



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE QUERÉTARO

FACULTAD DE INGENIERÍA
CAMPUS SAN JUAN DEL RÍO

**Diseño de un vehículo propulsado por potencia humana de tres
ruedas**

T E S I S

Como parte de los requisitos para obtener el título de

INGENIERO MECÁNICO Y AUTOMOTRIZ

Presenta

Valente Alcaraz Menchaca

Dirigido por:

Dr. Carlos Gustavo Manríquez Padilla

San Juan del Río, Qro., Septiembre 2022

**Diseño de un vehículo propulsado por potencia humana de tres
ruedas**

SINODALES:

Carlos Gustavo Manríquez
Dr. Carlos Gustavo Manríquez Padilla

Presidente



Dr. Angel Pérez Cruz

Secretario



Dr. Irving Armando Cruz Albarrán

Vocal



Dr. Juan Primo Benítez Rangel

Suplente

II. AGRADECIMIENTOS

Para mis padres, los cuales me han dado todo su apoyo sin dudar y sin ellos no sería posible que hoy estuviera aquí terminando este trabajo de tesis y culminando la carrera en ingeniería mecánica y automotriz.

Para mi tutor el Dr. Carlos Gustavo Manriquez Padilla. Que siempre brindó su apoyo constante para completar este trabajo.

I. DEDICATORIAS

A mi padre por sus sacrificios para apoyarme durante la carrera, dar su gran esfuerzo en ayudarme ya que estudie fuera del estado y sin dudar me brindo todo su apoyo para yo culminar mis estudios en esta institución.

A mi madre por su esfuerzo en que yo saliera adelante, su gran apoyo en los momentos difíciles ya que no estaba en el mismo estado y tenia nuevos retos en la vida diaria.

A mis catedráticos que pusieron su mayor esfuerzo para transmitir sus conocimientos en el aula, al Dr. Carlos Gustavo Manriquez Padilla por ser mi director de tesis y darme su total apoyo para culminar este trabajo, al Dr. Ángel Perez Cruz por ayudarme en momentos donde necesitaba apoyo, siempre estaba para apoyar para salir adelante, al Dr. Martín Valtierra Rodríguez que siempre mostró apoyo a lo largo de la carrera en áreas que no eran de mi dominio y al Dr. Juan José Saucedo que mostró apoyo durante la carrera y me dio la oportunidad de participar con él en un proyecto FOPER.

A mis compañeros y amigos que conocí durante la carrera por los buenos momentos que compartimos, su gran apoyo para estudiar y comprender temas difíciles que no eran de mi dominio y por mostrarme que apoyándonos unos a otros podemos salir adelante y ser una mejor persona.

III. RESUMEN

Un vehículo impulsado por potencia humana (Del inglés, HPV (Human Powered Vehicle)) es un vehículo el cual es impulsado por fuerza muscular. Existen varias categorías de HPV, la categoría más común y la más extensa es la de bicicleta. Algunos de estos vehículos son creados para competencias con el objetivo de ser más rápidos que un vehículo convencional, otros son creados para el uso de la vida diaria, por ejemplo, el **Rickshaw** en india. En la categoría bicicleta se encuentran dos tipos de vehículo para competencia, estos son el **“Recumbent Bicycle”** y el **“Velomobil”**, estos vehículos son menos comunes que las bicicletas de ruta que también sirven para competencias. Su sistema de impulsión es similar al de una bicicleta convencional, pero con la diferencia de su estructura y la posición que va a tener el conductor al momento de manejarla. En este trabajo se presenta el diseño de un vehículo propulsado por potencia humana de tres ruedas, donde se busca mejorar el diseño de la estructura del vehículo con el fin de brindar al conductor una mayor seguridad en caso de colisión, además, optimizar el modelo para obtener un menor peso en el chasis comparado con vehículos ya fabricados. Además, el vehículo sea capaz de frenar a una distancia reducida. Apegándonos a las especificaciones dictadas en el reglamento por ser único y variable para cada caso en el que se participa en la competencia de Human Powered Vehicle Challenge. Para realizar el diseño de la estructura del chasis en un modelo 3D se empleó un Software CAD basado en la teoría del elemento finito que nos permite seleccionar distintos materiales al igual que cuenta con la herramienta para hacer un análisis estático, con esto, se obtuvieron resultados de la resistencia del chasis ante un impacto con distintos materiales, se hizo una tabla comparativa donde se selecciona el material con mejor resistencia ante un impacto al igual que se tenga un peso menor en el chasis. Luego se utilizó un software de dinámica multicuerpo para hacer una simulación de frenado del vehículo para comprobar que los componentes seleccionados sean efectivos y cumplan con la normativa de seguridad.

IV. ÍNDICE GENERAL

II. AGRADECIMIENTOS.....	3
I. DEDICATORIAS	4
III. RESUMEN	5
IV. ÍNDICE GENERAL.....	6
V. ÍNDICE DE FIGURAS	8
VI. ÍNDICE DE TABLAS	10
1. Introducción.....	11
1.1 Antecedentes	12
1.2 Objetivos	21
1.2.1 Objetivo general.....	21
1.2.2 Objetivos particulares	21
1.3 Descripción del problema	21
1.4 Justificación.....	22
2. Fundamentación teórica.....	23
2.1 Equilibrio de cuerpo rígido.....	23
2.2 Herramientas de diseño por computadora.	24
2.3 Método del Elemento Finito.	25
2.4 Presión	26
2.5 Principio de Pascal	27
2.6 Fuerza de fricción.....	27
2.7 Dinámica vehicular.....	28
3. Metodología.....	35
3.1 Selección de configuración	36
3.2 Diseño	38
3.2.1 Criterios de diseño	39
3.2.2 Selección de material.....	40
3.2.3 Posición del conductor.....	41
3.2.4 Modelo del chasis	42
3.2.5 Análisis estático del vehículo	45
3.2.6 Velocidad teórica del vehículo	46

3.2.7	Sistema de frenado	48
3.2.8	Sistema de dirección	52
3.2.9	Tamaño de llantas.....	55
4.	Resultados.....	56
4.1	Estudio estático.....	56
4.2	Cálculo de componentes de frenado.....	58
4.3	Modelo final del vehículo.....	59
5.	Conclusiones	61
	REFERENCIAS.....	62
	ANEXO 1	66
	ANEXO 2	67

