexión (Bending Strength)
- Masa del tubo primario por unidad de longitud

Valores mínimos de Bending Stiffness y Bending Strength requeridos

De acuerdo a reglamento, los valores de Bending Stiffness y Bending Strength mínimos requeridos son los de un tubo de acero 1018 con diámetro exterior de 1 pulgada y espesor de pared de 3 [mm]. Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

Bending Stiffness mínimo requerido por reglamento	2763.12 [N-m²]
Bending Strength mínimo requerido por reglamento	387.378 [N-m]

Tabla 2.1 Valores de Bending Stiffness y Bending Strength requeridos

Cálculo de la masa del tubo por unidad de longitud

$$m = \rho V$$

Dónde:

m = Masa de 1 metro de tubo en [Kg]

ρ = Densidad del material = 7850 [Kg/m³]

V = Volumen de 1 metro de tubo en [m³]

Obteniendo el volumen del tubo como si se tratase del volumen de un cilindro hueco:

$$V = \pi R^2 h - \pi r^2 h = \pi h(R^2 - r^2) = \pi h(R + r)(R - r)$$

Dónde:

R = Radio exterior del tubo en [m]

r = Radio interior del tubo [m]

h = Altura del tubo = 1 [m]

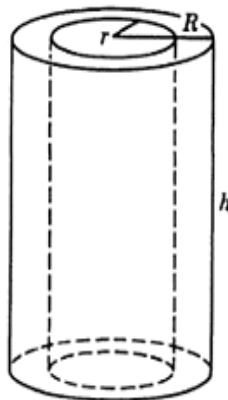


Figura 2.15 Volumen de un cilindro hueco [20]

II.10.1.1 Diámetro exterior y espesor de pared del tubular

En la siguiente tabla se muestran los perfiles de tubería mecánica redonda de la norma ASTM A513 T-2 que después de ser analizados cumplieron con los valores mínimos de Bending Stiffness y Bending Strength requeridos.

Diámetro exterior	Espesor de pared	Bending Stiffness	Bending Strength	Masa
1"	3 [mm]	2763.12 [N-m ²]	461.67 [N-m]	1.6572 [Kg]
1.05"	2.7 [mm]	3031.51 [N-m ²]	482.391 [N-m]	1.596 [Kg]
1.05"	3 [mm]	3254.25 [N-m ²]	517.837 [N-m]	1.7512 [Kg]
27 [mm]	2.3 [mm]	2814.44 [N-m ²]	442.375 [N-m]	1.4010 [Kg]
27 [mm]	2.7 [mm]	3157.45 [N-m ²]	496.288 [N-m]	1.6180 [Kg]
27 [mm]	3 [mm]	3390.88 [N-m ²]	532.98 [N-m]	1.7756 [Kg]
1.082"	2.3 [mm]	2981.68 [N-m ²]	460.432 [N-m]	1.4284 [Kg]
1.082"	2.7 [mm]	3347.75 [N-m ²]	516.961 [N-m]	1.6501 [Kg]
1.082"	3 [mm]	3597.42 [N-m ²]	555.514 [N-m]	1.8113 [Kg]
1.125"	1.9 [mm]	2917.95 [N-m ²]	433.369 [N-m]	1.2499 [Kg]
1.125"	2.3 [mm]	3384.42 [N-m ²]	502.648 [N-m]	1.4903 [Kg]
1.125"	2.7 [mm]	3806.46 [N-m ²]	565.329 [N-m]	1.7229 [Kg]
1.125"	3 [mm]	4095.59 [N-m ²]	608.27 [N-m]	1.8921 [Kg]
29.5 [mm]	1.7 [mm]	2951.33 [N-m ²]	424.582 [N-m]	1.1655 [Kg]
29.5 [mm]	1.9 [mm]	3231.08 [N-m ²]	464.827 [N-m]	1.2932 [Kg]
29.5 [mm]	2.3 [mm]	3752.69 [N-m ²]	539.866 [N-m]	1.5428 [Kg]
29.5 [mm]	2.7 [mm]	4226.37 [N-m ²]	608.01 [N-m]	1.7845 [Kg]
29.5 [mm]	3 [mm]	4552.01 [N-m ²]	654.857 [N-m]	1.9606 [Kg]
1.25"	1.7 [mm]	3725.49 [N-m ²]	497.973 [N-m]	1.2598 [Kg]
1.25"	1.9 [mm]	4084.66 [N-m ²]	545.982 [N-m]	1.3986 [Kg]
1.25"	2.3 [mm]	4758.15 [N-m ²]	636.004 [N-m]	1.6704 [Kg]
1.25"	2.7 [mm]	5374.67 [N-m ²]	718.411 [N-m]	1.9343 [Kg]
1.25"	3 [mm]	5801.65 [N-m ²]	775.485 [N-m]	2.127 [Kg]

Tabla 2.2 Bending Stiffness, Bending Strength y Masa con base en la norma ASTM A513 T-2

De la tabla anterior se extrajeron las geometrías que de acuerdo a lo estimado, presentarían una menor masa por metro de longitud de tubo. Las opciones seleccionadas se presentan a continuación:

	Diámetro exterior	Espesor de pared	Masa
1	29.5 [mm]	1.7 [mm]	1.1655 [Kg]
2	1.125"	1.9 [mm]	1.2499 [Kg]
3	1.25"	1.7 [mm]	1.2598 [Kg]
4	29.5 [mm]	1.9 [mm]	1.2932 [Kg]
5	1.25"	1.9 [mm]	1.3986 [Kg]
6	27 [mm]	2.3 [mm]	1.4010 [Kg]
7	1.082"	2.3 [mm]	1.4284 [Kg]
8	1.125"	2.3 [mm]	1.4903 [Kg]
9	29.5 [mm]	2.3 [mm]	1.5428 [Kg]
10	1.05"	2.7 [mm]	1.596 [Kg]

Tabla 2.3 Geometrías con mejor relación masa-longitud con base en la norma ASTM A513 T-2

Posteriormente, se realizó el análisis de las geometrías complementarias con base también en los valores mínimos requeridos de Bending Stiffness y Bending Strength.

Diámetro exterior	Espesor de pared	Bending Stiffness	Bending Strength	Masa
29.5 [mm]	1.6 [mm] (0.063 [in])	2806.55 [N-m ²]	403.753 [N-m]	1.1009 [Kg]
29.5 [mm]	1.651 [mm] (0.065 [in])	2880.8 [N-m ²]	414.435 [N-m]	1.1339 [Kg]
1.181"	1.57 [mm] (0.062 [in])	2912.38 [N-m ²]	412.03 [N-m]	1.1006 [Kg]
1.181"	1.6 [mm] (0.063 [in])	2959.01 [N-m ²]	418.627 [N-m]	1.1205 [Kg]
1.181"	1.651 [mm] (0.065 [in])	3037.56 [N-m ²]	429.741 [N-m]	1.1541 [Kg]
1.181"	1.7 [mm] (0.067 [in])	3112.2 [N-m ²]	440.3 [N-m]	1.1863 [Kg]
1.181"	1.9 [mm]	3408.37 [N-m ²]	482.202 [N-m]	1.3165 [Kg]
1.181"	2.159 [mm] (0.085 [in])	3772.28 [N-m ²]	533.685 [N-m]	1.4822 [Kg]
1.181"	2.3 [mm]	3961.35 [N-m ²]	560.434 [N-m]	1.5710 [Kg]
1.25"	1.57 [mm] (0.062 [in])	3483.73 [N-m ²]	465.657 [N-m]	1.1685 [Kg]
1.25"	1.6 [mm] (0.063 [in])	3540.11 [N-m ²]	473.193 [N-m]	1.1896 [Kg]
1.25"	1.651 [mm] (0.065 [in])	3635.15 [N-m ²]	485.896 [N-m]	1.2255 [Kg]

Tabla 2.4 Geometrías complementarias analizadas

Finalmente, y como resultado del proceso mostrado, se obtuvieron las geometrías con mejor relación masa-longitud para los elementos primarios del chasis.

	Diámetro Exterior	Espesor de pared	Masa
1	1.181"	1.57 [mm] (0.062 [in])	1.1006 [Kg]
2	29.5 [mm]	1.6 [mm] (0.063 [in])	1.1009 [Kg]
3	1.181"	1.6 [mm] (0.063 [in])	1.1205 [Kg]
4	29.5 [mm]	1.651 [mm] (0.065 [in])	1.1339 [Kg]
5	1.181"	1.651 [mm] (0.065 [in])	1.1541 [Kg]
6	29.5 [mm]	1.7 [mm]	1.1655 [Kg]
7	1.25"	1.57 [mm] (0.062 [in])	1.1685 [Kg]
8	1.181"	1.7 [mm] (0.067 [in])	1.1863 [Kg]
9	1.25"	1.6 [mm] (0.063 [in])	1.1896 [Kg]
10	1.25"	1.651 [mm] (0.065 [in])	1.2255 [Kg]
11	1.125"	1.9 [mm]	1.2499 [Kg]
12	1.25"	1.7 [mm]	1.2598 [Kg]
13	29.5 [mm]	1.9 [mm]	1.2932 [Kg]
14	1.181"	1.9 [mm]	1.3165 [Kg]
15	1.25"	1.9 [mm]	1.3986 [Kg]
16	27 [mm]	2.3 [mm]	1.4010 [Kg]
17	1.082"	2.3 [mm]	1.4284 [Kg]
18	1.181"	2.159 [mm] (0.085 [in])	1.4822 [Kg]
19	1.125"	2.3 [mm]	1.4903 [Kg]
20	29.5 [mm]	2.3 [mm]	1.5428 [Kg]
21	1.181"	2.3 [mm]	1.5710 [Kg]
22	1.05"	2.7 [mm]	1.596 [Kg]

Tabla 2.5 Geometrías con mejor relación masa-longitud

II.10.1.2 Esfuerzo de cedencia requerido

La siguiente variable a encontrar fue el esfuerzo de cedencia mínimo necesario para que las columnas de diámetro exterior y espesor de pared de la tabla anterior pudiesen ser utilizadas sin incumplir con el valor mínimo requerido de Bending Strength, considerando solo a este ya que el cálculo de Bending Stiffness depende exclusivamente de factores geométricos y no de las propiedades mecánicas del material.

Con ayuda del software Mathematica se realizaron una serie de iteraciones variando, en esta ocasión, el esfuerzo de cedencia del material (el cual se había fijado en 435 [MPa]) utilizando la siguiente fórmula:

$$\text{Bending Strength} = \frac{S_y I}{R_o}$$

Y despejando S_y :

$$S_y = \frac{R_o \text{ Bending Strength}}{I}$$

$$I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4$$

Dónde:

S_y = Esfuerzo de cedencia del material en [Pa]

I = Segundo momento de área de la sección transversal del tubo en [m^4]

R_o = Radio exterior del tubo en [m]

R_i = Radio interior del tubo [m]

Conocidos ya R_o , R_i y Bending Strength, el valor de esfuerzo de cedencia mínimo requerido resultó ser de 409 [MPa].

II.10.1.3 Densidad del material

La densidad del material es una variable que afecta directamente a la masa por metro de longitud de tubo, no así al diámetro exterior y espesor de pared. Suponiendo un volumen constante, una densidad diferente a la del acero 4130 (7850 [Kg/m^3]) afectaría directamente los cálculos de masa realizados haciéndolos erróneos, ya que *masa = densidad x volumen*.

Concluyendo:

- Si se tuviera un material con densidad mayor a 7850 [Kg/m^3] la masa por metro de longitud de tubo primario aumentaría.
- Si se tuviera un material con densidad menor a 7850 [Kg/m^3] la masa por metro de longitud de tubo primario disminuiría (lo cual resultaría mejor).
- Si se tuviera un material con densidad igual a 7850 [Kg/m^3] la masa por metro de longitud de tubo sería la misma.

II.10.1.4 Resumen de requerimientos y propuesta de geometría para los miembros primarios

Una vez que se contó con los valores de diámetro exterior, espesor de pared, densidad y esfuerzo de cedencia necesarios para el material del tubular, se procedió a enviar estas especificaciones a la empresa que lo proporcionaría, así como también el contenido mínimo de carbono requerido.

- *Contenido de Carbono*
Mayor o igual a 0.18%
- *Diámetro exterior y espesor de pared*

	Diámetro Exterior	Espesor de pared
1	1.181"	1.57 [mm] (0.062 [in])
2	29.5 [mm]	1.6 [mm] (0.063 [in])
3	1.181"	1.6 [mm] (0.063 [in])
4	29.5 [mm]	1.651 [mm] (0.065 [in])
5	1.181"	1.651 [mm] (0.065 [in])
6	29.5 [mm]	1.7 [mm]
7	1.25"	1.57 [mm] (0.062 [in])
8	1.181"	1.7 [mm] (0.067 [in])
9	1.25"	1.6 [mm] (0.063 [in])
10	1.25"	1.651 [mm] (0.065 [in])

- *Densidad*
Menor o igual a 7850 [Kg/m³]
- *Esfuerzo de cedencia*
Mayor o igual a 409 [MPa]

La propuesta de material, cercana a las especificaciones solicitadas, proporcionada para los elementos primarios del chasis se muestra a continuación:

- *Material*
Acero 1020 T5 (0.20% de Carbono)
- *Diámetro exterior*
1.125 pulgadas
- *Espesor de pared*
1.8 [mm]
- *Densidad*
7850 [Kg/m³]
- *Esfuerzo de cedencia*
414 [MPa]

II.10.1.5 Análisis de la propuesta de material y geometría final de los miembros primarios

Se requería entonces el análisis del tubular propuesto para asegurar el cumplimiento de los valores mínimos requeridos por reglamento de Bending Stiffness y Bending Strength, así como la masa del mismo para compararla con la del tubular de los miembros primarios del chasis del prototipo 2014.

Cálculo de Bending Strength

Especificaciones del tubo requerido:

Diámetro: 1" (25.4 [mm])

Espesor de pared: 0.120" (3 [mm])

Material: Acero 1018

De la geometría del tubo:

Módulo de elasticidad, $E = 205$ [GPa] (29,700 [k.s.i.])

Radio exterior, $R_o = 12.7$ [mm] = 0.0127 [m]

Radio interior, $R_i = 9.7$ [mm] = 0.0097 [m]

Espesor, $t = 3$ [mm] = 0.003 [m]

Segundo momento de área, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4 = 1.34786e-08$ [m⁴]

Esfuerzo de cedencia, $S_y = 365$ [MPa]

$$\text{Bending Strength} = \frac{S_y I}{R_o} = \mathbf{387.378 \text{ [N-m]}}$$

Especificaciones de la propuesta de tubo:

Diámetro: 1.125" (28.575 [mm])

Espesor de pared: 0.071" (1.8 [mm])

Material: Acero 1020 T5

De la geometría del tubo:

Módulo de elasticidad, $E = 205$ [GPa] (29,700 [k.s.i.])

Radio exterior, $R_o = 14.2875$ [mm] = 0.0142875 [m]

Radio interior, $R_i = 12.4875$ [mm] = 0.0124875 [m]

Espesor, $t = 1.8$ [mm] = 0.0018 [m]

Segundo momento de área, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4 = 1.36294767e-08$ [m⁴]

Esfuerzo de cedencia, $S_y = 414$ [MPa]

$$\text{Bending Strength} = \frac{S_y I}{R_o} = \mathbf{394.9467 \text{ [N-m]}}$$

$$\text{Porcentaje de diferencia} = \frac{394.9467[\text{N-m}] - 387.378 [\text{N-m}]}{387.378 [\text{N-m}]} * 100 = \mathbf{1.9538\%}$$

Cálculo de Bending Stiffness

Especificaciones del tubo requerido:

Diámetro: 1" (25.4 [mm])

Espesor de pared: 0.120" (3 [mm])

Material: Acero 1018

De la geometría del tubo:

Módulo de elasticidad, $E = 205$ [GPa] (29,700 [k.s.i.])

Radio exterior, $R_o = 12.7$ [mm] = 0.0127 [m]

Radio interior, $R_i = 9.7$ [mm] = 0.0097 [m]

Espesor, $t = 3$ [mm] = 0.003 [m]

Segundo momento de área, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)] / 4 = 1.34786e-08$ [m⁴]

Bending Stiffness = $E I = 2763.12$ [N-m²]

Especificaciones de la propuesta de tubo:

Diámetro: 1.125" (28.575 [mm])

Espesor de pared: 0.071" (1.8 [mm])

Material: Acero 1020 T5

De la geometría del tubo:

Módulo de elasticidad, $E = 205$ [GPa] (29,700 [k.s.i.])

Radio exterior, $R_o = 14.2875$ [mm] = 0.0142875 [m]

Radio interior, $R_i = 12.4875$ [mm] = 0.0124875 [m]

Espesor, $t = 1.8$ [mm] = 0.0018 [m]

Segundo momento de área, $I = /4 = 1.36294767e-08$ [m⁴]

Bending Stiffness = $E I = 2794.04$ [N-m²]

$$\text{Porcentaje de diferencia} = \frac{2794.04[\text{N-m}^2] - 2763.12[\text{N-m}^2]}{2763.12[\text{N-m}^2]} * 100 = \mathbf{1.119\%}$$

Comparación con el tubular de los miembros primarios del chasis del prototipo 2014

El análisis completo realizado con la geometría se presenta en la siguiente tabla, así como la comparación hecha con el tubular utilizado en los miembros primarios del chasis del prototipo 2014.

Tubular propuesto para los miembros primarios	
Diámetro exterior [in]	1.125
Espesor de pared (t) [mm]	1.8
Esfuerzo de cedencia (Sy) [MPa]	414

Densidad [Kg/m^3]	7850	
Longitud total de tubo primario a utilizar [m]	12.94	
Módulo de elasticidad (E) [GPa]	205	Unidades
Radio exterior (Ro)	14.2875	[mm]
Radio interior (Ri)	12.4875	[mm]
Segundo momento de área (I)	1.36295E-08	[m^4]
Bending Stiffness	2794.049258	[$\text{N}\cdot\text{m}^2$]
Bending Strength	394.9337917	[N-m]
Porcentaje de diferencia (Bending Strength)	1.95049583	%
Porcentaje de diferencia (Bending Stiffness)	1.119359911	%
Masa del tubo por metro de longitud	1.188563884	[Kg]
Masa total del tubo	15.38001666	[Kg]
Volumen total del tubo	1959.237791	[m^3]

Tabla 2.6 Análisis de la propuesta de geometría para los elementos primarios

Comparación con el tubo primario del prototipo anterior		
Diámetro exterior [in]	1.181	
Espesor de pared (t) [mm]	2.159	
Densidad [Kg/m^3]	7850	
Longitud total de tubo primario utilizado en el prototipo anterior [m]	10.75	Unidades
Masa del tubo por metro de longitud	1.482236345	[Kg]
Masa total del tubo primario utilizado en el prototipo anterior	15.93404071	[Kg]
Reducción de peso de tubo primario	0.554024047	[Kg]
Porcentaje de reducción de peso de tubo primario	3.476984004	%
Volumen del tubo primario utilizado en el prototipo anterior	2029.814103	[m^3]
Reducción de volumen de tubo primario	70.57631166	[m^3]
Porcentaje de reducción de volumen de tubo primario	3.476984004	%
Reducción de la longitud de tubo primario utilizado	-2.19	[m]
Porcentaje de reducción de la longitud de tubo primario utilizado	-20.37209302	%

Tabla 2.7 Comparación con el tubular de los elementos primarios del prototipo anterior

El material propuesto cumplió con los valores de Bending Strength y Bending Stiffness, presentó una menor masa por metro de longitud que el tubular de los miembros primarios del prototipo anterior. A pesar de que el cambio a elementos primarios de los LFS representó un aumento en la longitud total de tubo, se lograría también una reducción en cuanto a peso respecto al prototipo anterior, por lo que finalmente, se aprobó el uso del material propuesto para los elementos primarios del chasis del prototipo 2015.

II.10.2 Selección del material de los miembros secundarios del chasis

En el chasis del prototipo 2014 se utilizó acero microaleado grado 60 (HSLA grado 60) para los elementos secundarios debido, al igual que en el caso del acero microaleado grado 70 de los elementos primarios, a las excelentes propiedades mecánicas de este material (esfuerzo de cedencia de 410 [MPa]) y a su bajo peso por unidad de longitud, ya que la geometría contaba con un diámetro exterior de 1 pulgada y un espesor de pared de 0.037 pulgadas, cumpliendo con las medidas mínimas exigidas por reglamento de 1 y 0.035 pulgadas respectivamente. Al contar con un contenido de carbono menor a 0.18%, este material no pudo ser considerado nuevamente.

Al no requerirse valores mínimos de Bending Stiffness y Bending Strength para el tubo secundario, se tomó la decisión de solicitar un material con una geometría y propiedades mecánicas similares a las del material utilizado en el chasis del prototipo anterior.

El problema que se presentó, fue que ningún material que cumpliera con el 0.18% de carbono requerido permitía mantener una relación peso-longitud comparable con la del material de los elementos secundarios del chasis anterior, lo que implicaría directamente un aumento en el peso final de la estructura.

La decisión final que se tomó fue comprar el material, a pesar de contar con un esfuerzo de cedencia de 250 [MPa], el material seleccionado fue el acero A36 Calibre 18 debido, principalmente, a su bajo costo en comparación con aceros estructurales especializados, así como a su disponibilidad en el mercado y a su contenido de carbono de 0.26%.

El análisis completo realizado a la geometría se presenta en la tabla 2.8, así como la comparación hecha con el tubular utilizado en los miembros secundarios del chasis del prototipo 2014.

Tubular seleccionado para los miembros secundarios		
Diámetro exterior [in]	1	
Espesor de pared (t) [mm]	1.2	
Esfuerzo de cedencia (Sy) [MPa]	250	
Densidad [Kg/m³]	7850	
Longitud total de tubo secundario a utilizar [m]	12.16	
Módulo de elasticidad (E) [GPa]	205	Unidades
Radio exterior (Ro)	12.7	[mm]
Radio interior (Ri)	11.5	[mm]
Segundo momento de área (I)	6.695E-09	[m ⁴]
Bending Stiffness	1372.4883	[N-m ²]
Bending Strength	131.79262	[N-m]
Masa del tubo por metro de longitud	0.7161717	[Kg]
Masa total del tubo	8.7086479	[Kg]
Volumen total del tubo	1109.3819	[m ³]

Tabla 2.8 Análisis del tubular de los elementos secundarios del chasis

Comparación con el tubo secundario del prototipo anterior		
Diámetro exterior [in]	1	
Espesor de pared (t) [mm]	0.9398	
Densidad [Kg/m³]	7850	
Long. total de tubo secundario utilizado en el prototipo anterior [m]	15.8	Unidades
Masa del tubo por metro de longitud	0.56691244	[Kg]
Masa total del tubo secundario utilizado en el prototipo anterior	8.957216602	[Kg]
Reducción de peso de tubo secundario	0.248568701	[Kg]
Porcentaje de reducción de peso de tubo secundario	2.775066319	%
Volumen del tubo secundario utilizado en el prototipo anterior	1141.046701	[m ³]
Reducción de volumen de tubo secundario	31.66480268	[m ³]
Porcentaje de reducción de volumen de tubo secundario	2.775066319	%
Reducción de la longitud de tubo secundario utilizado	3.64	[m]
Porcentaje de reducción de la longitud de tubo secundario utilizado	23.03797468	%

Tabla 2.9 Comparación con el tubular de los elementos secundarios del prototipo anterior

El tubular de los miembros secundarios del chasis del prototipo 2015 presentó una mayor masa por metro de longitud en comparación con el tubular del prototipo anterior. El cambio a elementos primarios de los LFS permitió, en un gran porcentaje, disminuir la longitud total de tubo secundario a utilizar en el chasis; reducción que resultó clave para lograr la disminución de la masa total de tubo secundario.

II.10.3 Selección del material de los miembros de refuerzo del chasis

Para el material de los tubos de refuerzo, implementados por primera vez en el diseño del chasis del prototipo 2015, se fijaron las siguientes variables entorno a su selección:

- *Masa menor a 400 [g] por metro de longitud*

Valor que se fijó con base en las estimaciones de peso de un tubo con las medidas mínimas exigidas por reglamento para el tubo secundario (537 [g] por metro de longitud) y el peso de un tubo con diámetro exterior de 1 pulgada y espesor de pared de 0.76 [mm], espesor mínimo de acuerdo a la norma ASTM A513 T-2 (461 [g] por metro de longitud), todo esto para aumentar el peso del chasis en un máximo de 2 [Kg].

- *Diámetro exterior menor a 1 pulgada*

Debido a que estos tubos no se encuentran reglamentados, reducción que ayudaría a cumplir con el objetivo establecido en el punto anterior de un tubo para los miembros de refuerzo con peso menor a 400 [g] por metro de longitud.

- *Esfuerzo de cedencia mayor a 250 [MPa]*

Para contrarrestar el uso del acero A36 en los miembros secundarios del chasis.

En la siguiente tabla se muestran los perfiles de tubería mecánica redonda de la norma ASTM A513 T-2 con diámetro exterior menor a 1 pulgada que después de ser analizados cumplieron con el valor de masa establecido, considerando una densidad de 7850 [Kg/m³].

Diámetro exterior	Espesor de pared	Masa
0.5"	0.76 [mm]	0.223 [Kg]
0.5"	0.8 [mm]	0.234 [Kg]
0.5"	0.9 [mm]	0.261 [Kg]
0.5"	1.1 [mm]	0.314 [Kg]
0.5"	1.2 [mm]	0.340 [Kg]
0.5"	1.4 [mm]	0.390 [Kg]
14 [mm]	0.76 [mm]	0.248 [Kg]
14 [mm]	0.8 [mm]	0.260 [Kg]
14 [mm]	0.9 [mm]	0.290 [Kg]
14 [mm]	1.1 [mm]	0.349 [Kg]
14 [mm]	1.2 [mm]	0.378 [Kg]
0.625"	0.76 [mm]	0.283 [Kg]
0.625"	0.8 [mm]	0.297 [Kg]
0.625"	0.9 [mm]	0.332 [Kg]
0.625"	1.1 [mm]	0.400 [Kg]
16 [mm]	0.76 [mm]	0.285 [Kg]
16 [mm]	0.8 [mm]	0.299 [Kg]
16 [mm]	0.9 [mm]	0.335 [Kg]
0.675"	0.76 [mm]	0.307 [Kg]
0.675"	0.8 [mm]	0.322 [Kg]
0.675"	0.9 [mm]	0.360 [Kg]
0.709"	0.76 [mm]	0.323 [Kg]
0.709"	0.8 [mm]	0.339 [Kg]
0.709"	0.9 [mm]	0.379 [Kg]
18.5 [mm]	0.76 [mm]	0.332 [Kg]
18.5 [mm]	0.8 [mm]	0.349 [Kg]
18.5 [mm]	0.9 [mm]	0.390 [Kg]
0.75"	0.76 [mm]	0.342 [Kg]
0.75"	0.8 [mm]	0.360 [Kg]
20.5 [mm]	0.76 [mm]	0.369 [Kg]
20.5 [mm]	0.8 [mm]	0.388 [Kg]

21 [mm]	0.76 [mm]	0.379 [Kg]
21 [mm]	0.8 [mm]	0.398 [Kg]
0.840"	0.76 [mm]	0.385 [Kg]
22 [mm]	0.76 [mm]	0.398 [Kg]

Tabla 2.10 Geometrías de los tubos de refuerzo y su masa con base en la norma ASTM A513 T-2

De la tabla anterior se extrajeron las geometrías que presentarían una menor masa por metro de longitud de tubo. Las opciones seleccionadas se presentan a continuación:

	Diámetro exterior	Espesor de pared	Masa
1	0.5"	0.76 [mm]	0.223 [Kg]
2	0.5"	0.8 [mm]	0.234 [Kg]
3	14 [mm]	0.76 [mm]	0.248 [Kg]
4	14 [mm]	0.8 [mm]	0.260 [Kg]
5	0.5"	0.9 [mm]	0.261 [Kg]
6	0.625"	0.76 [mm]	0.283 [Kg]
7	16 [mm]	0.76 [mm]	0.285 [Kg]
8	14 [mm]	0.9 [mm]	0.290 [Kg]
9	0.625"	0.8 [mm]	0.297 [Kg]
10	16 [mm]	0.8 [mm]	0.299 [Kg]
11	0.675"	0.76 [mm]	0.307 [Kg]
12	0.5"	1.1 [mm]	0.314 [Kg]
13	0.675"	0.8 [mm]	0.322 [Kg]
14	0.709"	0.76 [mm]	0.323 [Kg]
15	0.625"	0.9 [mm]	0.332 [Kg]

Tabla 2.11 Geometrías de los tubos de refuerzo con mejor relación masa-longitud

Conocidos los requerimientos del material para el tubular de los miembros de refuerzo, se procedió a enviar estas especificaciones a la empresa que lo proporcionaría.

- *Contenido mínimo de carbono*
No requerido
- *Diámetro exterior y espesor de pared*

	Diámetro exterior	Espesor de pared
1	0.5"	0.76 [mm]
2	0.5"	0.8 [mm]

3	14 [mm]	0.76 [mm]
4	14 [mm]	0.8 [mm]
5	0.5"	0.9 [mm]
6	0.625"	0.76 [mm]
7	16 [mm]	0.76 [mm]
8	14 [mm]	0.9 [mm]
9	0.625"	0.8 [mm]
10	16 [mm]	0.8 [mm]
11	0.675"	0.76 [mm]
12	0.5"	1.1 [mm]
13	0.675"	0.8 [mm]
14	0.709"	0.76 [mm]
15	0.625"	0.9 [mm]

- *Densidad*
Menor o igual a 7850 [Kg/m³]
- *Esfuerzo de cedencia*
Mayor a 250 [MPa]

La propuesta de material proporcionada para los miembros de refuerzo del chasis fue la siguiente:

- *Material*
Acero HS 50
- *Diámetro exterior*
0.709"
- *Espesor de pared*
0.033"
- *Densidad*
7850 [Kg/m³]
- *Esfuerzo de cedencia*
350 [MPa]

Se había realizado ya un análisis con una geometría muy parecida a la propuesta (diámetro exterior de 0.709", espesor de pared de 0.8 [mm]), el cual dió como resultado una masa de 339 [g] por metro de longitud, cumpliendo con el objetivo de implementar un material para los tubos de los miembros de refuerzo que no excediera 400 [g] por metro de longitud. Con base en el resultado anterior y en el análisis hecho a la geometría propuesta, el cual se puede observar en la siguiente tabla, se aprobó el uso del material propuesto para los miembros de refuerzo del chasis del prototipo 2015.

Tubular de los miembros de refuerzo del chasis del prototipo 2015		
Diámetro exterior [in]	0.709	
Espesor de pared (t) [mm]	0.8382	
Esfuerzo de cedencia (Sy) [MPa]	350	
Densidad [Kg/m ³]	7850	
Longitud total de tubo secundario a utilizar [m]	4.47	
Módulo de elasticidad (E) [GPa]	205	Unidades
Radio exterior (Ro)	9.0043	[mm]
Radio interior (Ri)	8.1661	[mm]
Segundo momento de área (I)	1.67E-09	[m ⁴]
Bending Stiffness	342.40285	[N-m ²]
Bending Strength	64.923452	[N-m]
Masa del tubo por metro de longitud	0.35493483	[Kg]
Masa total del tubo	1.5865587	[Kg]
Volumen total del tubo	202.10938	[m ³]

Tabla 2.12 Análisis del tubular de los miembros de refuerzo

II.10.4 Peso de la estructura tubular

Conocidos los materiales a utilizar en el chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2015, se pudo realizar un estimado del peso total de la estructura, a espera del peso agregado por la soldadura y soportes necesarios para el montaje de los componentes principales del vehículo.

		Unidades
Peso total de la estructura tubular	25.6752232	[Kg]
Volumen total de la estructura tubular	3270.72907	[]
Longitud total de tubo a utilizar en el chasis	29.57	[m]

Tabla 2.13 Análisis de la estructura tubular

Del peso de la estructura:

		Unidades
Los tubos de los elementos primarios representan el	59.90217308	%
Los tubos de los elementos secundarios representan el	33.91848952	%
Los tubos de los miembros de refuerzo representan el	6.1793374	%
	100	%

Tabla 2.14 Análisis del peso de la estructura tubular

Del volumen de la estructura:

		Unidades
Los tubos de los elementos primarios representan el	59.90217308	%
Los tubos de los elementos secundarios representan el	33.91848952	%
Los tubos de los miembros de refuerzo representan el	6.1793374	%
	100	%

Tabla 2.15 Análisis del volumen de la estructura tubular

De la longitud de tubo utilizado en la estructura:

		Unidades
Los tubos de los elementos primarios representan el	43.76056814	%
Los tubos de los elementos secundarios representan el	41.12275955	%
Los tubos de los miembros de refuerzo representan el	15.1166723	%
	100	%

Tabla 2.16 Análisis de la longitud de tubo utilizado en la estructura tubular

Finalmente, realizando una comparación entre el peso de la estructura tubular del prototipo 2015 y el peso de la estructura del vehículo anterior:

		Unidades
Peso de la estructura tubular anterior	24.89125731	[Kg]
Reducción de peso respecto al prototipo 2014	-0.783965924	[Kg]
Porcentaje de reducción de peso	-3.149563377	%

Tabla 2.17 Comparación entre el peso de la estructura tubular del prototipo 2014 y 2015

El aumento estimado en el peso de la estructura será analizado en el apartado de conclusiones de esta tesis.

II.11 Análisis numérico por medio del método de los elementos finitos

Como se mencionó previamente cuando se habló sobre el chasis de estructura espacial, el objetivo principal al diseñar este tipo de estructura es que las cargas se concentren en los nodos de la misma, nodos que en el caso del chasis del prototipo 2015 tendrían que localizarse en los costados y el techo de la estructura debido a los requerimientos de espacio en la parte delantera y trasera del chasis, considerando además en el diseño el menor peso agregado posible por los miembros de refuerzo a utilizar y la facilidad de manufactura del chasis.

Con la finalidad de determinar si los miembros de refuerzo implementados en el diseño del chasis ayudarían a mejorar su desempeño en caso de que se presentase un impacto, se realizaron una serie de análisis al chasis planteando cuatro posibles escenarios:

- Impacto frontal
- Impacto trasero
- Impacto lateral
- Impacto superior

Con seis geometrías distintas:

- Chasis sin refuerzos

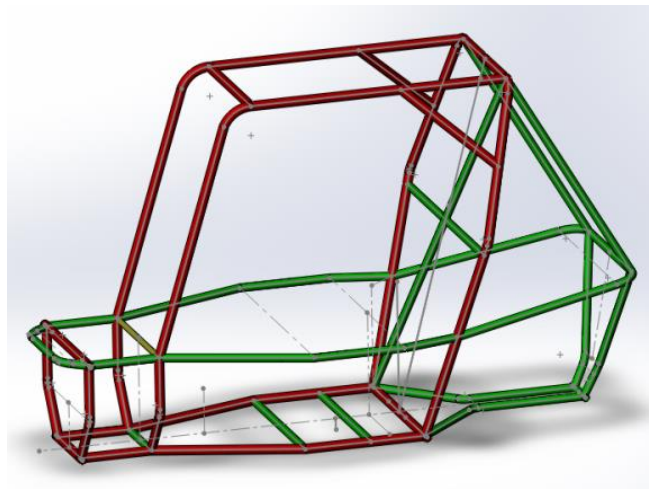


Figura 2.16 Modelo del chasis sin refuerzos

- Chasis con una diagonal de refuerzo entre los FBM_{UP}

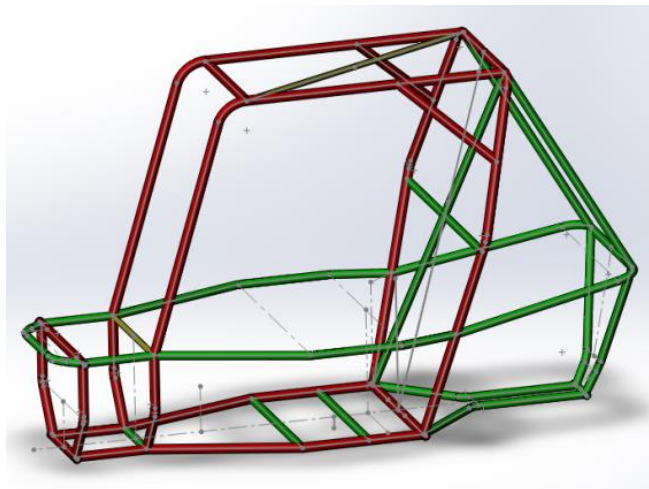


Figura 2.17 Modelo del chasis con una diagonal de refuerzo

- Chasis con una cruz de refuerzo entre los FBM_{UP}

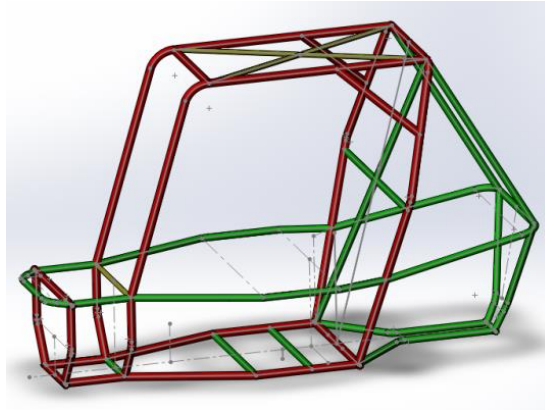


Figura 2.18 Modelo del chasis con una cruz de refuerzo

- Chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS

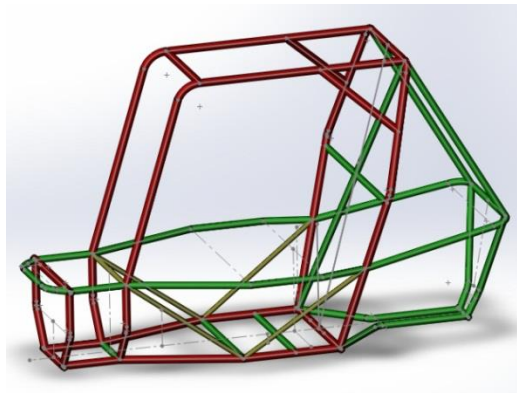


Figura 2.19 Modelo del chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS

- Chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM_{UP}

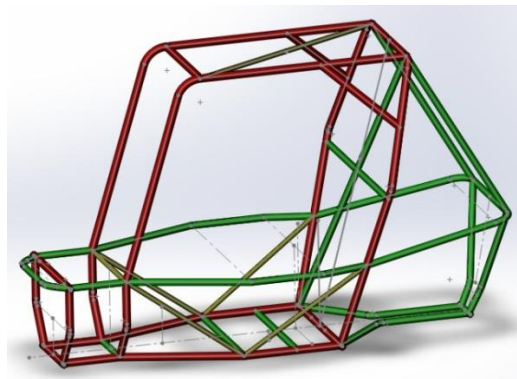


Figura 2.20 Modelo del chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM_{UP}

- Chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM_{UP}

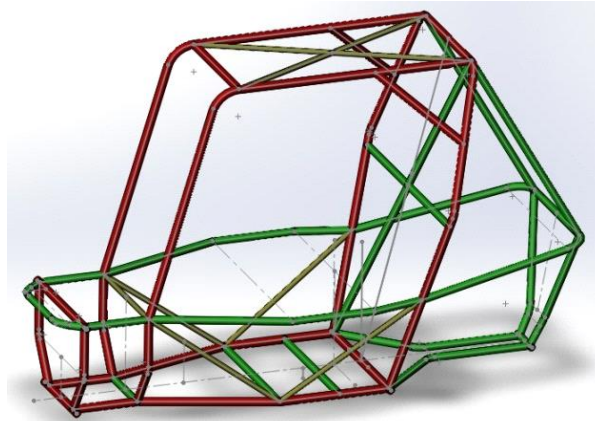


Figura 2.21 Modelo del chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM_{UP}

Para simplificar el proceso de análisis y la cantidad de recursos computacionales necesarios, se supuso que las fuerzas que actuarían sobre la estructura no cambiarían respecto al tiempo.