V. ÍNDICE DE FIGURAS

1.1	Ejemplo de HPV tipo asiento reclinable.....	11
1.2	Ejemplo de HPV tipo Velomobile.....	12
1.3	Imagen de la patente US 6,953,203 por Rolland Wilcox del año 2005.....	13
1.4	Imagen de la patente US 6,953,203 por Rolland Wilcox del año 2005 (vehículo plegado para su transporte).....	13
1.5	Imagen de la patente US 4,786,070 por Grover M. Adee del año 1988.....	14
1.6	Imagen de la patente US 4,786,070 por Grover M. Adee del año 1988 (vehículo plegado para su transporte).....	14
1.7	Imagen de la patente US 5,607,171 por Gerard Labranche del año 1997.....	15
1.8	Imagen de la patente US 5,773,663 por Kevin A. Sawyer del año 1988.....	16
1.9	Imagen de la patente US 5,773,663 por Kevin A. Sawyer del año 1988 mostrando el modelo con el capó aerodinámico.....	16
1.10	Vehículo de la universidad politécnica de California del año 2010.....	17
1.11	Vehículo de la universidad politécnica de California del año 2015.....	17
1.12	Vehículo de la universidad Union del año 2014.....	18
1.13	HPV de la universidad de Florida Central.....	18
1.14	HPV de la universidad Liberty del estado de Virginia.....	19
1.15	HPV de la universidad del estado de Dakota del sur.....	19
1.16	Accidente de un HPV en Olin college en el año 2012 (volcadura).....	20
1.17	Accidente de un HPV en Maryborough en el año 2015 (impacto de vehículos).....	20
2.1	Equilibrio de un cuerpo rígido.....	23
2.2	Representación de la malla y los volúmenes de control del análisis por elemento finito.....	26
2.3	Aplicación del método del elemento finito en un cálculo de esfuerzos.....	26
2.4	Ejemplo del principio de Pascal.....	27
2.5	Fuerza de fricción.....	28
2.6	La maneta de freno.....	29
2.7	Sistema de freno hidráulico.....	30
2.8	Sistema de accionamiento del caliper.....	31
2.9	Ángulo interior y exterior de un vehículo de dirección delantera.....	34
3.1	Metodología a seguir.....	35
3.2	Tadpole tricycle.....	36
3.3	Delta tricycle.....	37
3.4	Recumbent bicycle.....	37
3.5	HPV de la universidad Liberty (A) y chasis del vehículo Volts-UAQ (B).....	38
3.6	Orientación de los soportes del arnés.....	39
3.7	Cargas que debe soportar el chasis para cumplir con el reglamento.....	40
3.8	Diseño del conductor junto con el boceto basado para la posición del conductor (Distancia mostrada en milímetros).....	41
3.9	Parámetros de medida del cuerpo humano.....	42
3.10	Ángulos recomendados para la posición del conductor en un HPV.....	43
3.11	Primer modelo del chasis (Unidades mostradas en milímetros).....	43

3.12	Posición del conductor en el primer modelo del chasis, la pierna izquierda indica el choque con la barra de dirección del volante.....	44
3.13	Modelo final del chasis (Unidades mostradas en milímetros).....	44
3.14	Posición del conductor dentro del modelo final del chasis, sin incidencias en la zona de la cabeza del conductor ni en la zona de pedaleo.....	45
3.15	Crankset Shimano RS2000.....	46
3.16	Cassette Shimano HG-31.....	47
3.17	Pastillas de freno usado para el cálculo de la distancia de frenado.....	50
3.18	Sistema de dirección del vehículo.....	52
3.19	Sistema de dirección del vehículo (Vista ortogonal).....	53
3.20	Dimensiones y ángulos de giro del vehículo del proyecto (Unidades mostradas en milímetros).....	54
3.21	Dimensiones de rueda de bicicleta.....	55
4.1	Análisis estático del chasis en Solidworks (Impacto lateral).....	56
4.2	Análisis estático del chasis en Solidworks (Impacto Superior).....	57
4.3	Simulación de prueba de frenado en MSC Adams.....	58
4.4	Gráfica de velocidad y desplazamiento del vehículo en la simulación.....	59
4.5	Modelo final del vehículo (Vista isométrica y lateral).....	60

VI. ÍNDICE DE TABLAS

3.1	Materiales considerados para el chasis.....	34
3.2	Esfuerzo de cedencia y peso del chasis con los materiales considerados.....	39
3.3	Ratio del cassette y el crankset del vehículo.....	41
3.4	Velocidades teóricas con cadencia de pedaleo de 80 y 90 RPM.....	41
3.5	Velocidades teóricas con cadencia de pedaleo de 50 y 70 RPM.....	42
3.6	Parámetros para el cálculo de la distancia de frenado.....	42
3.7	Peso aproximado de los componentes recomendados a utilizar en el vehículo.....	43
4.1	Resultados del análisis estático del chasis ante la carga axial de 1330 N.....	54
4.2	Resultados del análisis estático del chasis ante la carga en el rollbar de 2670 N.....	55

1. Introducción

La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (Del inglés, ASME (American Society of Mechanical Engineers)) es una organización sin fines de lucro que permite la colaboración, el intercambio de conocimiento, el enriquecimiento y el desarrollo de habilidades en las distintas ingenierías. Esta organización fue fundada en 1880 y actualmente cuenta con más de 100,000 miembros en más de 140 países, los cuales aproximadamente 32,000 son estudiantes. Se puede encontrar mucha variedad en los miembros de ASME, desde estudiantes universitarios hasta gerentes de proyectos, ejecutivos corporativos, investigadores y líderes académicos.

La ASME promueve algunas competencias del ámbito estudiantil universitario de distintas áreas de la ingeniería mecánica, en una de ellas se encuentra el Human Powered Vehicle Challenge (HPVC), el cual, es una competencia de diseño e innovación que da la oportunidad a estudiantes aplicar los principios de ingeniería en el diseño, fabricación y pruebas de operación de un vehículo impulsado por potencia humana.

Un vehículo impulsado por potencia humana (Del inglés, HPV (Human Powered Vehicle)) es un vehículo el cual es impulsado por fuerza muscular. Existen varias categorías de HPV, donde la categoría de vehículo de dos ruedas es la más común. Estos vehículos son fabricados para competencias con el objetivo de alcanzar mayores rangos de velocidad o en otro caso son usados para la vida diaria, por ejemplo, el **Rickshaw** en india. [1]

Existen dos tipos de HPV en la categoría de bicicleta, el primer tipo es en la cual se estará trabajando para poder diseñar el modelo del presente trabajo. Consistiendo en una bicicleta de asiento reclinable, son vehículos de dos o tres ruedas donde el asiento del conductor está inclinado para una mayor comodidad, los pedales se encuentran en la parte frontal como se muestra en la Figura 1.1.



Figura 1.1 Ejemplo de HPV tipo asiento reclinable [1].

El segundo tipo se llama **Velomobile**, estos son similares al primer tipo, pero la diferencia de estos radica en el uso de una carcasa aerodinámica que brinda protección contra el aire y la lluvia, como se muestra en la Figura 1.2. Estos pueden ser usados en la vida diaria o para una competencia.



Figura 1.2 Ejemplo de HPV tipo Velomobile [1]

Con base en lo anterior, en este trabajo se busca aplicar los conocimientos adquiridos en las materias que forman el mapa curricular de la carrera de Ingeniería en Mecánica y Automotriz con el fin de diseñar un vehículo impulsado por potencia humana que cumpla con las especificaciones necesarias para participar en la competencia HPV-Challenge de acuerdo con las normas establecidas por ASME. El adecuado comportamiento mecánico de la estructura del vehículo se analizará por medio de una simulación basada en el Método de Elementos Finitos.