Por todas las razones antes mencionadas, se optó por utilizar el simulador de SolidWorks para realizar análisis estáticos con las geometrías propuestas y obtener de esta forma, una aproximación de la distribución de fuerzas en la estructura en cada uno de los casos de análisis; determinando con base en los resultados cuáles miembros de refuerzo serían los más apropiados a implementar.

Cálculo de las fuerzas de impacto

Suponiendo que la aceleración a del vehículo permanece constante al recorrer en línea recta una distancia x en un intervalo de tiempo t y despreciando el efecto de la fricción, se tiene:

$$a = \text{constante}$$

$$a = \frac{dv}{dt}$$

$$dv = a dt$$

$$\int_{v_i}^{v_f} dv = \int_{t_i}^{t_f} a dt$$

$$v_f - v_i = a(t_f - t_i)$$

Dónde:

$t_i = \text{Tiempo inicial}$

$t_f = \text{Tiempo final}$

$v_i = \text{Velocidad inicial}$
 $v_f = \text{Velocidad final}$

Considerando que el vehículo parte del reposo, $t_i = 0[\text{seg}]$:

$$v_f = v_i + at \dots \text{Ecuación 1}$$

Despejando t de la Ecuación 1:

$$t = \frac{v_f - v_i}{a} \dots \text{Ecuación 2}$$

Despejando a de la Ecuación 1:

$$a = \frac{v_f - v_i}{t} \dots \text{Ecuación 3}$$

Sabemos que $v = \frac{dx}{dt}$

Por lo tanto:

$$v = \frac{dx}{dt} = v_i + at = v_f$$

Obteniendo x :

$$\int_{x_i}^{x_f} dx = \int_{t_i}^{t_f} (v_i + at) dt$$

$$\int_{x_i}^{x_f} dx = \int_{t_i}^{t_f} v_i dt + \int_{t_i}^{t_f} at dt$$

$$x_f - x_i = v_i(t_f - t_i) + \frac{1}{2}a(t_f - t_i)^2$$

Dónde:

$x_i = \text{Posición inicial}$

$x_f = \text{Posición final}$

Considerando $t_i = 0[\text{seg}]$:

$$x_f - x_i = v_i t + \frac{1}{2}at^2 \dots \text{Ecuación 4}$$

Sustituyendo la Ecuación 2 en la Ecuación 4:

$$x_f - x_i = v_i \left(\frac{v_f - v_i}{a} \right) + \frac{1}{2}a \left(\frac{v_f - v_i}{a} \right)^2$$

$$x_f - x_i = \frac{1}{a} v_i (v_f - v_i) + \frac{1}{2a} (v_f - v_i)^2$$

$$x_f - x_i = \frac{1}{a} v_f v_i - \frac{1}{a} v_i^2 + \frac{1}{2a} v_f^2 - \frac{1}{a} v_f v_i + \frac{1}{2a} v_i^2$$

$$x_f - x_i = \frac{1}{2a} v_f^2 - \frac{1}{2a} v_i^2$$

$$x_f - x_i = \frac{1}{2a} (v_f^2 - v_i^2) \dots \text{Ecuación 5}$$

Sustituyendo la *Ecuación 3* en la *Ecuación 4*:

$$x_f - x_i = v_i t + \frac{1}{2} \left(\frac{v_f - v_i}{a} \right) t^2$$

$$x_f - x_i = v_i t + \frac{1}{2} (v_f - v_i) t$$

$$x_f - x_i = v_i t + \frac{1}{2} v_f t - \frac{1}{2} v_i t$$

$$x_f - x_i = \frac{1}{2} v_f t + \frac{1}{2} v_i t$$

$$x_f - x_i = \frac{1}{2} t (v_f + v_i) \dots \text{Ecuación 6}$$

Tomando como referencia la prueba de aceleración a la que son sometidos todos los vehículos BAJA SAE durante competencia, en la cual se recorre una distancia de 25[m] partiendo del reposo en un tiempo promedio de 4[seg] para los equipos con los mejores scores, se tiene:

$$x_f = 25[m]$$

$$x_i = 0[m]$$

$$v_i = 0 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

$$t = 4[seg]$$

Calculando de la *Ecuación 6* la velocidad final del vehículo:

$$v_f = \frac{2(x_f - x_i)}{t} - v_i$$

$$v_f = \frac{2(25[m] - 0[m])}{4[seg]} - 0 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

$$v_f = 12.5 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

Suponiendo que el vehículo se impacta a esta velocidad, desacelerando hasta el reposo en un tiempo de 0.5 [seg]; la desaceleración producida se puede calcular de la *Ecuación 3* como:

$$a = \frac{v_f - v_i}{t}$$

$$a = \frac{0 \left[\frac{m}{seg} \right] - 12.5 \left[\frac{m}{seg} \right]}{0.5 [seg]}$$

$$a = -25 \left[\frac{m}{seg^2} \right]$$

Finalmente, la fuerza de impacto está dada por:

$$F = m a$$

Donde m es la masa del vehículo estimada en 250[Kg] y a la desaceleración calculada. Por lo tanto:

$$F = (250[Kg]) \left(25 \left[\frac{m}{seg^2} \right] \right)$$

$$F = 6250[N]$$

Con base en el resultado obtenido se decidió tomar una fuerza de impacto de 10,000[N] para el caso del impacto frontal, trasero y lateral.

En el caso del impacto superior se planteó un escenario de caída libre para poder determinar la fuerza de impacto, ya que las ecuaciones presentadas anteriormente aplican también para este tipo de movimiento debido a que los cuerpos en caída libre se encuentran sometidos a una aceleración constante, que en este caso es la de la gravedad.

Considerando entonces las mismas ecuaciones con la diferencia de que a pasa a ser la aceleración de la gravedad:

$$v_f = v_i + gt \dots Ecuación 7$$

$$t = \frac{v_f - v_i}{g} \dots Ecuación 8$$

$$g = \frac{v_f - v_i}{t} \dots Ecuación 9$$

$$h_f - h_i = v_i t + \frac{1}{2} g t^2 \dots Ecuación 10$$



$$h_f - h_i = \frac{1}{2g}(v_f^2 - v_i^2) \dots \text{Ecuación 11}$$

$$h_f - h_i = \frac{1}{2}t(v_f + v_i) \dots \text{Ecuación 12}$$

Para conservar el signo positivo de las ecuaciones el eje de referencia se tomó como positivo hacia abajo.

Suponiendo que el vehículo cae desde una altura de 3[m] con una velocidad inicial de $12.5 \left[\frac{m}{seg} \right]$, se tiene:

$$h_i = 0[m]$$

$$h_f = 3[m]$$

$$v_i = 12.5 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

$$g = 9.81 \left[\frac{m}{seg^2} \right]$$

La velocidad de impacto contra el suelo se puede obtener de la *Ecuación 11*:

$$h_f - h_i = \frac{1}{2g}(v_f^2 - v_i^2)$$

$$v_f = \sqrt{2g(h_f - h_i) + v_i^2}$$

$$v_f = \sqrt{2 \left(9.81 \left[\frac{m}{seg^2} \right] \right) (3[m] - 0[m]) + \left(12.5 \left[\frac{m}{seg} \right] \right)^2}$$

$$v_f = 14.67 \left[\frac{m}{seg} \right]$$

La desaceleración producida tomando un tiempo de 0.5 [seg] hasta el reposo se puede calcular de la *Ecuación 3* como:

$$a = \frac{v_f - v_i}{t}$$

$$a = \frac{0 \left[\frac{m}{seg} \right] - 14.67 \left[\frac{m}{seg} \right]}{0.5 [seg]}$$

$$a = -29.34 \left[\frac{m}{seg^2} \right]$$

Calculando la fuerza de impacto:

$$F = m a$$

$$F = (250[Kg]) \left(29.34 \left[\frac{m}{seg^2} \right] \right)$$

$$F = 7335[N]$$

Para el caso del impacto superior se optó por tomar también una fuerza de 10,000[N]. Los resultados de los análisis de impacto se muestran a continuación.

II.11.1 Análisis de impacto frontal

	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
<i>Chasis sin refuerzos</i>	505.9 [MPa]	--- [mm]
<i>Chasis con una diagonal de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	502.3 [MPa]	--- [mm]
<i>Chasis con una cruz de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	500.7 [MPa]	---[mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS</i>	369.7 [MPa]	6.24 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM_{UP}</i>	371.7 [MPa]	6.21 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM_{UP}</i>	371.5 [MPa]	6.21 [mm]

Tabla 2.18 Resultados del análisis de impacto frontal

II.11.2 Análisis de impacto trasero

	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
<i>Chasis sin refuerzos</i>	448.2 [MPa]	--- [mm]
<i>Chasis con una diagonal de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	403.4 [MPa]	--- [mm]
<i>Chasis con una cruz de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	398.3 [MPa]	8.23 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS</i>	334.8 [MPa]	7.11 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM_{UP}</i>	333.6 [MPa]	6.58 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM_{UP}</i>	332.8 [MPa]	6.55 [mm]

Tabla 2.19 Resultados del análisis de impacto trasero

II.11.3 Análisis de impacto lateral

	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
<i>Chasis sin refuerzos</i>	421.5 [MPa]	--- [mm]
<i>Chasis con una diagonal de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	400.2 [MPa]	--- [mm]
<i>Chasis con una cruz de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	398.2 [MPa]	8.31 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS</i>	363.4 [MPa]	6.95 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM_{UP}</i>	363.3 [MPa]	6.94 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM_{UP}</i>	361.8 [MPa]	6.91 [mm]

Tabla 2.20 Resultados del análisis de impacto lateral

II.11.4 Análisis de impacto superior

	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
<i>Chasis sin refuerzos</i>	431.1 [MPa]	8.71 [mm]
<i>Chasis con una diagonal de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	412.1 [MPa]	7.12 [mm]
<i>Chasis con una cruz de refuerzo entre los FBM_{UP}</i>	408.3 [MPa]	6.7 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS</i>	398.5 [MPa]	5.93 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM_{UP}</i>	379.2 [MPa]	4.76 [mm]
<i>Chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM_{UP}</i>	373.4 [MPa]	4.11 [mm]

Tabla 2.21 Resultados del análisis de impacto superior

Con base en los resultados obtenidos tras realizar los análisis, los miembros de refuerzo a implementar en el chasis del prototipo 2015 deberían ser los miembros laterales que unen a los SIM con los LFS y los miembros que forman una cruz que une ambos FBM_{UP} en la parte superior del chasis, geometría que para su validación final requería cumplir con un valor de rigidez torsional mayor a 2400 [N-m/deg], rigidez del chasis del prototipo anterior.

II.11.5 Análisis de rigidez torsional

La rigidez torsional del chasis de un vehículo BAJA SAE se puede obtener de la siguiente manera: [3]

$$R_T = \frac{T}{\alpha} = \frac{F w}{\tan^{-1}\left(\frac{d}{w}\right)}$$

Dónde:

R_T = Rigidez torsional del chasis en $\left[\frac{\text{N m}}{\text{deg}}\right]$

T = Par generado en [N m]

α = Ángulo de deformación en [deg]

F = Fuerza aplicada en [N]

w = Entrevía del vehículo en [m]

d = Desplazamiento máximo en [m]

En la figura 2.22 se muestran las variables requeridas para el análisis de rigidez torsional:

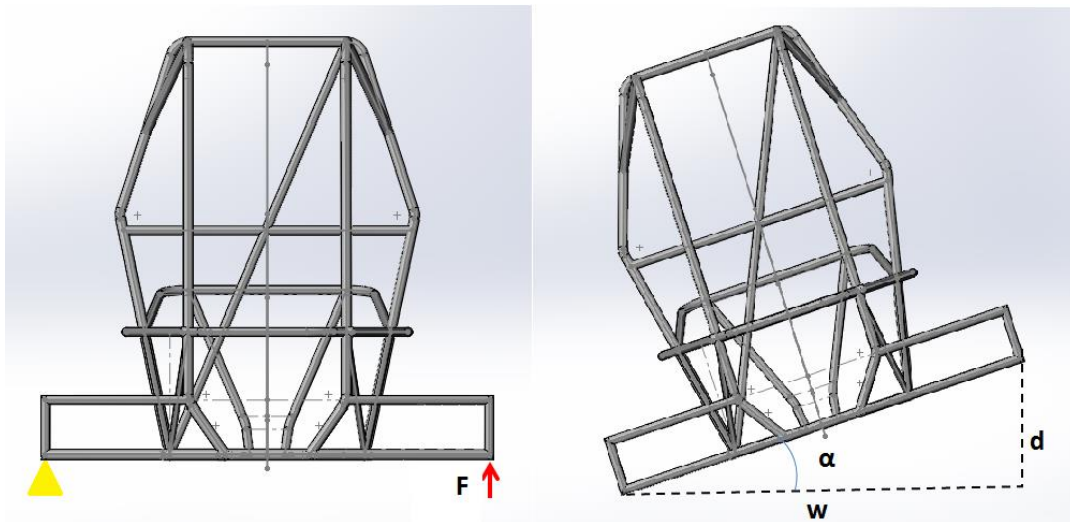


Figura 2.22 Datos requeridos para el análisis de rigidez torsional del chasis

Para estandarizar el análisis de rigidez torsional, SAE especifica que la fuerza aplicada F necesaria para producir el par al que se someterá la estructura aplicada sobre los puntos que simulan la sujeción de la suspensión delantera con las ruedas del vehículo debe ser igual a $768[lb]$ o su equivalente en el Sistema Internacional de $3417[N]$. [4]

Siendo w conocido, el desplazamiento máximo d arrojado tras realizar la simulación fue de $24.98[mm]$, como se observa en la figura 2.23.

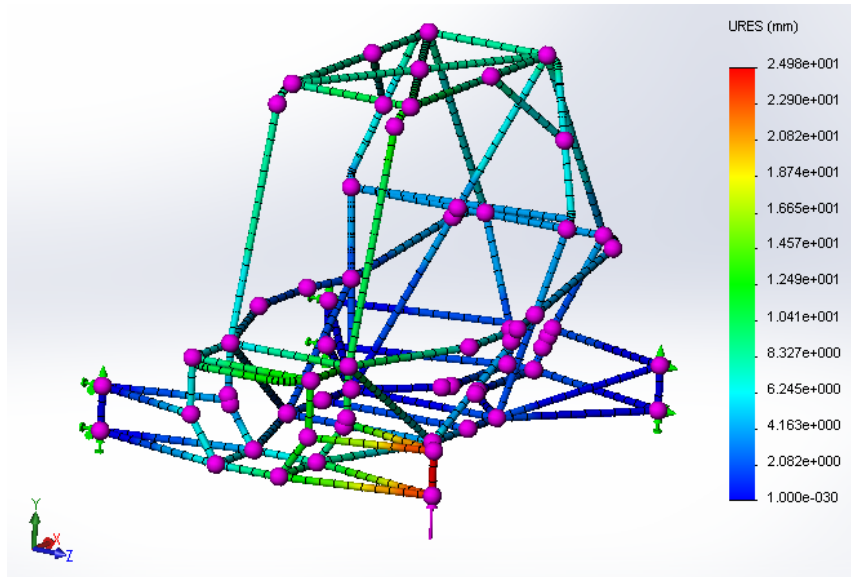


Figura 2.23 Resultados de la simulación para encontrar el desplazamiento máximo

Conocidos todos los datos requeridos, se pudo realizar el cálculo de rigidez torsional:

$$F = 3417[N]$$

$$w = 1.26 [m]$$

$$d = 0.02498 [m]$$

Sustituyendo:

$$R_T = \frac{(3417[N])(1.26 [m])}{\tan^{-1}\left(\frac{0.02498 [m]}{1.26 [m]}\right)}$$

$$R_T = 3438.38 \left[\frac{N m}{deg} \right]$$

Resultado con el cual se aprobó finalmente la geometría propuesta para el chasis, ya que se superó el valor de rigidez torsional del chasis del prototipo 2014 (2400 [N-m/deg]) y el valor recomendado por SAE (2700 [N-m/deg]). [4]

III. CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS DEL PROTOTIPO BAJA SAE UNAM 2015

El proceso de manufactura seguido en la construcción del chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2015 se presenta en los siguientes puntos para su descripción, cada uno de los cuales se abordará a continuación:

- Diseño de escantillones
- Manufactura de los escantillones
- Corte y dobleces de los miembros estructurales del chasis
- Obtención de los abocardados de los tubos de la estructura tubular
- Montaje de los escantillones
- Ensamble y unión de los miembros estructurales del chasis

III.1 Diseño de escantillones

El primer paso fue diseñar los escantillones del chasis, estructuras de lámina lisa negra de acero cuya finalidad es mantener cada uno de los tubos del chasis en la posición y altura exacta que les corresponde. Estas estructuras se implementaron por primera vez en la manufactura del chasis del prototipo 2014, contribuyendo a disminuir el tiempo de construcción del mismo y los errores de manufactura que se habían presentado hasta el prototipo 2013.



Figura 3.1 Escantillones del chasis del prototipo 2014

Para el diseño de los escantillones se requería complementar el modelo de la geometría del chasis dibujando la mesa de trabajo (mesa donde se construiría el chasis) y, posteriormente, con base en

la mejor distribución posible, cada una de las bases de los escantillones; las cuales se atornillarían a la mesa.

Para disminuir el tiempo de cómputo y facilitar el diseño de los escantillones, se optó por dibujar solamente la lámina de la mesa de trabajo donde se montarían las bases y no la mesa completa, así como eliminar en el diseño de los escantillones que irían de los SIM a los LFS a los cuatro miembros de refuerzo que los unen, ya que por la posición de estos no se requeriría de escantillones que los mantuvieran fijos.

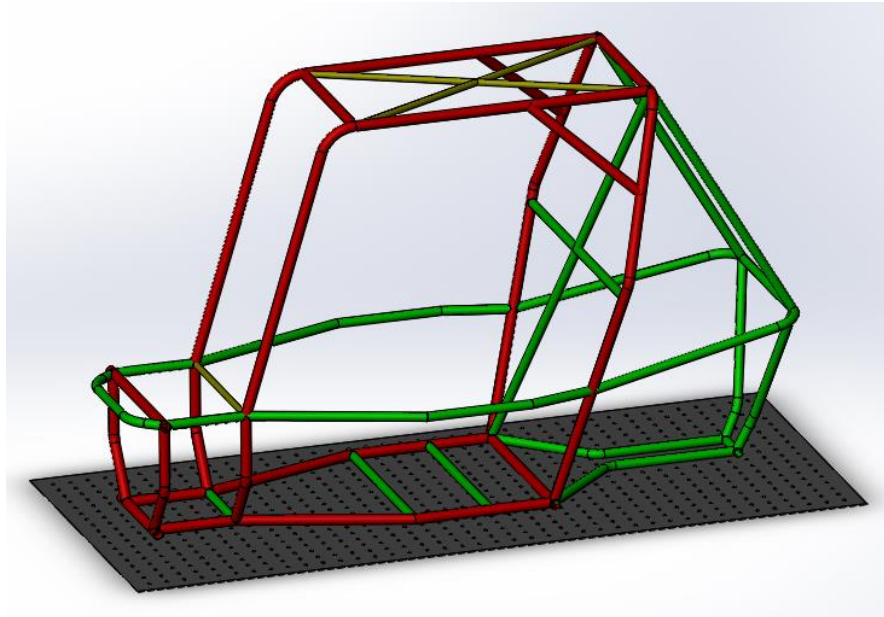


Figura 3.2 Vista isométrica del modelo del chasis junto con la lámina de la mesa de trabajo

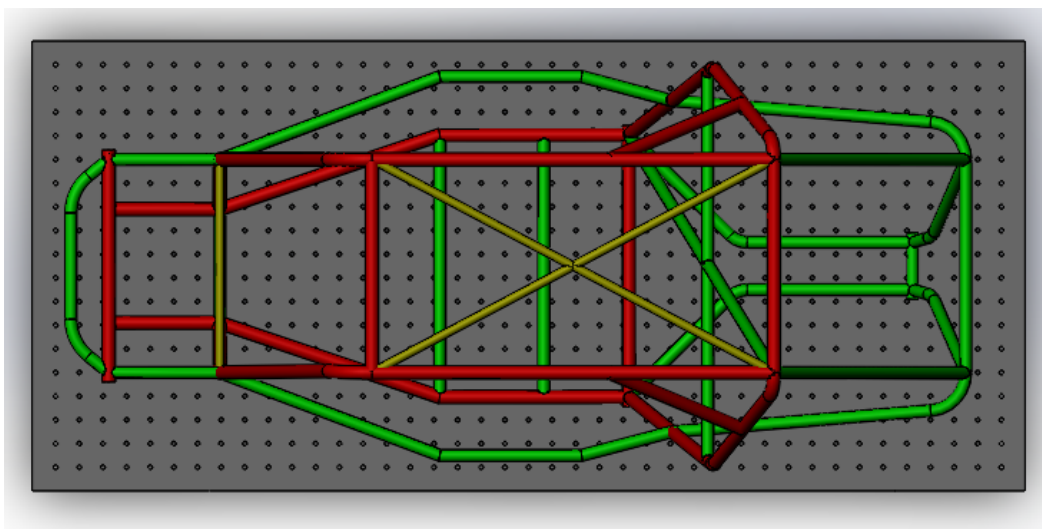


Figura 3.3 Vista superior del modelo del chasis junto con la lámina de la mesa de trabajo

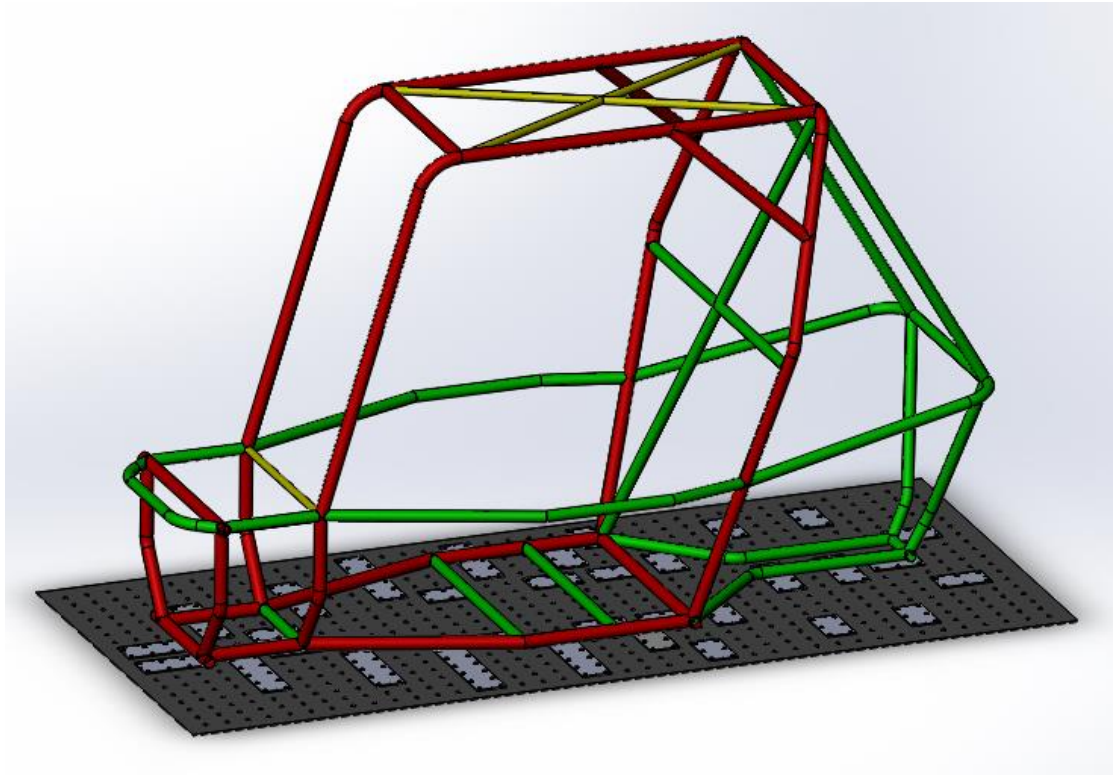


Figura 3.4 Vista isométrica del modelo del chasis junto con las bases de los escantillones

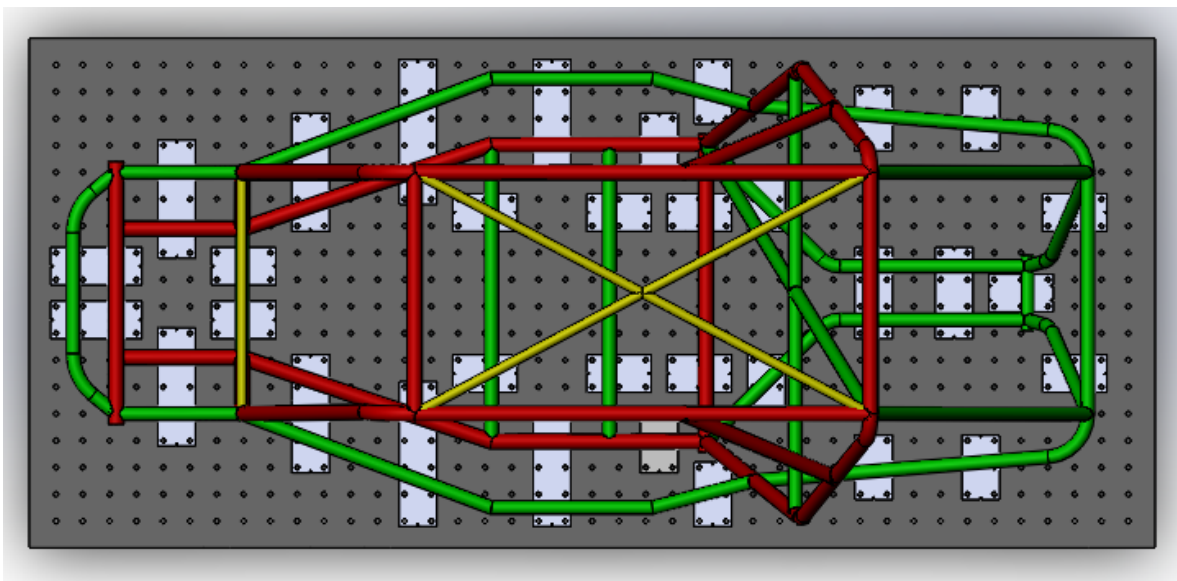


Figura 3.5 Vista superior del modelo del chasis junto con las bases de los escantillones

Con base en la experiencia del prototipo anterior, las siguientes mejoras fueron consideradas para el diseño de los escantillones del chasis del prototipo 2015:

- Diseñar geometrías que permitieran identificar fácilmente el escantillón así como su posición, haciendo cada par de escantillones único e inconfundible.
- Eliminar los acabados en punta, ya que estos aumentaban la posibilidad de lesiones en brazos, manos y cabeza.
- Disminuir la cantidad total de lámina a utilizar.
- En cuanto a las bases, implementar muescas que indicaran el centro de cada una de ellas, esto para localizar fácilmente el punto de unión con su respectivo escantillón y reducir de esta forma, el tiempo de manufactura del chasis.

Finalmente, se obtuvo el modelo y la geometría de los escantillones a utilizar para la construcción del chasis.

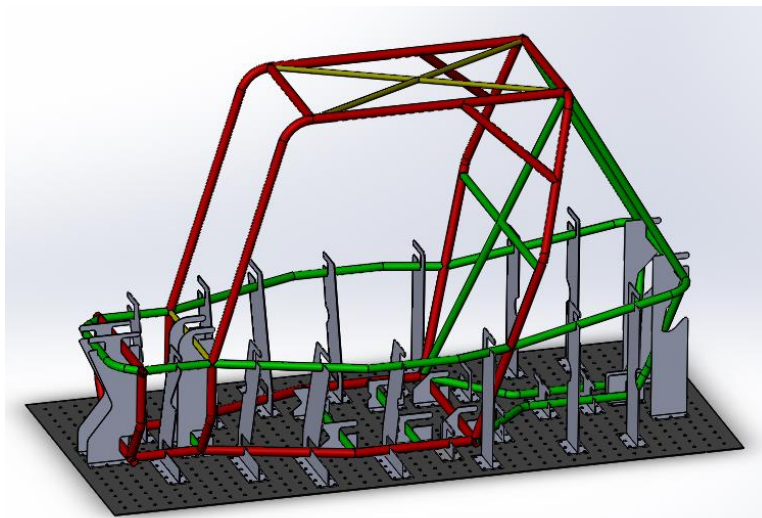


Figura 3.6 Vista isométrica del modelo del chasis junto con sus escantillones

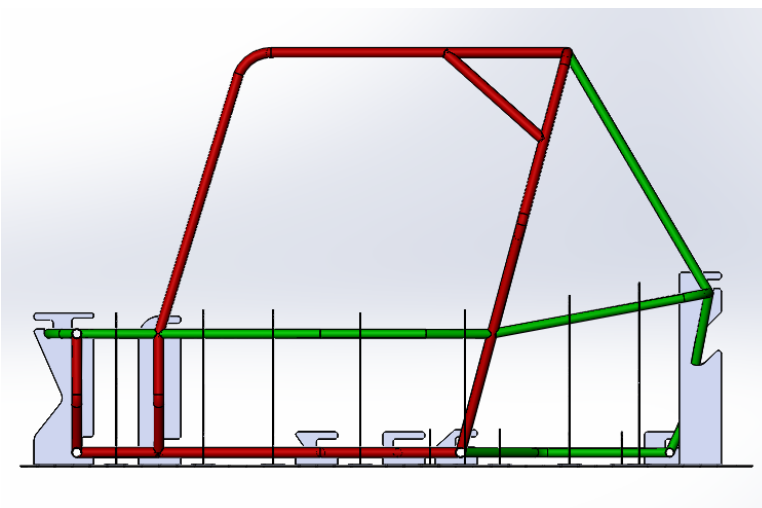


Figura 3.7 Vista lateral del modelo del chasis junto con sus escantillones

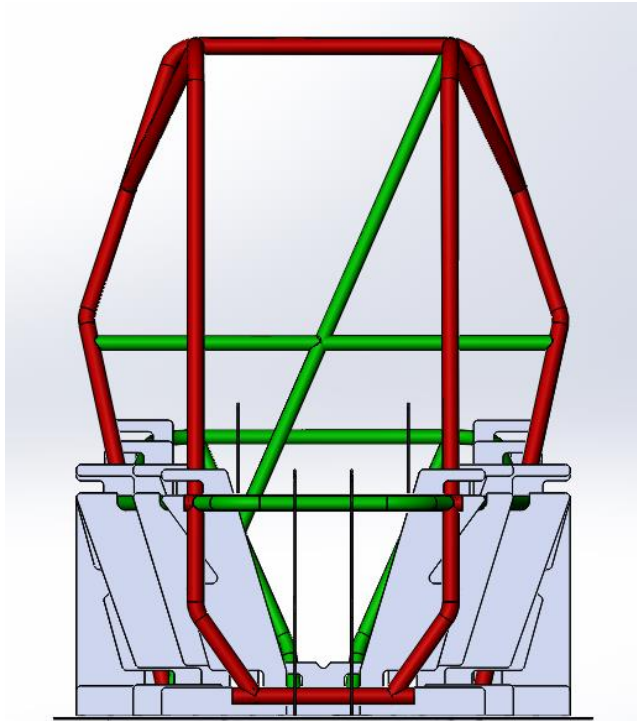


Figura 3.8 Vista frontal del modelo del chasis junto con sus escantillones

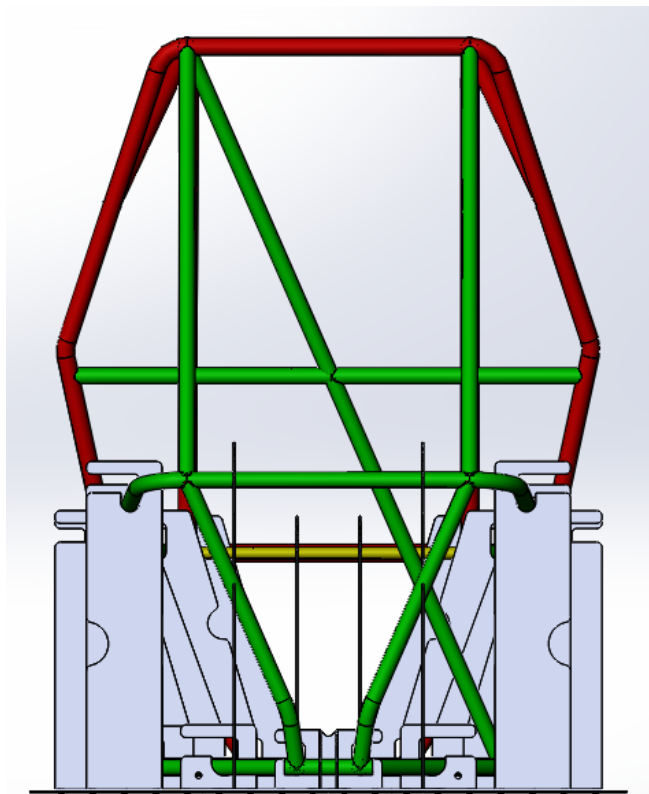


Figura 3.9 Vista trasera del modelo del chasis junto con sus escantillones

III.2 Manufactura de los escantillones

Debido a la precisión requerida en los escantillones del chasis, la manufactura de estos se realizó mediante corte láser.

El ensamble generado para asegurar que todas las piezas cabrían en una lámina de 3'x6' y el archivo con extensión *.dwg* necesario para el corte se muestran, respectivamente, en las siguientes imágenes.

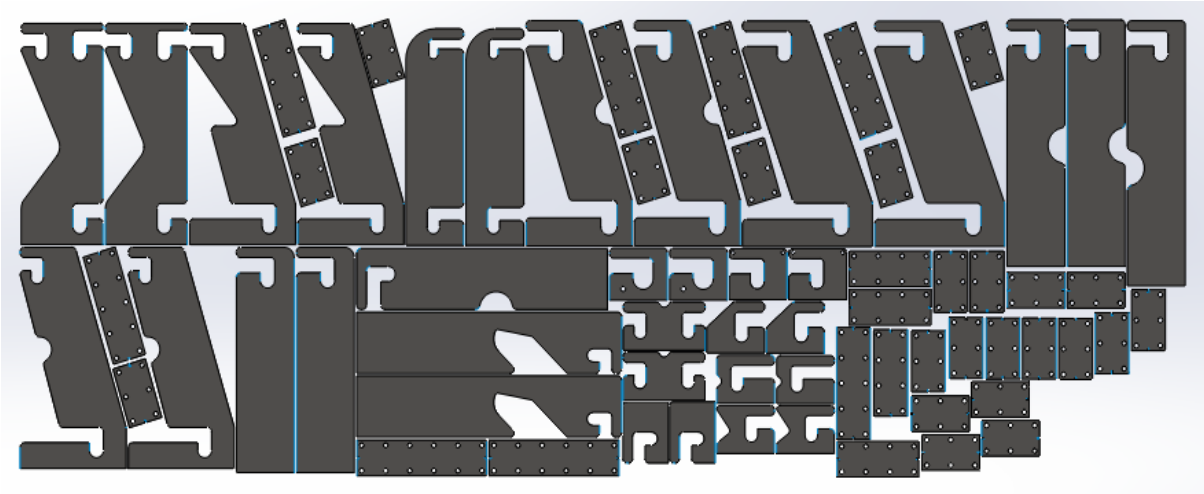


Figura 3.10 Ensamble de los escantillones del chasis junto con sus bases

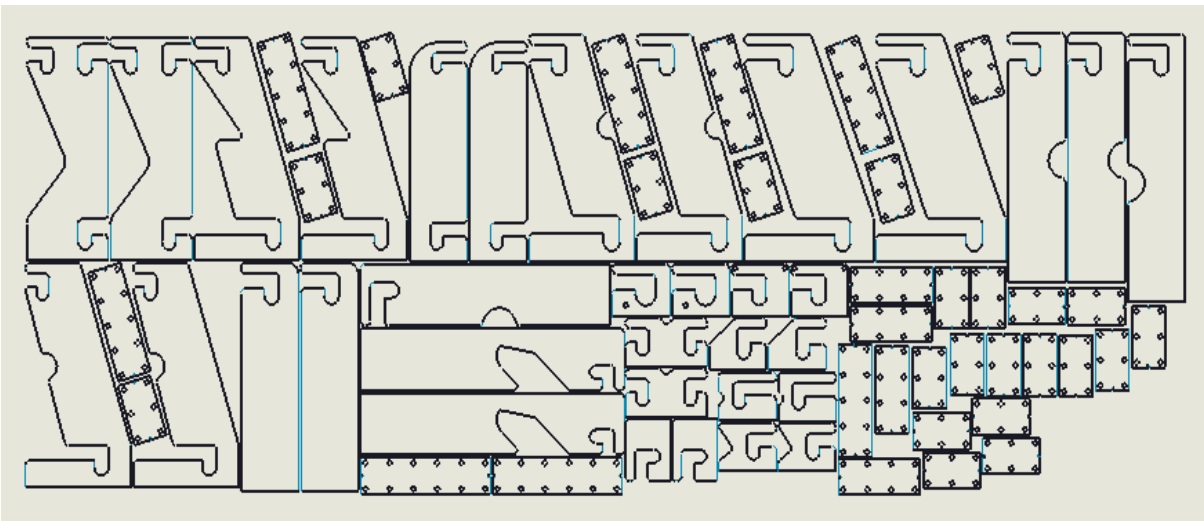


Figura 3.11 Vista del archivo *.dwg* generado para el corte de los escantillones

Una vez que se obtuvieron las piezas cortadas, se procedió a soldar cada uno de los escantillones con su base correspondiente.