1.1 Antecedentes

Las principales patentes ilustran los modelos que se tomarán como base para modelar las partes mecánicas necesarias que después serán usadas en la simulación por Elemento Finito, dichas patentes se presentan como un listado especificando partes esenciales para la adaptación del modelo que se usará como base para la simulación.

En la patente número 6,953,203 emitida por Rolland Wilcox en los Estados Unidos el 11 de octubre de 2005 [2], se puede observar un vehículo con dos ruedas delanteras y una trasera donde se utiliza una silla común donde la espalda del conductor estará recta y provocará como desventaja el cansancio del conductor al someterse a largos tramos de camino, también se aprecia que tiene tanto suspensión delantera como suspensión trasera (ver Figura 1.3, número 256), donde la suspensión trasera está por debajo del asiento y la suspensión delantera se encuentra en ambas ruedas por la horquilla (ver Figura 1.4, número 164), la cual, está sujeta a las llantas.

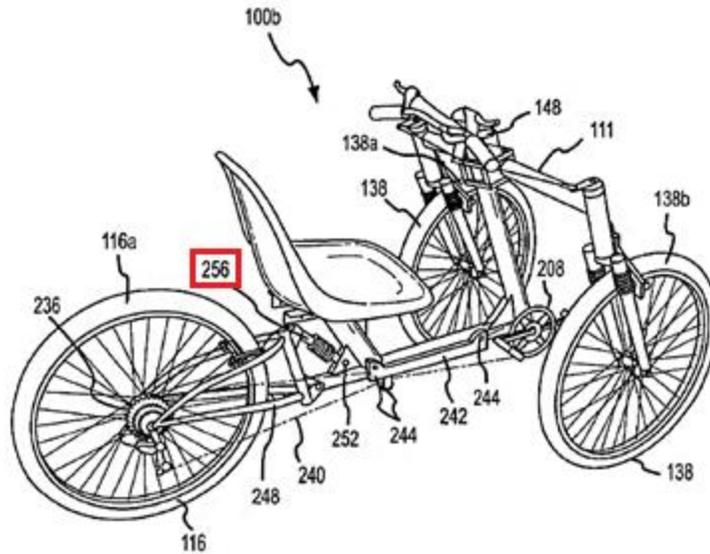


Figura 1.3 Imagen de la patente US 6,953,203 por Rolland Wilcox del año 2005 [2]

La ventaja de esta patente se puede apreciar en la Figura 1.4, donde el sistema de dirección tiende a doblarse para ocupar un menor espacio en cuanto al ancho del vehículo, dando facilidad en el momento de almacenarlo en un lugar estrecho o como se menciona en el trabajo de Rolland Wilcox, transportarlo en un rack para bicicletas comunes.

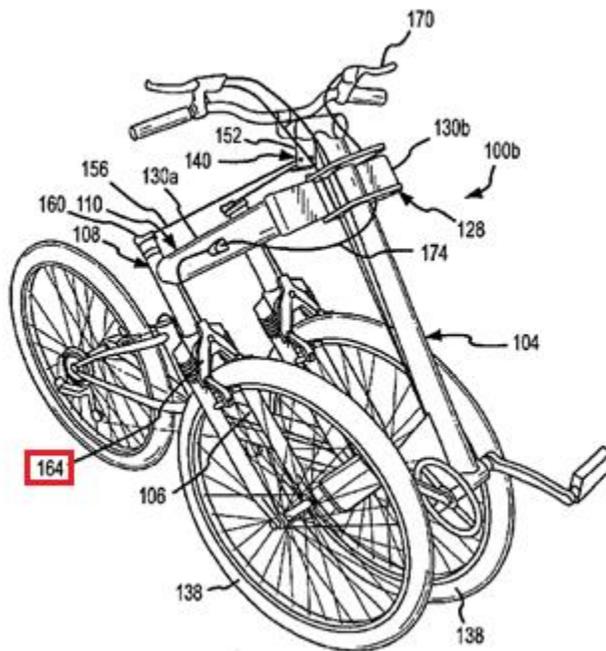


Figura 1.4 Imagen de la patente US 6,953,203 por Rolland Wilcox del año 2005 (vehículo plegado para su transporte) [2]

Por otro lado, el patente número 4,786,070 emitida por Grover M. Adee en Estados Unidos el 22 de noviembre de 1988 [3], se puede ver un vehículo impulsado por potencia humana de tipo asiento reclinable mostrado en la Figura 1.5. La idea principal de esta patente es tener un vehículo capaz de doblarse para ocupar menos espacio para su almacenamiento o se coloque en la caja de una camioneta para trasladarlo. Como se puede apreciar en la Figura 1.5 se tienen enumeradas los componentes del vehículo, los cuales, los números 20 y 22 son los componentes que permiten que el vehículo tenga la capacidad de plegarse para terminar en una forma ilustrada por la Figura 1.6, dicha figura también se aprecia que otros componentes se pueden doblar como son la barra de dirección y el asiento (ilustrados por los números 20, 22, 58). Las desventajas que se encuentra con esta patente son la falta de seguridad que existe en este modelo ya que en caso de una volcadura o simplemente en el caso de que el vehículo tenga un impacto lateral se tendrá contacto directo con el conductor.

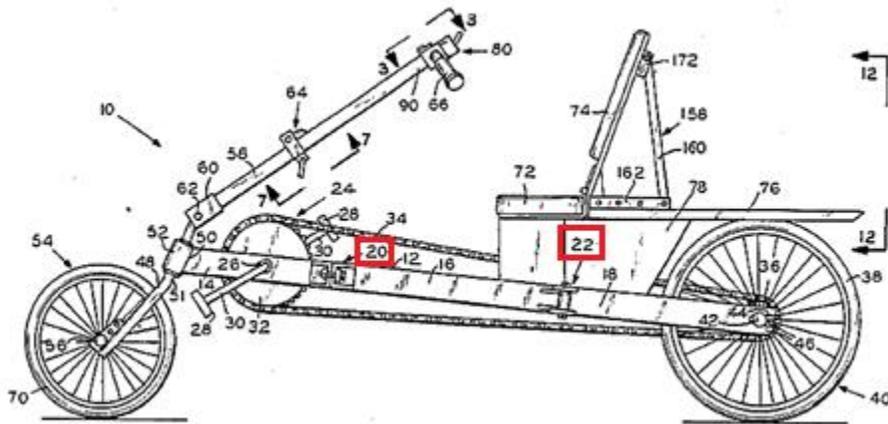


Figura 1.5 Imagen de la patente US 4,786,070 por Grover M. Adee del año 1988 [3]

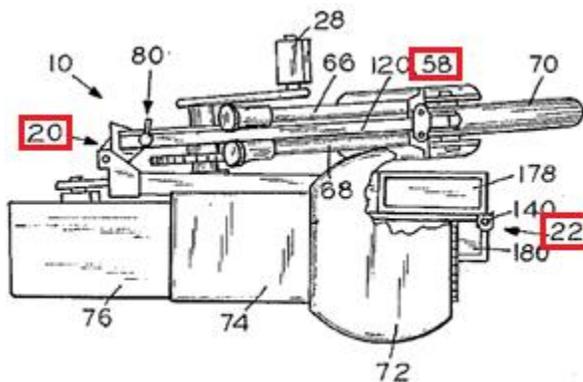


Figura 1.6 Imagen de la patente US 4,786,070 por Grover M. Adee del año 1988 (vehículo plegado para su transporte) [3]

Otra versión es el patente número 5,607,171 emitida por Gerard Labranche [4] el 4 de marzo de 1997, se aprecia un vehículo de asiento reclinable mostrado en la Figura 1.7, a diferencia de los modelos mostrados anteriormente, éste tiene un capó en el frente, esto es parte de la aerodinámica del vehículo que evita que el aire impacte directamente con el conductor y parte del vehículo, donde, el flujo de aire resulta ser una fuerza de oposición en el momento de avance del vehículo.