Figura 3.12 Escantillones y sus bases

El método de soldadura MIG fue seleccionado para soldar los escantillones y también la estructura tubular, debido a que, en comparación con el método de soldadura de arco eléctrico con electrodo revestido (utilizado por última vez en la manufactura del chasis del prototipo 2013), ofrecía las siguientes ventajas:

- Superficie soldada libre de escoria, lo que redujo desde el prototipo anterior el tiempo de manufactura del chasis debido a que las labores de limpieza se simplificaron enormemente. Si bien es cierto que la manufactura del chasis resultaría prácticamente sin costo alguno debido al apoyo de diversas empresas, continuar utilizando el método de soldadura MIG ayudaría a mantener o incluso reducir el costo total de la estructura presentado en el reporte de costos exigido por SAE para cada competencia.
- Gran velocidad de avance, debido a que no es necesario interrumpir el proceso para cambiar de electrodo, lo que aumentó la productividad y disminuyó el riesgo de defectos en la soldadura.
- Mejor acabado superficial.
- Poca o nula capacitación requerida para soldadores con conocimientos previos en otros procesos.

III.3 Corte y dobleces de los miembros estructurales del chasis

Para reducir la cantidad de tubos y de soldadura total a utilizar en el chasis, se optó por implementar, al igual que en el chasis del prototipo 2014, dobleces en algunos de los miembros estructurales del mismo, lo que facilitaría la manufactura de la estructura tubular y ayudaría también a cumplir con los requerimientos mínimos de espacio establecidos en el reglamento y por los sistemas que conforman el vehículo.



Figura 3.13 Dobleces implementados en miembros estructurales del chasis

Con base en el modelo de la geometría del chasis se obtuvo la longitud total de cada uno de sus miembros estructurales para su corte, considerando además una longitud agregada que funcionaría como tolerancia en caso de que se presentase un error de manufactura y necesaria también para los dobleces y abocardados en algunos de los tubos. A continuación se presentan las especificaciones consideradas para el corte de cada uno de los miembros del chasis.

Tubo abocardado sin doblez	
Tubo abocardado con doblez	
Tubo recto	
Tubo primario	
Tubo secundario	
Tubo de refuerzo	

No. de tubo	Nombre	Longitud original	Long. con tolerancia	Tipo de tubo
1	FBM Derecho	1.75 [m]	2 [m]	
2	FBM Izquierdo	1.75 [m]	2 [m]	

3	SIM Derecho	1.25 [m]	1.75 [m]	
4	SIM Izquierdo	1.25 [m]	1.75 [m]	
5	LFS Derecho	1.12 [m]	1.4 [m]	
6	LFS Izquierdo	1.12 [m]	1.4 [m]	
7	USM Delantero	0.55 [m]	0.6 [m]	
8	USM Trasero	0.55 [m]	0.6 [m]	
9	Cinturón	1.81 [m]	2.3 [m]	
10	Pared de Fuego	2.95 [m]	4 [m]	
11	Tubo Inferior de la Pared de Fuego	0.55 [m]	0.65 [m]	
12	LDB	1.3 [m]	1.5 [m]	
13	LDB Derecho	0.41 [m]	0.5 [m]	
14	LDB Izquierdo	0.42 [m]	0.5 [m]	
15	Soporte RRH-FBM Derecho	0.4 [m]	0.5 [m]	
16	Soporte RRH-FBM Izquierdo	0.4 [m]	0.5 [m]	
17	Soporte LFS	0.24 [m]	0.3 [m]	
18	FLC Inferior	0.24 [m]	0.34 [m]	
19	Defensa	0.52 [m]	0.75 [m]	
20	FLC Superior	0.45 [m]	0.55 [m]	
21	Soporte SIM	0.45 [m]	0.5 [m]	
22	Refuerzo Derecho Delantero	0.58 [m]	0.7 [m]	
23	Refuerzo Derecho Trasero	0.47 [m]	0.6 [m]	
24	Refuerzo Izquierdo Delantero	0.58 [m]	0.7 [m]	
25	Refuerzo Izquierdo Trasero	0.47 [m]	0.6 [m]	
26	Cofre Derecho Delantero	0.38 [m]	0.55 [m]	
27	Cofre Izquierdo Delantero	0.38 [m]	0.55 [m]	
28	Cofre Derecho Trasero	0.38 [m]	0.55 [m]	
29	Cofre Izquierdo Trasero	0.38 [m]	0.55 [m]	
30	Pared-Unión Trasera Izquierda	0.69 [m]	1 [m]	
31	Pared-Unión Trasera Derecha	0.69 [m]	1 [m]	
32	Unión Trasera	0.1 [m]	0.2 [m]	
33	Cinturón-Unión Trasera Izquierda	0.51 [m]	0.75 [m]	
34	Cinturón-Unión Trasera Derecha	0.51 [m]	0.75 [m]	
35	Pared-Cinturón Derecho	0.8 [m]	1 [m]	
36	Pared-Cinturón Izquierdo	0.8 [m]	1 [m]	
37	LC	0.45 [m]	0.5 [m]	
38	Refuerzo Diagonal-Cruz Der.-Izq.	0.96 [m]	1.1 [m]	
39	Nodo Izquierdo Frontal-Refuerzo Diagonal	0.48 [m]	0.6 [m]	
40	Refuerzo Diagonal-Nodo Derecho Trasero	0.48 [m]	0.6 [m]	

Tabla 3.1 Especificaciones geométricas de los miembros estructurales del chasis

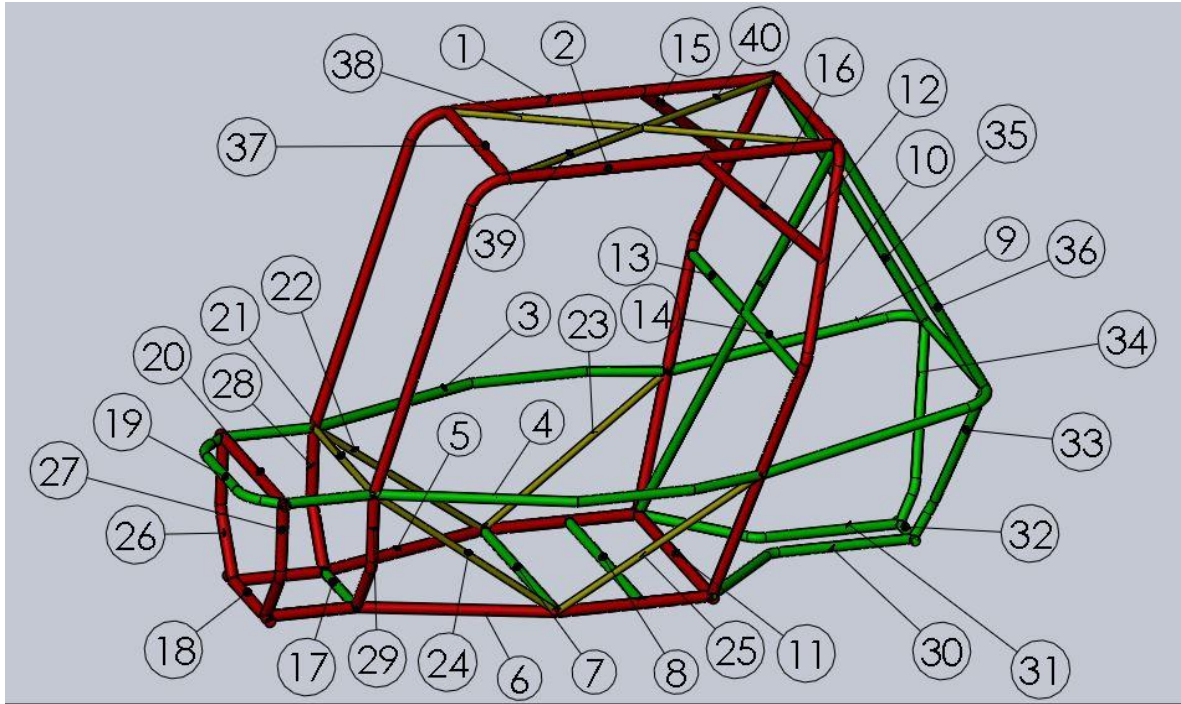


Figura 3.14 Numeración asignada a los miembros estructurales del chasis

Cantidad de tubos a cortar	Longitud	Tipo de tubo
2	2 [m]	Primario
2	1.4 [m]	Primario
1	4 [m]	Primario
1	0.65 [m]	Primario
3	0.5 [m]	Primario
1	0.34 [m]	Primario
5	0.55 [m]	Primario
2	1.75 [m]	Secundario
2	0.6 [m]	Secundario
1	2.3 [m]	Secundario
1	1.5 [m]	Secundario
2	0.5 [m]	Secundario
1	0.3 [m]	Secundario
1	0.75 [m]	Secundario
4	1 [m]	Secundario
1	0.2 [m]	Secundario
2	0.75 [m]	Secundario
1	0.5 [m]	Refuerzo

1	1.1 [m]	Refuerzo
2	0.7 [m]	Refuerzo
4	0.6 [m]	Refuerzo
Total: 40		

Tabla 3.2 Cantidad, longitud y tipo de tubos a cortar

III.4 Obtención de los abocardados de los tubos de la estructura tubular

Uno de los principales inconvenientes que se presentaron hasta la manufactura del chasis del prototipo 2014, fue la obtención de los abocardados requeridos en la mayoría de los miembros de la estructura, ya que estos se realizaban de manera “artesanal” mediante prueba y error, lo que generaba:

- Errores de manufactura
- Pérdida de material
- Aumento del tiempo de manufactura del chasis.

Para solucionar esto, se decidió obtener mediante herramientas CAD los abocardados de los tubos directamente del modelo de la geometría del chasis; de esta forma, se logró contar con una plantilla que mostraba la forma, posición y distancia entre abocardados, resolviendo la serie de problemas mencionados, por lo que esta técnica se retomó para la manufactura del chasis del prototipo 2015.



Figura 3.15 Proceso de obtención de las plantillas de los abocardados de los tubos del chasis



Figura 3.16 Implementación física de plantillas en la manufactura del chasis del prototipo 2015

III.5 Montaje de los escantillones

Soldados los escantillones con sus bases, se procedió a montar cada uno de ellos sobre la mesa de trabajo, atornillándolos a esta para fijarlos y evitando de esta forma, la presencia de desplazamientos o rotaciones que provocarían errores de manufactura en la estructura. Los escantillones se colocaron en la orientación y posición de acuerdo al modelo realizado en SolidWorks del chasis y los escantillones. En la imagen mostrada a continuación se observa el resultado del proceso de montaje una vez finalizado.



Figura 3.17 Montaje de los escantillones sobre la mesa de trabajo

III.6 Ensamble y unión de los miembros estructurales del chasis

Para el último paso de la manufactura del chasis del prototipo 2015 se procedió en primera instancia a realizar una propuesta del orden a seguir durante el proceso de ensamble y unión de los miembros estructurales, esto para contar con una guía de apoyo durante el proceso. El orden seleccionado es el que se muestra a continuación, en el cual se consideraron dos factores principales para su elaboración:

- Facilidad de manufactura con base en los escantillones diseñados
- Evitar posibles errores de manufactura

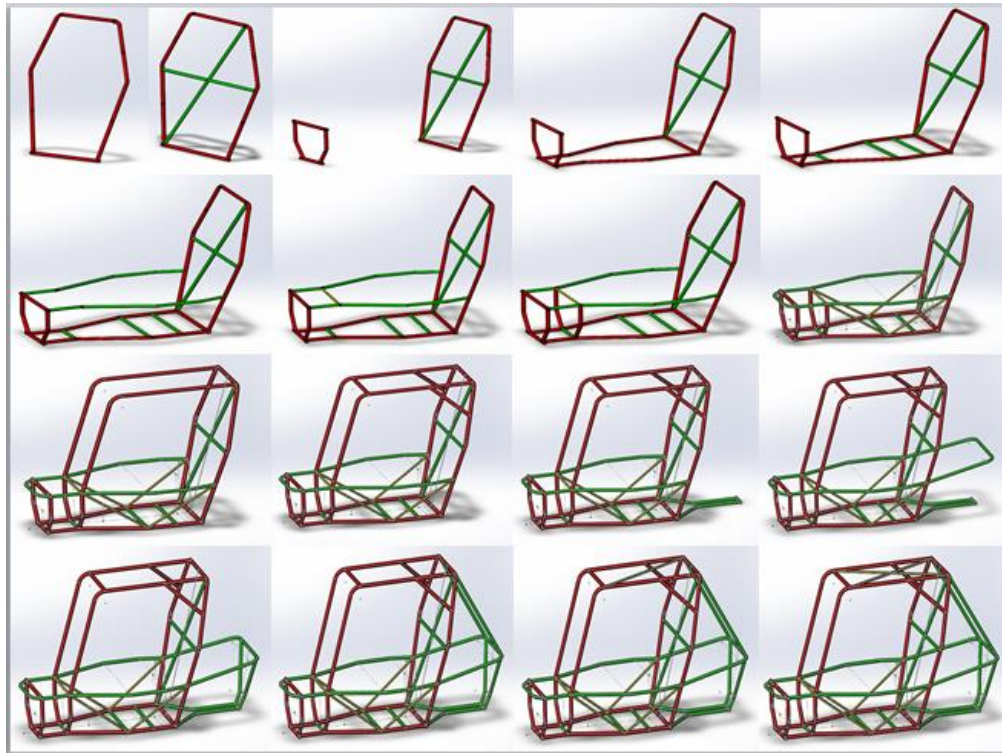


Figura 3.18 Proceso de ensamble y unión a seguir en el chasis

Debido a que podrían presentarse errores de manufactura derivados de un mal proceso de doblado de los miembros del chasis que así lo requirieran, se optó por realizar los abocardados de estos tubos hasta este punto para asegurar su correcta posición y alineación.

Finalmente, se procedió a montar los miembros estructurales del chasis sobre los escantillones y soldarlos con base en el orden mostrado, realizando los ajustes y acabados necesarios para cumplir con las especificaciones geométricas del chasis. Las siguientes imágenes muestran parte del proceso mencionado, así como la estructura tubular una vez concluida la etapa de manufactura.



Figura 3.19 Montaje de los LFS del chasis



Figura 3.20 Montaje de los SIM de la estructura sobre los escantillones



Figura 3.21 Unión de uno de los FBM_{UP} con la pared de fuego y los SIM



Figura 3.22 Finalización del proceso de soldadura del chasis



Figura 3.23 Chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2015

IV. EVALUACIÓN DEL CHASIS DEL PROTOTIPO 2015

Terminada la construcción del chasis, se procedió a examinar la estructura para su validación, así como para evaluar también la manufactura del mismo. Dicha evaluación se dividió en tres rubros para su análisis:

- Evaluación de la exactitud de manufactura conseguida en la estructura
- Evaluación de la soldadura del chasis
- Cumplimiento de requerimientos con base en el reglamento BAJA SAE 2015

IV.1 Exactitud de manufactura

La desviación máxima permisible respecto al modelo digital del chasis se estableció en 5 [mm] y en 2 [mm] para los miembros que funcionarían como puntos de anclaje de la suspensión delantera y trasera, debido a la enorme repercusión de estos sobre el comportamiento dinámico del vehículo.

Estos valores se establecieron para asegurar el correcto montaje de los componentes de cada sistema de acuerdo a las especificaciones dadas por las coordinaciones que integran el vehículo y tras evaluar, en el caso de chasis, la desviación máxima permisible en el habitáculo principal que no afectaría en el cumplimiento de los espacios libres mínimos requeridos para el piloto por reglamento.

El resumen de requerimientos se presenta en la siguiente tabla:

Sistema	Desviación máxima permisible
Body	5 [mm]
Habitáculo principal del chasis	5 [mm]
Masas no suspendidas	3 [mm]
Tren motriz	3 [mm]
Suspensión delantera	2 [mm]
Suspensión trasera	2 [mm]

Tabla 4.1 Desviación máxima permisible por sistema

Para cumplir con esto, se tomaron una serie de medidas que han sido mencionadas anteriormente:

- Diseñar escantillones para mantener los tubos del chasis en su posición y altura correspondiente.

- Realizar la manufactura del chasis sobre una mesa de trabajo que permitiera fijar los escantillones en ella.
- Obtener las plantillas de los abocardados de los tubos directamente del modelo digital del chasis.

A pesar de que durante todo el proceso de manufactura se vigiló el desarrollo de la estructura para que se ajustara al diseño, se encontraron los siguientes resultados tras finalizar la evaluación:

Sistema	Desviación máxima encontrada
Body	0 [mm]
Habitáculo principal del chasis	3 [mm]
Masas no suspendidas	2 [mm]
Tren motriz	1 [mm]
Suspensión delantera	2 [mm]
Suspensión trasera	2 [mm]

Tabla 4.2 Desviación máxima encontrada por sistema

Las desviaciones halladas estuvieron dentro de los valores pre-establecidos, aunque en el límite en el caso del sistema de suspensión.