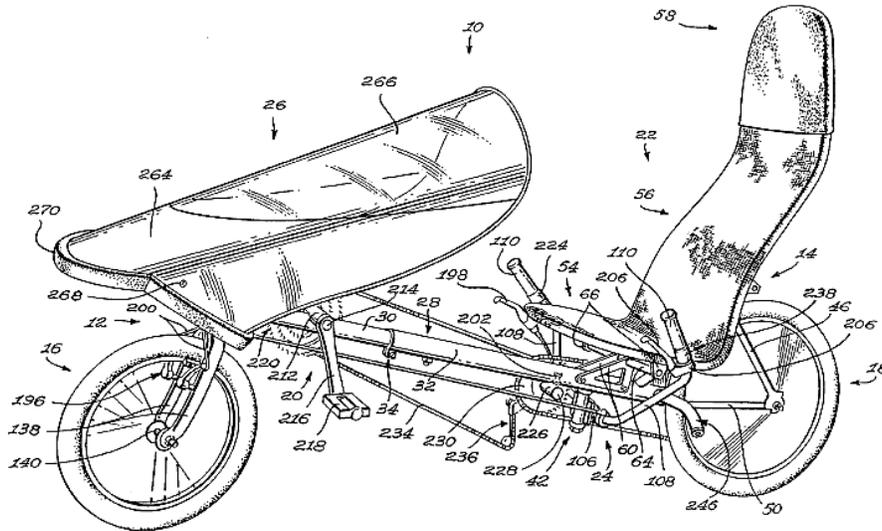


Figura 1.7 Imagen de la patente US 5,607,171 por Gerard Labranche del año 1997 [4]

Por otro lado, el patente número 4,773,663 emitida por Kevin A. Sawyer [5] el 27 de septiembre de 1988, se tiene un vehículo de asiento reclinable mostrado en la Figura 1.8, además, como se muestra en la Figura 1.9, está diseñado para ser un **Velomobil**. En la Figura 1.8 se ve que el vehículo es de dos ruedas y la geometría del chasis es sencillo, esto es para tener un vehículo ligero, aparte está diseñado para tener una carcasa aerodinámica que servirá de protección contra el viento. Las patentes vistas en éste capítulo dan a entender el alcance que se tiene en este tipo de vehículos.

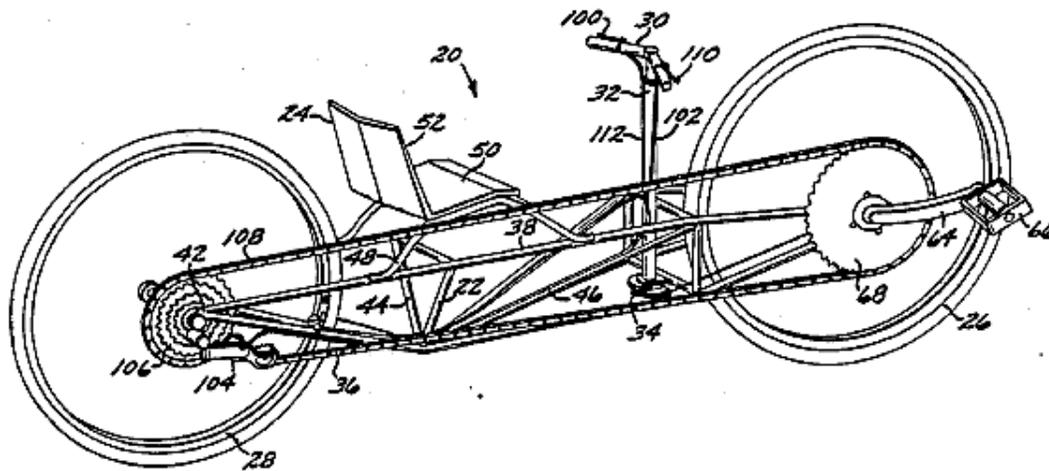


Figura 1.8 Imagen de la patente 4,773,663 por Kevin A. Sawyer del año 1988 [5]

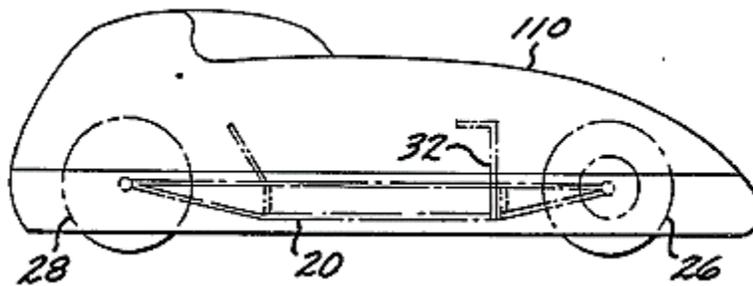


Figura 1.9 Imagen de la patente 4,773,663 por Kevin A. Sawyer del año 1988 mostrando el modelo con el capó aerodinámico [5]

A continuación, se mostrarán vehículos que han sido fabricados por estudiantes de diferentes universidades, donde se podrá analizar el alcance que se tiene hasta ahora de los modelos y el cómo han ido evolucionando, interviniendo tanto en el diseño como en la selección de los materiales pertinentes, generando mejor resistencia y comportamiento del tamaño. Primero se encuentra el vehículo fabricado por la Universidad de California (California Polytechnic State University en idioma inglés) en el año 2010 por Benjamin Knaus, Philip Basmadjian y Nick Supat [6]. Se puede apreciar en la Figura 1.10 el vehículo, donde, el material del chasis es de acero 1020 y en la literatura reportan que tiene un peso de 16 kg del vehículo completo.



Figura 1.10 Vehículo de la universidad politécnica de California del año 2010 [6]

La Universidad de California fabricó otro vehículo en el año 2015, ahora diseñado por por Matthew Allen, Peter Aumann y Trent Hellmann [7]. El vehículo se muestra en la Figura 1.11, el cual cuenta con 3 ruedas, dos delanteras y una trasera y se puede observar que éste contiene un cascarón aerodinámico, en cuestión al material utilizado en el vehículo se menciona que está manufacturado con acero y aluminio, el cascarón aerodinámico fue fabricado con fibra de carbono teniendo un peso total del vehículo de 29.5 kg.