Sistema	Desviación máxima permisible	Desviación máxima encontrada
Body	5 [mm]	0 [mm]
Habitáculo principal del chasis	5 [mm]	3 [mm]
Masas no suspendidas	3 [mm]	2 [mm]
Tren motriz	3 [mm]	1 [mm]
Suspensión delantera	2 [mm]	2 [mm]
Suspensión trasera	2 [mm]	2 [mm]

Tabla 4.3 Comparación entre la desviación máxima permisible y la máxima encontrada

En uno de los SIM de la estructura se detectó que el dobléz cercano a los RRH presentaba una apertura mayor en 2° respecto al mismo dobléz del SIM del lado contrario, si bien es cierto que contribuyó en gran medida a que se presentase la desviación de 3 [mm] en el habitáculo principal del chasis se toleró su existencia ya que el valor de desviación encontrado en esta zona no rebasó el valor previamente fijado.

La exactitud de manufactura se dio por satisfactoria; las recomendaciones para su mejora se abordarán en el capítulo V.

IV.2 Soldadura del chasis

Las pruebas de soldadura del chasis se realizaron utilizando el método de soldadura MIG, en el caso de la prueba destructiva (figura 4.1) se indujo una falla por flexión, mientras que en el caso de la prueba de inspección destructiva (figura 4.2) se utilizó una sierra cinta para realizar su corte transversal.

Debido a que la evaluación de la soldadura del chasis se realiza durante competencia con base en las pruebas de soldadura solicitadas en la inspección técnica, se optó por seguir un procedimiento de evaluación semejante presentando las pruebas de soldadura del chasis del prototipo 2015 para su revisión al Ing. Miguel Marmolejo Trujillo, juez en la competencia nacional BAJA SAE México en el año 2012 e integrante del equipo PUMACEJ de la Facultad de Ingeniería en el año de 1997.

Al mismo tiempo, las uniones soldadas del chasis fueron evaluadas por personal de la empresa INFRA, evaluación que concluyó que la soldadura realizada sobre la estructura no presentaba ningún tipo de discontinuidad.

Las pruebas de soldadura fueron aceptadas, por lo que la evaluación de la soldadura del chasis se consideró satisfactoria.



Figura 4.1 Prueba destructiva de soldadura



Figura 4.2 Prueba de inspección destructiva

IV.3 Cumplimiento de requerimientos con base en el reglamento BAJA SAE 2015

Además de la evaluación de soldadura y material de construcción del chasis, una de las pruebas que se realiza durante la inspección técnica del vehículo es un escrutinio estático al chasis para verificar que cumpla con todos los requerimientos de reglamento, tales como:

- Miembros estructurales mínimos (SIM, RRH, FBM, etc.)
- Configuración Front y/o Rear Bracing
- Uso de geometrías válidas en los miembros estructurales del chasis
- Espacios libres mínimos para el piloto, etc.

Para llevar a cabo esta evaluación se contó de nuevo con el apoyo del Ing. Miguel Marmolejo Trujillo; el chasis superó la revisión técnica a excepción de poder realizar físicamente la prueba con el Template debido a que no se contaba con la plantilla utilizada por los inspectores de la competencia, por lo cual se simuló esta prueba utilizando la geometría del Template especificada en el reglamento como base para evaluar la altura mínima requerida para el chasis y la correcta posición del doblés en los FBM del mismo.



Figura 4.3 Template utilizado por los jueces de la competencia

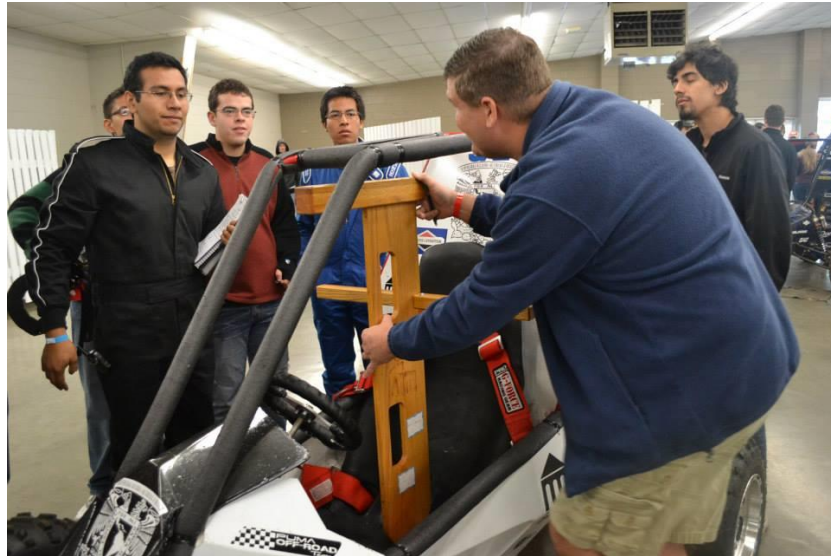


Figura 4.4 Prueba con el Template al chasis del prototipo 2013

Section	Rule	Test	TI	Failed Items	Re-check
Roll Cage - Geometry (Section 2)					
RR.3.0	Members in the FRB system must not exceed 1015mm (40in) in unsupported length.	✓			
RR.3.0	Projected to elevation view, roll hoop bracing triangulation angles must be at least 20°.	✓			
RR.3.0.1	If front roll hoop bracing is used, it must connect FRMup, LFS, and SIM.	✓			
RR.3.0.2	If rear roll hoop bracing is used, it must attach within 127mm (5in) of point B, and 51mm (2in) of point S and A.	✓			
RR.3.0.2	If rear roll hoop bracing is used, the rear bracing structural triangles must not be angled more than 20 degrees from the vehicle centerline in the plan view.	✓			
RR.3.0.2	If rear bracing is used, there must be a structural triangle connecting point B to either point A or S. The aft vertex of the structural triangle must also be connected to whichever point A or S is not part of the structural triangle (this member is exempt from the maximum 20 degree bend rule). The aft vertex must be joined by an LC.	✓			
RR.3.2	RHD must be +1041mm (41in) above driver seat; LC at point C must be +305mm (12in) forward of seat back; and RRH must be +737mm (29in) wide at 886mm (27in) above seat. All dimensions are with respect to the template in RCS.	✓			
RR.3.3	The side impact members shall run between 203mm (8in) and 356mm (14in) above the lowest point of the seat in contact with the driver.	✓			
RR.3.4	The USM shall pass directly below the driver where the template contacts the seat bottom.	✓			
RR.3.10.4	All butt joints are reinforced with an internal sleeve and exhibit at least 101.5mm (4in) greater distance of weld bead.	✓			
RR.5	Bolted roll cage meets specifications. No pin joints.	✓			
Roll Cage - Driver Clearance					
RR.2 RR.2.1	The roll cage is large enough for the largest driver. The driver's helmet will be at least 102mm (5in) away from a straight-edge applied to any two places on the structure.	✓			
RR.2	The driver's torso, knees, shoulders, elbows, hands, and arms must have 75mm (3in) of clearance to the outside structure of the cockpit, less the roll cage padding.	✓			
RR.2	The driver's feet must be completely within the roll cage.	✓			
RR.2.0	If the tube between the front LC connecting the two SIM members (points SF, L, and R) is below the driver's toes, an additional bar will be needed above the driver's toes.	✓			
RR.6	The roll cage PROTECTS the driver as intended. No tubes showing any cracks or deformation. Final judgment will rest with National Technical Inspectors.	✓			

PRINT SINGLE SIDED - DO NOT STAPLE Vehicle Number: _____ 2/14/2015 Rev. 1 - Page 4 of 12

Figura 4.5 Resultado del escrutinio estático realizado al chasis del prototipo 2015

V. RECOMENDACIONES DE DISEÑO Y MANUFACTURA PARA PROTOTIPOS FUTUROS

En el diseño y construcción de este tipo de estructura siempre existirán oportunidades de mejora, este capítulo está dedicado a presentar una serie de recomendaciones tanto de diseño como de manufactura para el desarrollo del chasis de los próximos prototipos BAJA SAE.

V.1 Recomendaciones de diseño

- Para volver más simple la geometría de los SIM, los RRH de la pared de fuego podrían mantenerse paralelos hasta unirse con los LFS, de esta forma se eliminarían los dobleces laterales sin que el espacio para el piloto se cierre bruscamente en la cabina y se incumpla con las 3 pulgadas de espacio libre requeridas por reglamento.
- Los dobleces en la parte media de los LFS podrían eliminarse también al aplicar la recomendación anterior, ya que estos dobleces fueron implementados para facilitar el manejo del asiento del vehículo y, principalmente, para conservar el espacio (al igual que los dobleces de los SIM) en la parte inferior más baja del chasis, condiciones que se cumplirían con la nueva configuración.
- Se podrían añadir miembros de refuerzo que unan los RRH con los SIM, utilizando una configuración semejante a la de los miembros que van de los FBM_{UP} a los RRH del diseño actual.
- La geometría de los tubos que unen el miembro medio de la configuración Rear Bracing con el LC de los RRH y los LFS podría modificarse para contar solamente con dos tubos (uno a cada lado) que cumplan con la misma función.
- Si bien es cierto que el miembro medio de la configuración Rear Bracing no presenta problemas con la CVT del vehículo debido a la tolerancia dada, podría diseñarse una geometría que deje completamente libre esta área.
- Gracias al cambio a elementos primarios de los LFS en el reglamento 2015, los FBM_{LOW} junto con los LFS podrían formar un solo miembro que vaya desde los RRH hasta el FLC_{UP} por ambos lados del chasis, siempre y cuando la geométrica de la suspensión delantera del vehículo lo permita.
- Se recomienda mantener los FBM paralelos entre sí para no afectar el espacio de visibilidad del piloto durante el manejo del vehículo.

- Contar con estructuras cada vez más ligeras depende en gran medida de la correcta selección de los materiales para la construcción del chasis, para esta selección se recomienda como una de las posibles referencias el apartado II.10 de esta tesis, el cual trata del proceso seguido en la selección de los materiales utilizados en el chasis del prototipo 2015.



Figura 5.1 Chasis desarrollados por el equipo PUMA OFF-ROAD de 2012 a 2014

V.2 Recomendaciones de manufactura

- Se requiere diseñar y construir una nueva mesa de trabajo ya que la existente presenta variaciones de nivel de hasta 3°.
- Se sugiere que en el diseño de los escantillones se contemplen espacios destinados a incluir espárragos que unan un escantillón con otro, esto para brindarles mayor rigidez y evitar que tiendan a pandearse, disminuyendo la posibilidad de errores de manufactura derivados de la posición incorrecta de los tubos debido a este pandeo.
- Realizar evaluaciones de manufactura antes y después de unir cada uno de los miembros del chasis para corroborar que la geometría se ajuste al diseño.

-
- Se recomienda mantener los dobleces de los tubos del chasis en un solo plano por facilidad de manufactura, así como realizar estos dobleces con un proveedor especializado para reducir al mínimo la presencia de errores de manufactura generados por un mal proceso de doblado.
 - Se recomienda el uso de un notcher para la obtención de los abocardados de los miembros del chasis, lo que contribuiría a volver este proceso más eficiente y a reducir el tiempo de manufactura del chasis.



Figura 5.2 Notcher utilizado para la obtención de abocardados [21]

CONCLUSIONES

En esta tesis se presentó el trabajo realizado en el diseño y construcción del chasis del prototipo de un vehículo todo terreno dentro del proyecto BAJA SAE UNAM 2015, proyecto que brinda un refuerzo invaluable en la formación de los estudiantes de la Facultad de Ingeniería al introducirlos al mundo real de los proyectos de ingeniería, sometiéndolos a una serie de desafíos que ponen a prueba y desarrollan, al mismo tiempo, sus conocimientos y habilidades. El proceso de diseño y manufactura mostrados en este trabajo servirán sin duda alguna como punto de referencia y guía de apoyo para el diseño y construcción de prototipos futuros, objetivo principal de esta tesis.

Respecto a los objetivos de diseño y manufactura planteados al inicio, se consiguió diseñar un chasis que cumpliera con los requerimientos mínimos establecidos en el reglamento BAJA SAE 2015, manteniendo la visibilidad y espacio para los pilotos logrados en el diseño anterior. Se consiguió cumplir con los requerimientos de espacio y dimensiones solicitados por cada uno de los sistemas y mejorar la característica del chasis del prototipo 2014 de permitir un rápido montaje y desmontaje de los componentes que conforman el vehículo para su fácil mantenimiento y/o arreglo, gracias al rediseño de la geometría y a la adecuada redistribución de los miembros estructurales del chasis.

En el aspecto de confiabilidad y seguridad, se logró aumentar la rigidez torsional del chasis un 43.26% con un incremento en el peso total de la estructura de 0.784 [Kg], el cual representa un 3.15% más respecto al peso del chasis del prototipo anterior. Este incremento se debió principalmente al peso agregado por los miembros de refuerzo implementados en este diseño (1.58 [Kg]), así como al incremento en un 20.37% de la longitud total de tubo primario utilizado debido al cambio a elementos primarios de los LFS, a pesar de la reducción de la longitud de tubo secundario en un 23%.

Mediante la optimización de los procesos de manufactura y de las herramientas CAD utilizadas en la construcción del chasis, se consiguió reducir el tiempo de manufactura del mismo en un 8%.

Dicho lo anterior y con base en los resultados obtenidos en este trabajo, se concluye que los objetivos planteados para esta tesis fueron cubiertos y se cumplieron en su totalidad.

BIBLIOGRAFÍA

1. Biteman Brooks (2013), BAJA SAE FRAME DESIGN, College of Engineering and Applied Science, University of Cincinnati.
2. Nagurbabu Noorbhasha (2010), COMPUTACIONAL ANALYSIS FOR IMPROVED DESIGN OF AN SAE BAJA FRAME STRUCTURE, Department of Mechanical Engineering, University of Nevada, Las Vegas.
3. Ayala Vargas Ismael Ignacio (2011), DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS TUBULAR PARA EL PROYECTO “FÓRMULA SAE UNAM”, Facultad de Ingeniería, UNAM.
4. Thompson L., Lampert K., Law H., (1998), DESIGN OF A TWIST FIXTURE TO MEASURE THE TORSIONAL STIFFNESS OF A WINSTON CUP CHASSIS, SAE Technical Paper 983054.
5. Milliken, W. F. (1995), RACE CAR VEHICLES DYNAMICS, SAE Publications.
6. Reimpell, J. (2001), THE AUTOMOTIVE CHASSIS: ENGINEERING PRINCIPLES, Butterworth Heinemann.
7. Askeland, Donald R. (2000), THE SCIENCE AND ENGINEERING OF MATERIALS, International Thomson Editores.
8. 2015 BAJA SAE RULES.
<http://students.sae.org/cds/bajasae/rules/>
9. MatWeb: Material Property Data.
<http://www.matweb.com/>
10. ESTRUCTURAS PORTANTES.
<http://puentes.galeon.com/librodetexto/textobook2c2.htm>
(Agosto de 2015)
11. Rigidez Torsional.
<http://www.km77.com/glosario/r/rigitors.asp>
(Agosto de 2015)
12. Chassis Stiffness.
<http://store.automotiveplus.com.au/blog/61415/project-nb---chassis-stiffness.html>
(Agosto de 2015)

-
13. Crash Tests.
<http://www.autoblog.com/2012/12/20/iihs-subjects-midsizers-to-tough-new-impact-test-finds-fault-wi/> (Agosto de 2015)
 14. Resistencia de Materiales.
<http://resistenciadematerialesmjhm.blogspot.mx/>
(Agosto de 2015)
 15. Chassis.
<http://www.ctrgroup.ca/index.php/productshome/automotive-and-light-truck-parts-2/product/17-chassis>
(Agosto de 2015)
 16. Tipos de Chasis.
<http://jeroitim.blogspot.mx/2012/05/v-behaviorurldefaultvmlo.html>
(Agosto de 2015)
 17. Chasis Multitubular.
<http://www.mercadoracing.org/59/584173/chasis-para-buggy-o-formula-tt.html>
(Agosto de 2015)
 18. Chasis de Estructura Espacial.
<http://www.holzracingproducts.com/gallery/rzr-xp-900-bitd-desert-racer-build/>
(Agosto de 2015)
 19. Monocasco.
<http://www.motortrend.com/news/2015-lamborghini-huracan-18-things-you-didnt-know/>
(Agosto de 2015)
 20. Volumen de un Cilindro Hueco.
<http://i.imgur.com/V2ocQRD.png>
(Septiembre de 2015)
 21. Notcher.
<http://www.homemadetools.net/forum/tube-notcher-bike-lift-quick-look-1325>
(Noviembre de 2015)

ANEXOS

Lista de figuras

Figura ii.1 Equipo PUMACEJ 1997	8
Figura ii.2 Presentación del prototipo <i>Haspeed</i>	8
Figura ii.3 Equipo Puma Off-Road 2012	9
Figura ii.4 Equipo Puma Off-Road 2013	10
Figura ii.5 Equipo Puma Off-Road 2014	10
Figura ii.6 Reconocimientos obtenidos en la edición 2014 de BAJA SAE MÉXICO	11
Figura ii.7 Equipo Puma Off-Road 2015	11
Figura ii.8 Vehículos desarrollados por el equipo Puma Off-Road desde 2012	12
Figura 1.1 Ejemplo de barra sometida a torsión	13
Figura 1.2 Banco de pruebas utilizado para la prueba de rigidez torsional	15
Figura 1.3 Prueba de impacto física y utilizando el MEF	16
Figura 1.4 Ejemplo de viga sometida a flexión	16
Figura 1.5 Representación del conjunto de sistemas conocido como “chassis”	17
Figura 1.6 Chasis tipo escalera	18
Figura 1.7 Chasis multitubular	19
Figura 1.8 Chasis de estructura espacial	20
Figura 1.9 Ejemplos de monocasco	21
Figura 1.10 Miembros estructurales del chasis	22
Figura 1.11 Especificaciones de la pared de fuego	24
Figura 1.12 Especificaciones de los LDB	25
Figura 1.13 Especificaciones de los RHO	26
Figura 1.14 Especificaciones de los FBM	27
Figura 1.15 Especificaciones de la configuración Front Bracing	28

Figura 1.16 Especificaciones de la configuración Rear Bracing	29
Figura 1.17 Tercer vértice de la configuración Rear Bracing	30
Figura 1.18 Especificaciones del anclaje delantero	31
Figura 1.19 Especificaciones del anclaje trasero	31
Figura 1.20 Ejemplo de prueba a 90 grados	34
Figura 1.21 Pruebas destructivas de soldadura no válidas	35
Figura 1.22 Prueba destructiva de soldadura válida	35
Figura 1.23 Ejemplo de prueba de inspección destructiva	36
Figura 1.24 Pruebas de inspección destructiva no válidas	36
Figura 1.25 Pruebas de inspección destructiva válidas	37
Figura 2.1 Inspección técnica superada durante la competencia nacional de 2014	39
Figura 2.2 Volcadura del vehículo durante la competencia nacional de 2014	40
Figura 2.3 Geometría final del chasis del prototipo 2014	41
Figura 2.4 Primera propuesta de geometría del chasis	41
Figura 2.5 Modelo de la primera propuesta de geometría	42
Figura 2.6 Modelo de la segunda propuesta de geometría	44
Figura 2.7 Modelo de la tercera propuesta de geometría	45
Figura 2.8 Vista lateral de la tercera propuesta de geometría	46
Figura 2.9 Cuarta propuesta de geometría	47
Figura 2.10 Vista lateral de la cuarta propuesta de geometría	47
Figura 2.11 Comparación entre la tercera y cuarta propuesta de geometría	48
Figura 2.12 Vista lateral de la tercera y cuarta propuesta de geometría	48
Figura 2.13 Quinta propuesta de geometría	49
Figura 2.14 Modelo de la geometría final del chasis	49
Figura 2.15 Volumen de un cilindro hueco	52

Figura 2.16 Modelo del chasis sin refuerzos	68
Figura 2.17 Modelo del chasis con una diagonal de refuerzo	68
Figura 2.18 Modelo del chasis con una cruz de refuerzo	69
Figura 2.19 Modelo del chasis con refuerzos laterales de los SIM a los LFS	69
Figura 2.20 Modelo del chasis con refuerzos laterales y una diagonal entre los FBM _{UP}	69
Figura 2.21 Modelo del chasis con refuerzos laterales y una cruz entre los FBM _{UP}	70
Figura 2.22 Datos requeridos para el análisis de rigidez torsional del chasis	77
Figura 2.23 Resultados de la simulación para encontrar el desplazamiento máximo	78
Figura 3.1 Escantillones del chasis del prototipo 2014	79
Figura 3.2 Vista isométrica del modelo del chasis junto con la lámina de la mesa de trabajo	80
Figura 3.3 Vista superior del modelo del chasis junto con la lámina de la mesa de trabajo	80
Figura 3.4 Vista isométrica del modelo del chasis junto con las bases de los escantillones	81
Figura 3.5 Vista superior del modelo del chasis junto con las bases de los escantillones	81
Figura 3.6 Vista isométrica del modelo del chasis junto con sus escantillones	82
Figura 3.7 Vista lateral del modelo del chasis junto con sus escantillones	82
Figura 3.8 Vista frontal del modelo del chasis junto con sus escantillones	83
Figura 3.9 Vista trasera del modelo del chasis junto con sus escantillones	83
Figura 3.10 Ensamble de los escantillones del chasis junto con sus bases	84
Figura 3.11 Vista del archivo .dwg generado para el corte de los escantillones	84
Figura 3.12 Escantillones y sus bases	85
Figura 3.13 Dobleces implementados en miembros estructurales del chasis	86
Figura 3.14 Numeración asignada a los miembros estructurales del chasis	88
Figura 3.15 Proceso de obtención de las plantillas de los abocardados de los tubos del chasis	89
Figura 3.16 Implementación física de plantillas en la manufactura del chasis del prototipo 2015 ..	90
Figura 3.17 Montaje de los escantillones sobre la mesa de trabajo	90

Figura 3.18 Proceso de ensamble y unión a seguir en el chasis	91
Figura 3.19 Montaje de los LFS del chasis	92
Figura 3.20 Montaje de los SIM de la estructura sobre los escantillones	92
Figura 3.21 Unión de uno de los FBM _{UP} con la pared de fuego y los SIM	93
Figura 3.22 Finalización del proceso de soldadura del chasis	93
Figura 3.23 Chasis del prototipo BAJA SAE UNAM 2015	94
Figura 4.1 Prueba destructiva de soldadura	97
Figura 4.2 Prueba de inspección destructiva	97
Figura 4.3 Template utilizado por los jueces de la competencia	98
Figura 4.4 Prueba con el Template al chasis del prototipo 2013	99
Figura 4.5 Resultado del escrutinio estático realizado al chasis del prototipo 2015	99
Figura 5.1 Chasis desarrollados por el equipo PUMA OFF-ROAD de 2012 a 2014	101
Figura 5.2 Notcher utilizado para la obtención de abocardados	102

Lista de tablas

Tabla 1.1 Rigidez torsional de diferentes modelos de automóviles	14
Tabla 2.1 Valores de Bending Stiffness y Bending Strength requeridos	52
Tabla 2.2 Bending Stiffness, Bending Strength y Masa con base en la norma ASTM A513 T-2	53
Tabla 2.3 Geometrías con mejor relación masa-longitud con base en la norma ASTM A513 T-2 ...	54
Tabla 2.4 Geometrías complementarias analizadas	54
Tabla 2.5 Geometrías con mejor relación masa-longitud	55
Tabla 2.6 Análisis de la propuesta de geometría para los elementos primarios	60
Tabla 2.7 Comparación con el tubular de los elementos primarios del prototipo anterior	60
Tabla 2.8 Análisis del tubular de los elementos secundarios del chasis	61
Tabla 2.9 Comparación con el tubular de los elementos secundarios del prototipo anterior	62
Tabla 2.10 Geometrías de los tubos de refuerzo y su masa con base en la norma ASTM A513 T-2	64
Tabla 2.11 Geometrías de los tubos de refuerzo con mejor relación masa-longitud	64
Tabla 2.12 Análisis del tubular de los miembros de refuerzo	66
Tabla 2.13 Análisis de la estructura tubular	66
Tabla 2.14 Análisis del peso de la estructura tubular	66
Tabla 2.15 Análisis del volumen de la estructura tubular	67
Tabla 2.16 Análisis de la longitud de tubo utilizado en la estructura tubular	67
Tabla 2.17 Comparación entre el peso de la estructura tubular del prototipo 2014 y 2015	67
Tabla 2.18 Resultados del análisis de impacto frontal	75
Tabla 2.19 Resultados del análisis de impacto trasero	75
Tabla 2.20 Resultados del análisis de impacto lateral	76
Tabla 2.21 Resultados del análisis de impacto superior	76
Tabla 3.1 Especificaciones geométricas de los miembros estructurales del chasis	87
Tabla 3.2 Cantidad, longitud y tipo de tubos a cortar	89

Tabla 4.1 Desviación máxima permisible por sistema	95
Tabla 4.2 Desviación máxima encontrada por sistema	96
Tabla 4.3 Comparación entra la desviación máxima permisible y la máxima encontrada	96

Lista de documentos

Pre-check de la geometría del chasis del prototipo 2015	112
Pre-check de la documentación del chasis del prototipo 2015	118
Reporte de costos del chasis del prototipo 2015	124

BajaSAE Frame Design Pre-Check

Roll Cage Geometry Drawings

School Name:	Universidad Nacional Autónoma de México
Team Name:	Puma Off-Road Team

Instructions

On the following pages, insert engineering drawings (CAD renderings, etc.) of your frame in the following standard views:

1. Front
2. Side
3. Top
4. Isometric

The drawings should note the following items:

- Callouts indicating the material that is used in the frame
- The major dimensions and angles required to meet the frame rules in B8.3. This includes the driver's seat bottom so that the SIM height, the RRH width, and the RHO LC (point C) can clearly be defined.

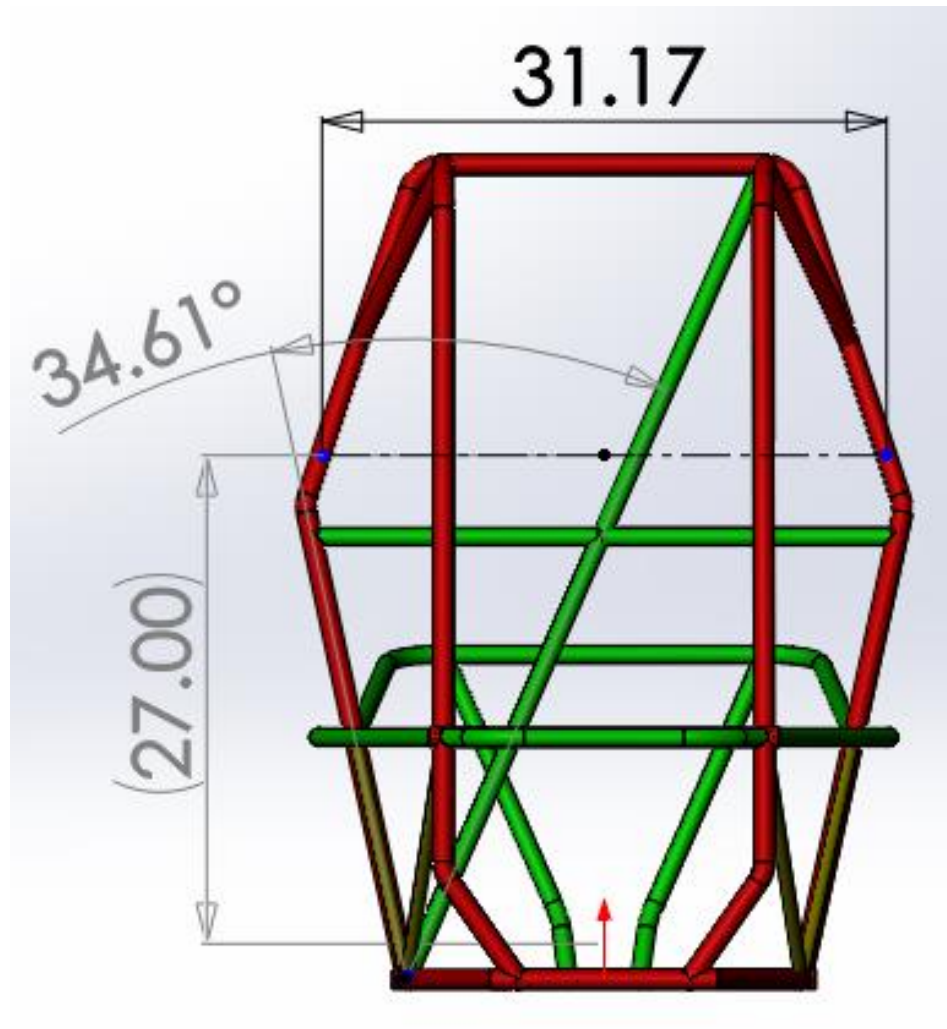
Submitting this Document

When you are ready to submit this document, print/convert it to PDF format; the maximum acceptable file size is 10 MB.

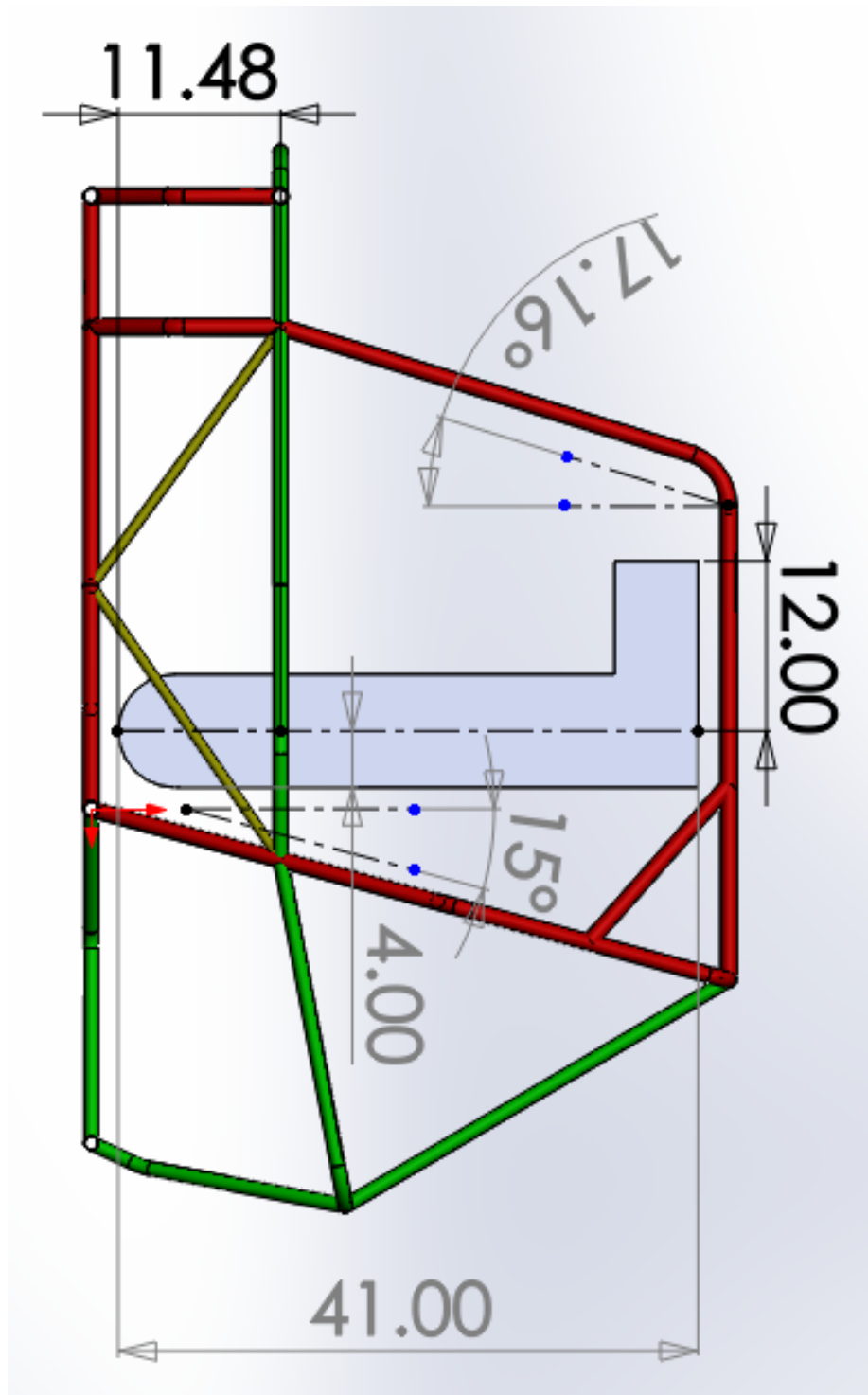
Log on to www.bajasae.net and click My Team Document Submissions. There will be a slot for "Frame Design Pre-Check- Roll Cage Geometry Drawings" for each competition. If your frame will not (and does not) change between competitions, you may upload this exact same document for each competition. If your design changes significantly, you should submit an updated document. You can always submit an updated version of the document before the due date listed on the site.

The National Tech Inspector frame specialists will review your submission and mark it as "Accepted" or "Rejected" on CdsWeb. Questions or feedback will be provided for rejected submissions.