Figura 1.11 Vehículo de la universidad politécnica de California del año 2015 [7]

El siguiente vehículo fue fabricado por Zacarie Hertel de la Universidad Union de Nueva York en 2014 [8]. Este vehículo tiene una configuración de tres ruedas, dos delanteras y una trasera. El vehículo fue manufacturado con acero 4130 teniendo un peso total de 23.6 kg.



Figura 1.12 Vehículo de la Universidad Union del año 2014 [8]

En la Figura 1.13 se ilustra un **Velomobil** de dos ruedas, al ser un vehículo con esta característica tiende a presentar menor peso estructural, pero con el resultado de ser más inestable, lo cual se vería reflejado en la prueba de frenado de 25 km/hr a 0 km/hr, una de las pruebas que se presentan en la competencia Human Powered Vehicle Challenge.



Figura 1.13 HPV de la Universidad de Florida Central [9]

Otro de los modelos puede ser apreciado en la Figura 1.14, siendo éste un vehículo de tres ruedas fabricado por la Universidad Liberty del estado de Virginia en Estados Unidos. En este modelo se aprecia que el chasis del vehículo tiene una jaula donde se encuentra el conductor brindando una mayor seguridad al mismo ante un impacto de otro vehículo o en el momento de una volcadura.



Figura 1.14 HPV de la Universidad Liberty del estado de Virginia [9]

En la Figura 1.15 se muestra un vehículo con configuración de tres ruedas similar al vehículo del estado de Virginia, con la diferencia que este vehículo tiene un cascarón aerodinámico. En resumen, se puede dar a notar que ya sea que el modelo del vehículo HPV tenga una configuración de dos o tres ruedas, éstos tienen la opción de poder agregar un cascaron el cual como ya se mencionó ayuda a la aerodinámica del vehículo, pero con la desventaja de obtener un mayor peso en el conjunto final de la estructura.



Figura 1.15 HPV de la Universidad del estado de Dakota del sur [9]

A continuación, en la Figuras 1.16 y 1.17 se muestra algunos de los accidentes que se pueden presentar con estos vehículos. En el proceso de diseño de la estructura del vehículo se debe de pensar en la seguridad del conductor ya que se debe estar preparado para un inesperado accidente, ya sea de volcadura o de un impacto contra otro vehículo.



Figura 1.16 Accidente de un HPV en Olin college en el año 2012 (volcadura) [10]

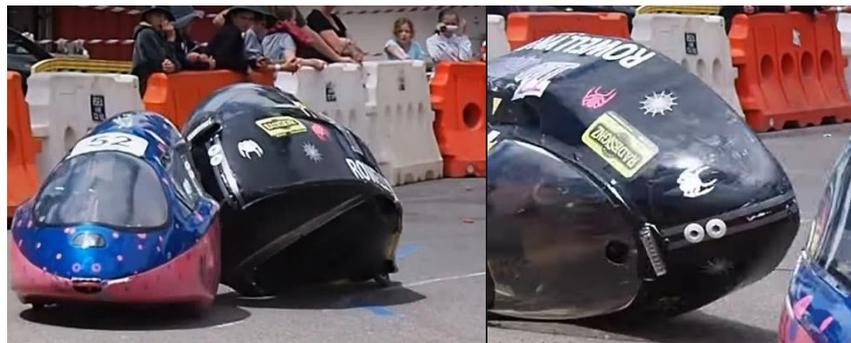


Figura 1.17 Accidente de un HPV en Maryborough en el año 2015 (impacto de vehículos) [10]

Debido a lo anterior, sería necesario desarrollar un vehículo que contara con las características como el de tener un chasis ligero, para esto se tendría que comparar el peso obtenido con distintos materiales, tener una geometría del chasis capaz de cubrir el conductor en caso de sufrir algún accidente.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar mediante un software especializado un vehículo impulsado por potencia humana de tipo asiento reclinable de tres ruedas (dos delanteras y una trasera) que cumpla con las especificaciones necesarias para participar en la competencia “Human Powered Vehicle Challenge (HPVC)” organizada por la ASME.

1.2.2 Objetivos particulares

1. Diseñar el chasis del vehículo mediante el uso de softwares CAD-CAE cumpliendo las normas dadas en la competencia.
2. Seleccionar el sistema de transmisión de potencia del vehículo, modelar e integrarlo en el software de diseño.
3. Seleccionar el sistema de frenos del vehículo, modelar e integrarlo en el software de diseño.
4. Diseñar el sistema de dirección del vehículo considerando criterios de ergonomía enfocados al usuario y teniendo un radio de giro menor a 8 metros.
5. Integrar los modelos de los sistemas de dirección y frenado al diseño total del chasis con el uso de un ensamble en el software de modelado CAD-CAE.
6. Hacer un análisis estático mediante un software basado en la teoría del Elemento Finito al chasis para determinar el comportamiento mecánico de la estructura bajo un estado de cargas específico.

1.3 Descripción del problema

En la Universidad Autónoma de Querétaro se han diseñado diversos tipos de vehículos terrestres, como Electratón y Mini Baja SAE, ninguno de ellos tiene un enfoque como al del presente proyecto, el cual debe cumplir con características mecánicas específicas para participar en la competencia establecida por ASME, siendo un punto clave para el análisis de los vehículos que se elaborarán posteriormente, aumentando la confiabilidad, seguridad y resistencia mecánica de los mismos. La finalidad de estos vehículos es tener una alternativa para poder transportarse de un punto a otro, reduciendo emisiones que son muy dañinas en estos tiempos o tener la oportunidad de entrar en alguna competencia. Teniendo definido el enfoque principal del vehículo es cuando se da el comienzo de su diseño, por ejemplo, si se necesita que sea lo más ligero posible, que su geometría aporte protección al conductor, que la ergonomía del vehículo mantenga cómodo al conductor para recorridos extensos, entre otros casos.

1.4 Justificación

La fabricación de un vehículo impulsado por potencia humana (HPV) nos permite el participar en la competencia internacional Human Powered Vehicle Challenge (HPVC) dado por ASME, al igual que se le da importancia el uso alternativo a este medio de transporte para la reducción de emisiones. Estos vehículos deben de ser seguros para el conductor ante situaciones de algún accidente, para esto, la realización del diseño del proyecto se hará bajo la normativa que se usa en la competencia HPVC para que el vehículo se respalde ante una normativa de seguridad.

En el presente proyecto se busca diseñar un vehículo integrado por un chasis cuya geometría sea capaz de proteger al conductor ante impactos de otro vehículo o en caso de llegar a presenciar una volcadura, algunos ejemplos de accidentes están en la Figura 1.16 y Figura 1.17.

Adicionalmente, el vehículo a diseñar deberá contar con un peso igual o inferior al de los vehículos reportados en la literatura, para ello se someterá el diseño a un análisis de esfuerzos y deformaciones, el cual, se llevará a cabo mediante un software basado en la teoría de los Elementos Finitos. La simulación permitirá corroborar el material seleccionado al evaluar tanto el peso del chasis como su comportamiento al someterse a un estado de cargas en específico. Por otro lado, se encuentra el frenado del vehículo, por medidas de seguridad se requiere que sea menor a 6 metros, desde que se encuentra en movimiento hasta un estado estático del modelo, para esto, se calculará teóricamente la fuerza que ejercerán los frenos desde la aplicación de fuerza en la palanca de frenado hasta la llanta, luego de obtener esta fuerza se pasará a hacer una simulación en el software de MSC Adams donde se introducirán los parámetros del vehículo al igual que el de la llanta y el suelo, como coeficientes de fricción, para obtener un resultado más cercano a la realidad. Con esto se podrá corroborar que el sistema de frenado sea adecuado para el vehículo.