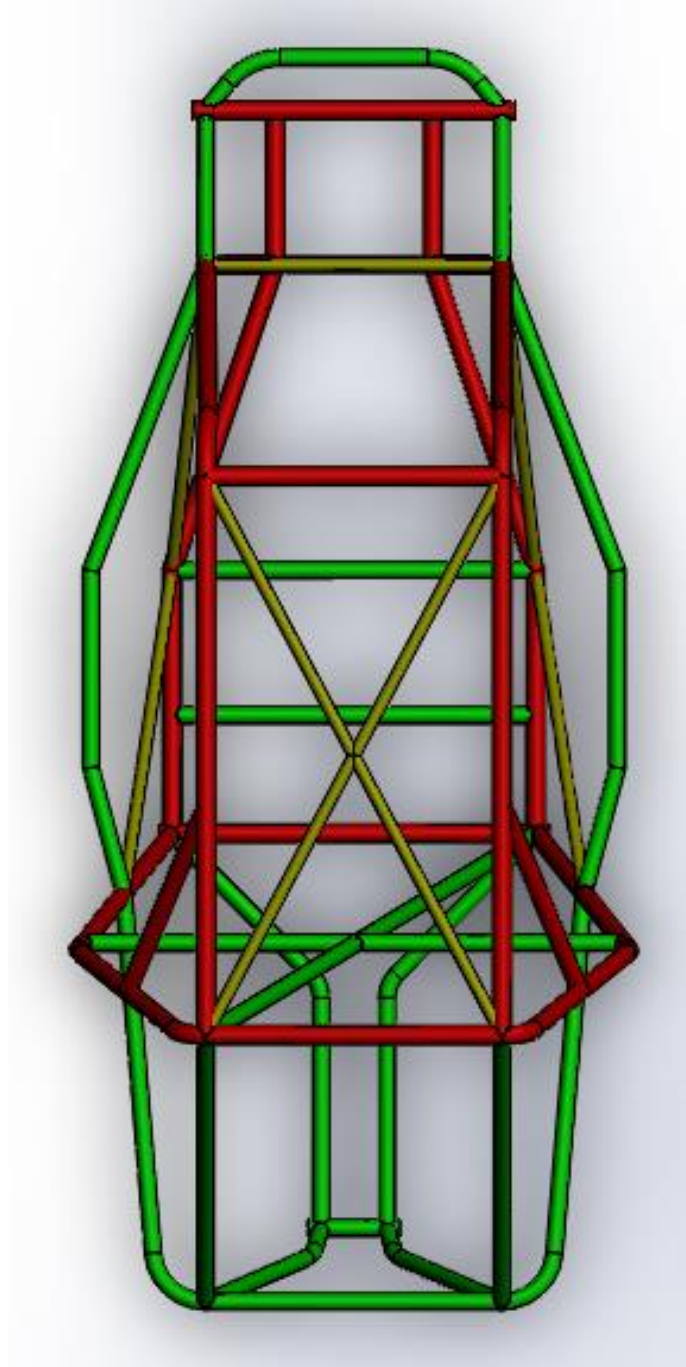
Front View



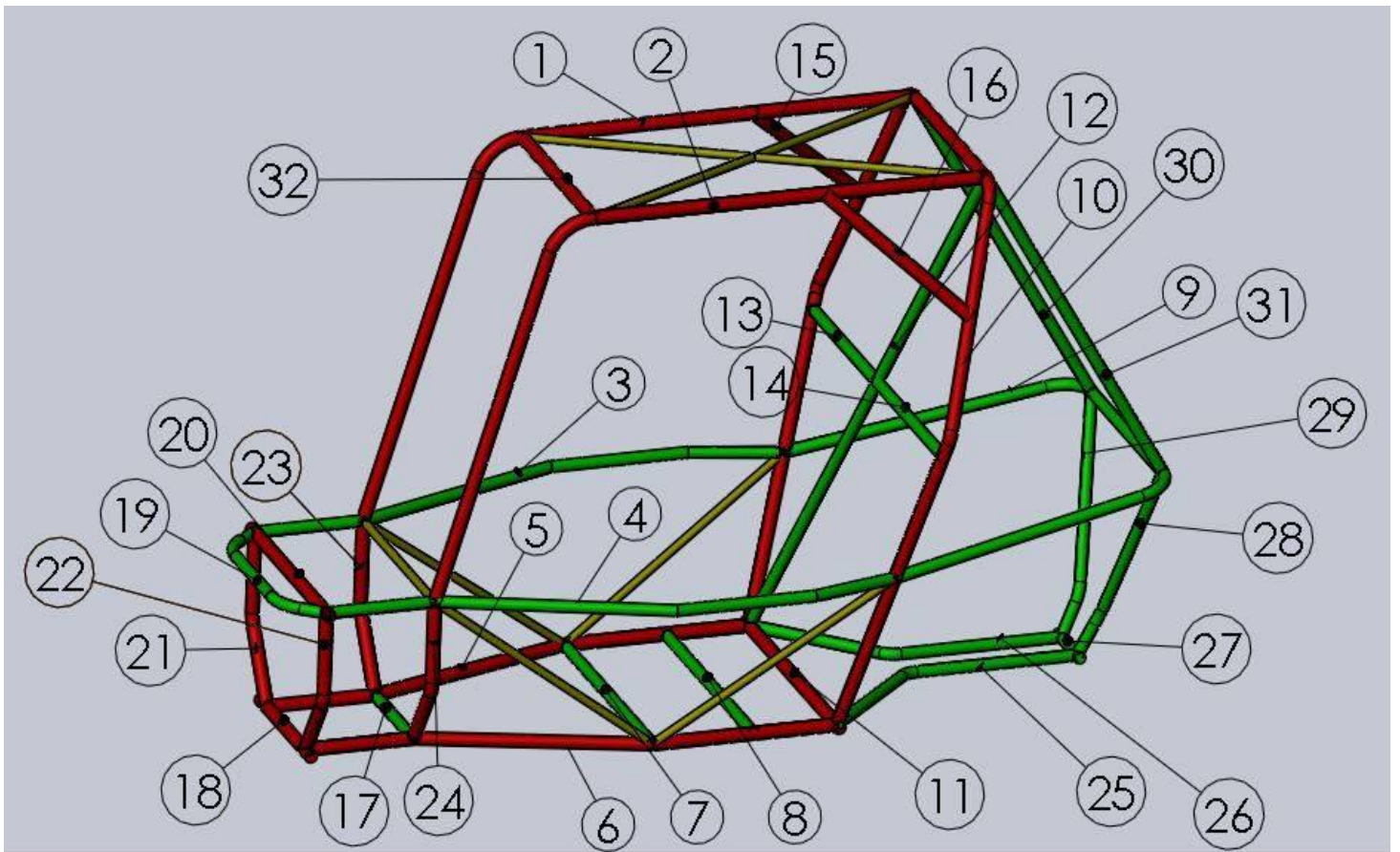
Side View



Top View



Isometric View



ITEM NO.	QTY.	DESCRIPTION	LENGTH
1	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	68.90"
2	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	68.90"
3	1	1" OD x 1.2 mm Wall	49.21"
4	1	1" OD x 1.2 mm Wall	49.21"
5	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	44.1"
6	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	44.1"
7	1	1" OD x 1.2 mm Wall	21.65"
8	1	1" OD x 1.2 mm Wall	21.65"
9	1	1" OD x 1.2 mm Wall	71.26"
10	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	116.14"
11	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	21.65"
12	1	1" OD x 1.2 mm Wall	51.18"
13	1	1" OD x 1.2 mm Wall	16.14"
14	1	1" OD x 1.2 mm Wall	16.53"
15	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	15.75"
16	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	15.75"
17	1	1" OD x 1.2 mm Wall	9.45"
18	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	9.45"
19	1	1" OD x 1.2 mm Wall	20.47"
20	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	17.72"
21	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	14.96"
22	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	14.96"
23	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	14.96"
24	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	14.96"
25	1	1" OD x 1.2 mm Wall	27.17"
26	1	1" OD x 1.2 mm Wall	27.17"
27	1	1" OD x 1.2 mm Wall	3.94"
28	1	1" OD x 1.2 mm Wall	21"
29	1	1" OD x 1.2 mm Wall	21"
30	1	1" OD x 1.2 mm Wall	31.50"
31	1	1" OD x 1.2 mm Wall	31.50"
32	1	1.125" OD x 1.8 mm Wall	17.72"

Primary Members:

1020 Steel Type 5 1.125" OD x 1.8 mm Wall

Secondary Members:

A36 Steel 1" OD x 1.2 mm Wall

BajaSAE Frame Design Pre-Check

Roll Cage Documentation

School Name:	Universidad Nacional Autónoma de México
Team Name:	Puma Off-Road Team

Instructions

On the following pages, insert the following information as a screenshot, photo, or scanned image. Add as many pages are necessary; please make sure that your information is CLEAR and READABLE!

- Roll Cage Specification Sheet
 - You do NOT need to specify the car number or competitions on this pre-checkform
 - You do NOT need signatures on this pre-check form
 - The above two items ARE needed on the paper copy that you bring to each competition!
- Frame Material Documentation
 - Invoice of roll cage material
 - Material Test of Certification
 - Any Required Calculation per rule B8.3.12

Submitting this Document

When you are ready to submit this document, print/convert it to PDF format; the maximum acceptable file size is 10 MB.

Log on to www.bajasae.net and click My Team Document Submissions. There will be a slot for “Frame Design Pre-Check- Roll Cage Documentation” for each competition. If your frame will not (and does not) change between competitions, you may upload this exact same document for each competition. If your design changes significantly, you should submit an updated document. You can always submit an updated version of the document before the due date listed on the site.

The National Tech Inspector frame specialists will review your submission and mark it as “Accepted” or “Rejected” on CdsWeb. Questions or feedback will be provided for rejected submissions.



**BAJA SAE ROLL CAGE SPECIFICATION SHEET
2015 BAJA SAE COMPETITIONS**

SCHOOL NAME Universidad Nacional Autónoma de México CAR NUMBER _____

The competition in which you are competing: Baja SAE México

**This sheet MUST be completed and submitted in accordance with the competition rules.
Failure to do so will result in penalty.**

Purpose: The purpose of this sheet is to facilitate verification of roll cage materials/construction, and to provide a means of tracking the age of older vehicles. This is being done in the interest of good engineering practice and confirming the fabrication techniques of the team.

1. Academic year the cage was constructed? 2015
2. Material Type (i.e.: 4130): 1020 Type 5 OD: 1.125" Thickness: 1.8 mm
3. Primary Welder: Irving Maximino Cortés Peralta Welding Method used: GMAW
Type of Filler Material: Sold Wire ER70S-3 Shielding Gas Used: Ferro D
4. Equivalency calculations if needed (attach to this sheet).
5. All welds and/or other attachment methods must be checked for integrity. Faculty advisor and team captain are requested to do destructive testing on sample joints that represent the integrity of similar welds on their frame.

Date of inspection _____

NOTE: It is extremely important that such an inspection be made to ensure the welds have good penetration and joints are completely welded.

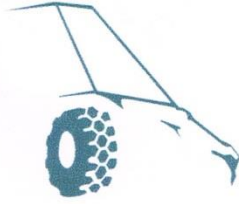
**WE HAVE EXAMINED THE ABOVE INFORMATION AND TO THE BEST OF OUR KNOWLEDGE
DEEM IT TO BE ACCURATE.**

TEAM CAPTAIN _____ (SIGNATURE)	_____ (DATE)
FACULTY ADVISOR _____ (SIGNATURE)	_____ (DATE)

Bring a completed copy of this form with you to technical inspection FOR EACH COMPETITION your team is entering.

2015 Competition Year only.

Material Invoice(s)



**FACULTAD DE INGENIERÍA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA
MECÁNICA E INDUSTRIAL
CENTRO DE DISEÑO Y MANUFACTURA**
Asunto: Renovación de patrocinio al equipo de
Baja SAE "PUMA OFF-ROAD TEAM"


**Ing Enrique Vite
Gerente General PEASA
PRESENTE**

Por medio de la presente, agradecemos su interés por apoyar al equipo "**PUMA OFF-ROAD TEAM**", proyecto estudiantil de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México. El cual consiste en el diseño, desarrollo y manufactura de un vehículo todo terreno para competir en el evento de manera BAJA SAE de manera **nacional e internacional**. Los estudiantes que integran el equipo adquieren experiencias y habilidades que difícilmente se podrían obtener en cursos curriculares y que contribuyen al desarrollo de profesionales mejor capacitados, quienes en un futuro aportarán sus conocimientos a la industria.

Cómo equipo pedimos de la manera más atenta renovar el patrocinio para la temporada 2015, dispuestos a continuar con la relación de mutualismo entre el equipo y la empresa, así como establecer nuevos acuerdos de ser necesario. Para lo cual solicitamos la donación solicitada de 6 tramos de 6 metros de perfil tubular de acero 1020 tipo 5, de 1.125" de diámetro exterior con espesor de pared de 1.8 mm.

Finalmente, nos es importante subrayar que el buen desarrollo de estos proyectos depende del apoyo de empresas como PEASA. Reiterando el agradecimiento por su donación, y el interés en renovar dicho patrocinio. Nos ponemos a sus órdenes para cualquier duda o pregunta que surja respecto al proyecto.


Atentamente
"Por Mi Raza Hablará El Espíritu"
Cd. Universitaria, D.F. a 11 de Mayo del 2015.


Irving Maximino Cortés Peralta
Coordinador General del Proyecto
Tel. 044 55 4916 3616
fi.bajasae.halcon14@gmail.com

Material Certification(s)

CERTIFICADO DE CALIDAD TEST REPORT

15
Julio
2015



DATOS GENERALES														
CLIENTE CUSTOMER	BAJA SAE UNAM					ORDEN DE PRODUCCIÓN	2L5A011659							
DIMENSIONES DIMENSIONS	TUBO ESTIRADO 1.125" X 0.070"					NUMERO DE PARTE	TUBO PRIMARIO							
NORMA NORM	ASTM A-513-T5					CANTIDAD	-			PZS				
TIPO DE MATERIAL TYPE	Electric-Resistance-Welded Carbon and Allow Steel Mechanical Tubing					LONGITUD LENGHT	6000 mm							

ENSAYOS MECANICOS / MECHANICAL TEST								
Specification	Cedencia Yield Point	Tension Tensile strength	% El 2" Long.	Dureza Hardness	Aplastamiento Flattening	Pestaña Flange	Abocinado Flaring	Expansion Expanding test
Min.	414 Mpa	483 Mpa	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Max.	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Resultado	423 Mpa	489 Mpa	5 / 5%	81 HRB	ACEPTADO	ACEPTADO	30%	***

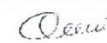
ANALISIS QUIMICO / CHEMICAL TEST														
Specification	Colada / Heat	% C	% Mn	% P	% S	% Si	% Al	% Cb	% Cu	% Ti	% Cr	% Ni	% Mo	% V
Min	***	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Max	***	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Resultado	111034	0.210	0.500	***	****	***	***	**	***	***	***	***	***	***

ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS / NON DESTRUCTIVE TEST				ENSAYOS MECANICOS / MECHANICAL TEST			
Specification	Eddy Current	Ultrasonido	Tratamiento Term.	Aplastamiento Invertido	Doblez	MAGNETISMO	Acordeon
	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Resultado	ACEPTADO	***	***	***	***	***	***

REPORTE DIMENSIONAL / DIMENSIONAL REPORT						
Specification	Outside Diameter	Inside Diameter	Espesor / Thickness	Ovalamiento/ Ovality	Rectitud / Straightness	Altura de costura Flash Controlled
Min.	1.250"	***	0.069"	#N/A	#N/A	#N/A
Max.	1.255"	***	0.073"	0.010"	#N/A	#N/A
Resultado	1.251"/1.254"	***	0.071"	0.002" / 0.005"	0.015"	***

REPORTE DIMENSIONAL / DIMENSIONAL REPORT												
Specific	Rugosidad Ruggedness	Longitud Final / Final length	Angulo de Bisel angle		Altura Bisel height		Ancho de bisel Bevel Broad		Radio de bisel bevel		Refrentado	Perpendicularidad de corte
			Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.	Ext.	Int.		
Min.	#N/A	5995 mm	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Max.	#N/A	6005 mm	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
Resultado	***	6000 mm	***	***	***	***	***	***	***	***	***	***

Observaciones
Remarks:



JEFE DE ASEG. DE CALIDAD E INGENIERIA
MONSERRAT MARTINEZ CUAMANI

Supporting Calculations

Roll Cage Equivalency Calculations: Bending Strength Comparison

Definitions:

E = Modulus of elasticity

I = Area Moment of Inertia about the weakest axis

Required Tubing Specification:

Diameter: 1" (25.4 mm)

Wall Thickness: 0.120" (3 mm)

Material: 1018 Steel

From Tubing Geometry:

Modulus of elasticity, E = 205 GPa (29,700 k.s.i.)

Outer Radius, $R_o = 12.7 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$

Inner Radius, $R_i = 9.7 \text{ mm} = 0.0097 \text{ m}$

Thickness, $t = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$

Area Moment of Inertia, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4 = 1.34786\text{e-}08 \text{ [m}^4\text{]}$

Yield Strength, $S_y = 365 \text{ [MPa]}$

$$\text{Bending Strength} = \frac{S_y I}{R_o} = \mathbf{387.378 \text{ [N-m]}}$$

Designed Tubing Specification:

Diameter: 1.125" (28.575 [mm])

Wall Thickness: 0.071" (1.8 [mm])

Material: 1020 Steel T5

From Tubing Geometry:

Modulus of elasticity, E = 205 GPa (29,700 k.s.i.)

Outer Radius, $R_o = 14.2875 \text{ [mm]} = 0.0142875 \text{ [m]}$

Inner Radius, $R_i = 12.4875 \text{ [mm]} = 0.0124875 \text{ [m]}$

Thickness, $t = 1.8 \text{ [mm]} = 0.0018 \text{ [m]}$

Area Moment of Inertia, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4 = 1.36294767\text{e-}08 \text{ [m}^4\text{]}$

Yield Strength, $S_y = 414 \text{ [MPa]}$

$$\text{Bending Strength} = \frac{S_y I}{R_o} = \mathbf{394.9467 \text{ [N-m]}}$$

$$\text{Percent difference} = \frac{394.9467 \text{ [N-m]} - 387.378 \text{ [N-m]}}{387.378 \text{ [N-m]}} * 100 = \mathbf{1.9538\%}$$

Roll Cage Equivalency Calculations: Bending Stiffness Comparison

Definitions:

E = Modulus of elasticity

I = Area Moment of Inertia about the weakest axis

Required Tubing Specification:

Diameter: 1" (25.4 mm)

Wall Thickness: 0.120" (3 mm)

Material: 1018 Steel

From Tubing Geometry:

Modulus of elasticity, E = 205 GPa (29,700 k.s.i.)

Outer Radius, $R_o = 12.7 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$

Inner Radius, $R_i = 9.7 \text{ mm} = 0.0097 \text{ m}$

Thickness, t = 3 mm = 0.003 m

Area Moment of Inertia, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4 = 1.34786\text{e-}08 \text{ [m}^4\text{]}$

Bending Stiffness = EI = 2763.12 [N - m²]

Designed Tubing Specification:

Diameter: 1.125" (28.575 [mm])

Wall Thickness: 0.071" (1.8 [mm])

Material: 1020 Steel T5

From Tubing Geometry:

Modulus of elasticity, E = 205 GPa (29,700 k.s.i.)

Outer Radius, $R_o = 14.2875 \text{ [mm]} = 0.0142875 \text{ [m]}$

Inner Radius, $R_i = 12.4875 \text{ [mm]} = 0.0124875 \text{ [m]}$

Thickness, t = 1.8 [mm] = 0.0018 [m]

Area Moment of Inertia, $I = [\pi (R_o^4 - R_i^4)]/4 = 1.36294767\text{e-}08 \text{ [m}^4\text{]}$

Bending Stiffness = EI = 2794.04 [N-m²]

$$\text{Porcentaje de diferencia} = \frac{2794.04[\text{N-m}^2] - 2763.12[\text{N-m}^2]}{2763.12[\text{N-m}^2]} * 100 = \mathbf{1.119\%}$$

Reporte de costos del chasis del prototipo 2015

Frame Subsystem Form A											
Item	Category	Description	Purchased	Fabricated	Vendor	Quantity	Material Cost	Labor Cost	Extended Material Cost	Extended Labor Cost	Extended Total
1	Complete Roll Cage			X		1	\$130.96	\$202.10	\$130.96	\$202.10	\$333.06
2	Firewall			X		1	\$14.20	\$14.60	\$14.20	\$14.60	\$28.80
3	Seat			X		1	\$1.16	\$65.35	\$1.16	\$65.35	\$66.51
4	Suspension mounts	Rear mounts		X		16	\$1.16	\$2.65	\$18.50	\$42.40	\$60.90
5	Suspension mounts	Front mounts		X		16	\$1.16	\$24.55	\$18.50	\$392.80	\$411.30
6	Transmission mounts			X		1	\$2.31	\$21.40	\$2.31	\$21.40	\$23.71
7	Misc. mounts	Motor mounts		X		1	\$2.02	\$44.00	\$2.02	\$44.00	\$46.02
8	Steering mounts			X		1	\$0.00	\$2.02	\$22.10	\$2.02	\$24.12
9											
10											
11											
12											
13											
14											
15											
16											
17											
18											
19											
20											
21											
22											
23											
24											
25											
		Subsystem Assembly Time (min)	90		Subsystem Assy Cost					\$52.50	\$52.50
		Totals							\$209.74	\$837.17	\$994.41
									Total:		\$1,046.91

Time to assemble seat, firewall, mounts, gussets, and any other items within the Frame SubAssembly to the complete roll cage.

Operations Cost Table			Material Cost Table		Density	
Labor (all other activities)	\$ 35.00	/hour	Mild Steel, e.g. 1010, 1025	\$ 1.00	/lb	0.284 lb/in ³
CNC Machine (time)	\$ 70.00	/hour	Alloy Steel, e.g. 4130, Chromoly	\$ 2.00	/lb	0.284 lb/in ³
Computer-aided labor (water jet cutting, etc)	\$ 70.00	/hour	Aluminum	\$ 5.00	/lb	0.0975 lb/in ³
Welds	\$ 0.35	/in	Mag	\$ 9.00	/lb	0.0648 lb/in ³
Saw/Tube Cuts	\$ 0.40	/in	Titanium	\$ 20.00	/lb	0.160 lb/in ³
Tube Bends	\$ 0.75	/bend	Non-graphite composites	\$ 40.00	/lb	-
Non-metallic cutting	\$ 0.20	/in	Graphite-based composites	\$ 100.00	/lb	-
Radiusing tube ends	\$ 0.75	/end	Lexan	\$ 15.00	/lb	0.043 lb/in ³
Drilled holes	\$ 0.35	/hole	Brass	\$ 10.00	/lb	0.316 lb/in ³
Reamed hole	\$ 0.35	/hole	Copper	\$ 10.00	/lb	0.324 lb/in ³
Tapping holes	\$ 0.35	/hole	Kevlar	\$ 50.00	/lb	0.0524 lb/in ³
Sheet Metal Shearing	\$ 0.20	/cut	Plastic	provide cost documentation from mcmastercarr		
Sheet Metal Punching	\$ 0.20	/hole	Fiberglass	provide cost documentation from mcmastercarr		
Sheet Metal Bends	\$ 0.05	/bend				
Sheet metal stampings (process cost only)	\$ 0.05	/sq in				
Sand castings (process cost only)	\$ 3.00	/lb				
Die castings (process cost only)	\$ 4.00	/lb				
Investment Castings (process cost only)	\$ 8.00	/lb				
Thermal forming (process cost only)	\$ 4.00	/lb				
Plastic Injection (process cost only)	\$ 2.75	/lb				