2. Fundamentación teórica

En esta sección se presenta toda la información y ecuaciones usadas para darle entrada al cálculo de cada uno de los componentes tanto para el caso de la simulación por Elementos Finitos, como para la selección de los materiales a utilizar en dicha simulación, dando por hecho que se debe seleccionar un material capaz de soportar los esfuerzos causados por impactos laterales y superiores, además, es necesario establecer los parámetros necesarios para el cálculo de los componentes de frenado y radio de giro para que el vehículo tenga todas las características necesarias y cumpla con la normativa dado en el reglamento de HPV Challenge, de este modo se integrará un vehículo capaz de soportar mecánicamente los estándares de seguridad de la competencia.

2.1 Equilibrio de cuerpo rígido.

Un cuerpo rígido puede considerarse como una combinación de un gran número de partículas donde todas éstas permanecen a una distancia fija entre sí, es un cuerpo ideal cuyas dimensiones no cambian bajo ninguna circunstancia. Este modelo es importante porque las propiedades del material de todo cuerpo que se supone rígido, no tendrán que tomarse en cuenta al estudiar los efectos de las fuerzas que actúan sobre dicho cuerpo. En la mayoría de los casos, las deformaciones reales que ocurren en estructuras, máquinas, mecanismos, etcétera, son relativamente pequeñas, y el supuesto de cuerpo rígido resulta adecuado para el análisis [11].

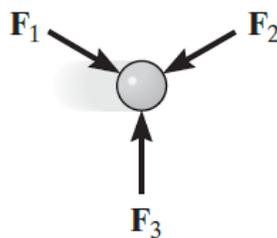


Figura 2.1 Equilibrio de una partícula [11]

Cuando un cuerpo está sometido a un sistema de fuerzas externas y momentos par que es el resultado de los efectos de fuerzas gravitatorias, eléctricas, magnéticas o de contacto causadas por cuerpos adyacentes. Las fuerzas internas causadas por interacciones entre partículas dentro del cuerpo no se muestran en la Figura 2.1 porque estas fuerzas ocurren en pares colineales iguales pero opuestos y por consiguiente se cancelarán, lo cual es una consecuencia de la tercera ley de Newton, mencionada por el principio de acción-reacción, establece que cuando dos partículas interactúan, la fuerza sobre una partícula es igual y opuesta a la fuerza que interactúa sobre la otra partícula. Es decir, si existe una fuerza externa, tal fuerza será contrarrestada por otra igual, pero en la dirección opuesta

El sistema de fuerzas y momentos de par que actúan sobre un cuerpo puede reducirse a una fuerza resultante y un momento de par equivalentes en cualquier punto arbitrario "O" sobre el cuerpo o fuera de él. Si tanto la fuerza como el momento de par resultantes son iguales a cero, entonces se dice que el cuerpo está en equilibrio. En forma matemática, el equilibrio de un cuerpo se expresa como:

$$F_R = \sum F = 0 \quad (2.1)$$

$$(M_R)_O = \sum M_O = 0 \quad (2.2)$$

F = Fuerza

M = Momento

La primera de estas ecuaciones establece que la suma de las fuerzas que actúan sobre el cuerpo es igual a cero. La segunda ecuación establece que la suma de los momentos de todas las fuerzas en el sistema con respecto al punto O, añadida a todos los momentos de par es igual a cero. Estas dos ecuaciones no sólo son necesarias para el equilibrio, también son suficientes [11].

2.2 Herramientas de diseño por computadora.

El diseño asistido por computadora (CAD) es el uso de un amplio rango de herramientas computacionales que asisten a ingenieros, arquitectos y a otros profesionales del diseño en sus respectivas actividades. Es todo sistema informático destinado a asistir al diseñador en su tarea específica.

El proceso de diseño CAD consiste en cuatro etapas.

1. **Modelado geométrico:** Se describe como forma matemática o analítica a un objeto físico, el diseñador construye su modelo geométrico emitiendo comandos que crean o perfeccionan líneas, superficies, cuerpos, dimensiones y texto; que dan origen a una representación exacta y completa en dos o tres dimensiones.
2. **Análisis y optimización del diseño:** Después de haber determinado las propiedades geométricas, se somete a un análisis ingenieril donde se pueden analizar las propiedades físicas del modelo (esfuerzos, deformaciones, deflexiones, vibraciones).
3. **Revisión y evaluación del diseño:** En esta etapa importante se comprueba si existe alguna interferencia entre los diversos componentes, es útil para evitar problemas en el ensamble y el uso de la pieza.
4. **Documentación y dibujo (drafting):** Por último, en esta etapa se realizan planos de detalle y de trabajo. Generando planos de dibujo con diferentes vistas de la pieza, manejando escalas en los dibujos y efectuando transformaciones para presentar diversas perspectivas de la pieza.

Otro punto importante es mejorar la fabricación, desarrollo y diseño de los productos con la ayuda de la computadora. Con este proceso se pretende fabricarlos con mayor precisión, a un

menor precio y mucho más rápido que con si se hiciera solamente por el hombre en un proceso de manufactura convencional. [12]

Para el diseño del vehículo se ocupará un software de diseño para el modelado en 3D del modelo para luego hacer un análisis estático mediante el comando de simulación basado en la teoría del Elemento Finito para ver el comportamiento del diseño antes cargas aplicadas. Para esto el uso del software SolidWorks es una herramienta que puede ayudar para ambos casos. El software CAD SolidWorks es una aplicación de automatización de diseño mecánico que les permite a los diseñadores dibujar y diseñar ideas con rapidez, experimentar con operaciones y cotas, producir modelos y dibujos detallados. SolidWorks emplea un procedimiento de diseño en 3D. Al diseñar una pieza, desde el croquis inicial hasta el resultado final, está generando un modelo en 3D. A partir de este modelo, puede crear dibujos en 2D o componentes de relaciones de posición que consten de piezas o subensamblajes para crear ensamblajes en 3D. También puede crear dibujos en 2D a partir de los ensamblajes en 3D. Generando una vista detallada de una pieza que está siendo medida de forma física y reproducida virtualmente con características geométricas similares en el mundo real [13].

2.3 Método del Elemento Finito.

El método del elemento finito (MEF por sus siglas en español o FEM por sus siglas en inglés) es un método numérico para la resolución de ecuaciones diferenciales, utilizado en diversos problemas de ingeniería y física. El método se basa en dividir el cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) sobre el que están definidas ciertas ecuaciones integrales que caracterizan el comportamiento físico del problema, en una serie de subdominios no intersectantes entre sí denominados elementos finitos. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también llamada discretización. Dicha discretización se basa en dividir nuestro modelo en diversos volúmenes de control, los cuales establecen el comportamiento mecánico del cuerpo como si estuviera en el mundo real.

Dentro de cada elemento se distingue una serie de puntos representativos llamados nodos. Dos nodos son adyacentes sí pertenecen al mismo elemento finito, además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos, se puede ver de manera más clara en la Figura 2.2. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se conoce como malla. Los cálculos se realizan sobre una malla o discretización creada a partir del dominio con programas generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas), la matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos. [14]

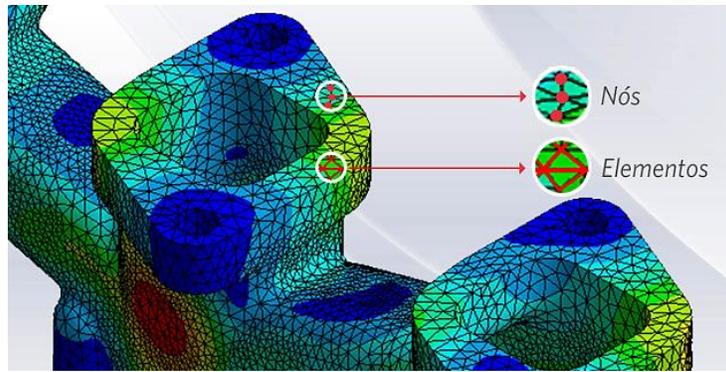


Figura 2.2 Representación de la malla y los volúmenes de control del análisis por elemento finito (Nodo, del portugués "Nós") [15]

Típicamente, el MEF se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas, las deformaciones y tensiones respectivamente, cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica del medio continuo. El método de los Elementos Finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos en dos o tres dimensiones (ver Figura 2.3).

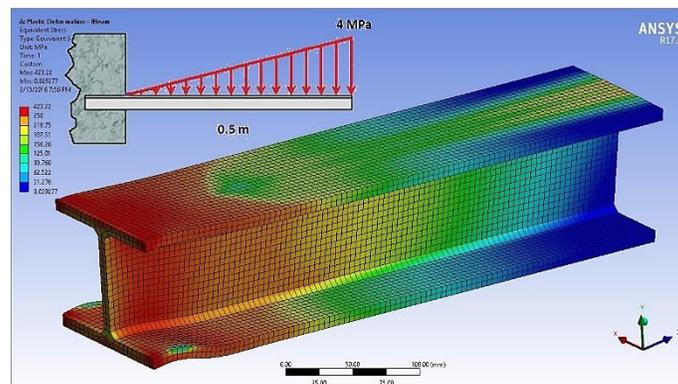


Figura 2.3 Aplicación del método del elemento finito en un cálculo de esfuerzos [16]

2.4 Presión

Las fuerzas que ejerce un fluido sobre el medio que lo rodea vienen caracterizadas por una sola magnitud, la presión en el fluido, la cual se define como la cantidad de fuerza perpendicular aplicada sobre una superficie [17], esto es:

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.3)$$

$$\left(1 \text{ Pa} = \frac{1 \text{ N}}{\text{m}^2}\right)$$

$P = \text{Presión}$

$F = \text{Fuerza}$

$A = \text{Área}$

2.5 Principio de Pascal

En un punto de un fluido en reposo existe la misma presión en todas las direcciones. La sobrepresión ejercida sobre un punto del fluido en equilibrio se transmite íntegramente y en todas las direcciones a los demás puntos del fluido en equilibrio. El principio de Pascal se representa en la ecuación (2.3). [17]

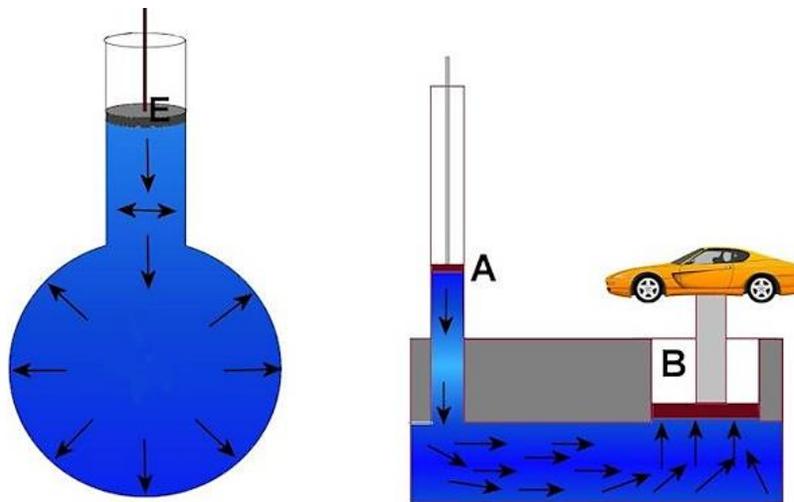


Figura 2.4 Ejemplo del principio de Pascal [18]

2.6 Fuerza de fricción

La fuerza de fricción es una fuerza que resiste el movimiento de dos superficies en contacto que se deslizan relativamente entre sí. Esta fuerza actúa siempre tangencialmente a la superficie en los puntos de contacto y está dirigida en sentido opuesto al movimiento posible o existente entre las superficies. [19]

Las leyes de fricción seca se pueden ejemplificar mediante el siguiente experimento. Un bloque de peso \mathbf{W} se coloca sobre una superficie horizontal plana. Las fuerzas que actúan sobre el bloque son su peso \mathbf{W} y la reacción de la superficie. Como el peso no tiene una componente horizontal, la reacción de la superficie tampoco la tiene; por tanto, la reacción es normal a la superficie y está representada por \mathbf{N} en la Figura 2.5. Ahora, suponga que se aplica sobre el bloque una fuerza horizontal \mathbf{F} , Figura 2.5a. Si \mathbf{F} es pequeña, el bloque no se moverá; por tanto, debe existir alguna otra fuerza horizontal que equilibre a \mathbf{F} . Esta otra fuerza es la fuerza de fricción estática \mathbf{f}_s , la cual es en realidad la resultante de diversas fuerzas que actúan sobre toda la superficie de contacto entre el bloque y el plano. Si se incrementa la fuerza \mathbf{F} , también se incrementa la fuerza

de fricción f_s , la cual continúa oponiéndose a F hasta que su magnitud alcanza un cierto valor máximo $f_{s(\max)}$. Si F se incrementa aún más, la fuerza de fricción ya no la puede equilibrar y el bloque comienza a deslizarse. En cuanto comienza a moverse el bloque, la magnitud de f_s disminuye a un valor menor f_k . Lo anterior se debe a que existe una menor interpretación entre las irregularidades de las superficies se mueven una con respecto a la otra. A partir del momento en que el bloque empieza a moverse, éste continúa deslizándose con una velocidad que va aumentando mientras que la fuerza de fricción, representada por f_k y denominada fuerza de fricción cinética, permanece constante mostrado en la Figura 2.5b.

La evidencia experimental muestra que el máximo valor $f_{s(\max)}$ de la fuerza de fricción estática es proporcional a la componente normal N de la reacción de la superficie. Así, se tiene que:

$$f_s = \mu_s N \quad (2.4)$$

Donde μ_s es una constante llamada coeficiente de fricción estática. De forma similar, la magnitud f_k de la fuerza de fricción cinética puede expresarse de la siguiente forma:

$$f_k = \mu_k N \quad (2.5)$$

Donde μ_k es una constante llamada coeficiente de fricción cinética. Los coeficientes de fricción μ_s y μ_k no dependen del área de las superficies en contacto, sino que dependen en gran medida de la naturaleza de las superficies en contacto.

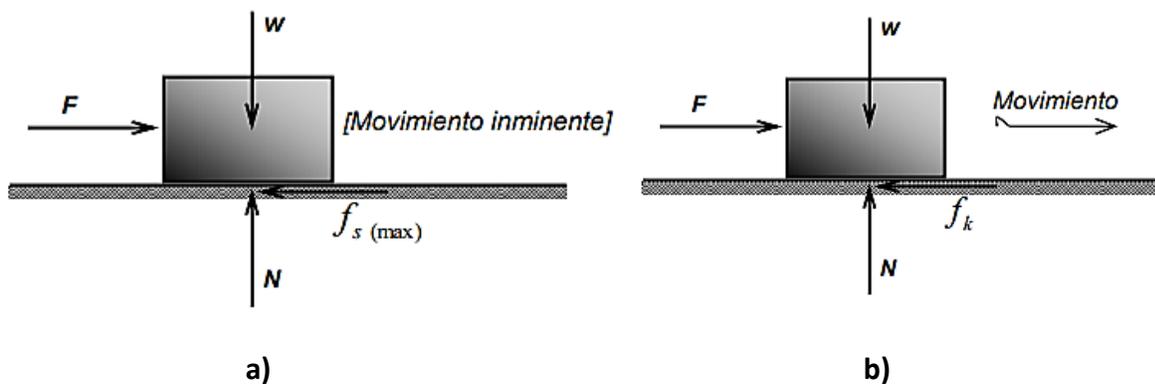


Figura 2.5 Fuerza de fricción [20]

2.7 Dinámica vehicular

En ocasiones se ha dicho que las fuerzas que controlan un vehículo automóvil de altas prestaciones se desarrollan en cuatro pequeñas áreas, en las cuales tiene lugar el contacto entre el neumático y la carretera. El conocimiento de las fuerzas y momentos generados por el neumático sobre la carretera es esencial para entender el comportamiento dinámico de los vehículos.

El problema de la dinámica vehicular trata fundamentalmente del movimiento de vehículos equipados con neumáticos – automóviles, camiones, autobuses, vehículos especiales, etc...-

sobre una superficie preparada al efecto. Los movimientos de interés son la aceleración, el frenado, los cambios de dirección y el vuelco.

Con frecuencia son utilizados cuando se habla de la dinámica de vehículos, los términos control, estabilidad y maniobrabilidad. El control se puede definir como la acción que el conductor realiza para “controlar” el movimiento del vehículo, mediante la actuación directa sobre el vector velocidad y por tanto sobre su trayectoria. La estabilidad se refiere a la involuntariedad de un vehículo para salirse de su trayectoria. La maniobrabilidad es la habilidad que presenta cada vehículo para girar en las curvas satisfactoriamente y el estudio de cómo el conductor percibe el comportamiento del vehículo en las mismas [21].

Velocidad

Para el cálculo de la velocidad del vehículo dependerá de los componentes seleccionados en el sistema de impulsión, la ecuación para saber la velocidad que tendrá el vehículo es la siguiente:

$$[\text{Cadencia}(RPM) * \text{Gear Ratio} * \text{PerimetroLlanta}(m)] / 60 \quad (2.6)$$

Frenado

El comienzo de un frenado de una bicicleta es el aplicar fuerza a una maneta en donde ésta accionará un pistón maestro el cual ejercerá una presión hidráulica en el cable que transmite el líquido hidráulico que recorre a través del vehículo hasta llegar al caliper donde esta fuerza accionará las pastillas de frenado para que hagan contacto con el disco de frenado de la llanta y empiecen a detener el movimiento del vehículo (ver Figura 2.6).

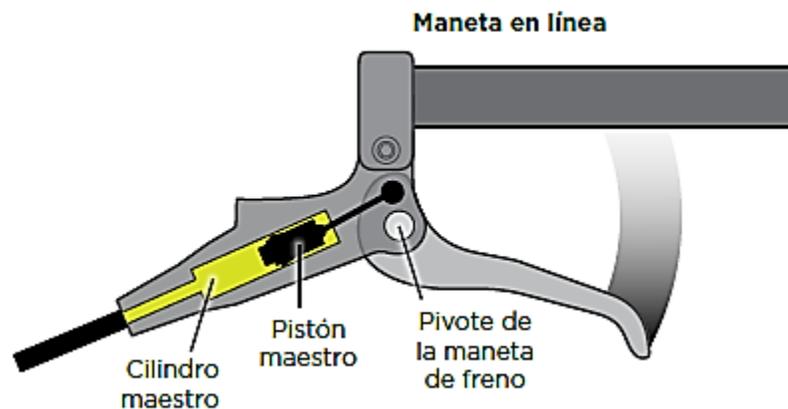


Figura 2.6 La maneta de freno [22]

La presión generada por el pistón maestro va a ser igual a:

$$P_{mc} = \frac{F_{bp}}{A_{mc}} \quad (2.7)$$

Donde:

P_{mc} = La presión hidráulica generada por el pistón maestro Mpa

F_{bp} = La fuerza aplicada a la maneta de frenado en N

Esta presión obtenida mediante la ecuación (2.7) recorrerá todo el cable que está conectado desde la maneta de frenado hasta el caliper donde el líquido hidráulico empujará a las pastillas de frenado para que entren en contacto con el disco de frenado que se encuentra conectado a la llanta. En la Figura 2.7 se puede apreciar de mejor manera como será este recorrido.

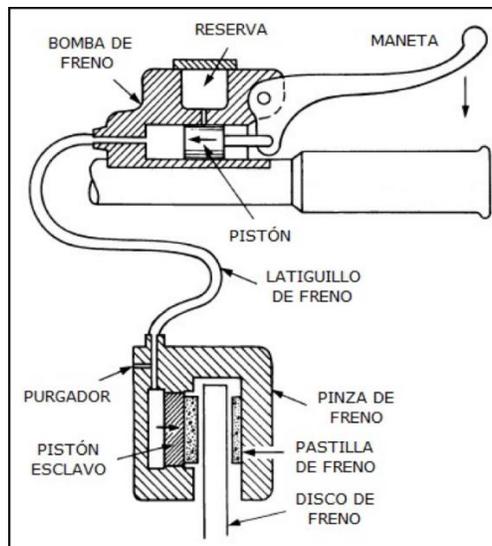


Figura 2.7 Sistema de freno hidráulico [23]

El valor de presión que se obtiene en el punto cuando se acciona el cilindro maestro será la misma presión que llegará al caliper, donde se accionarán las pastillas de frenado mostrado en la Figura 2.8.

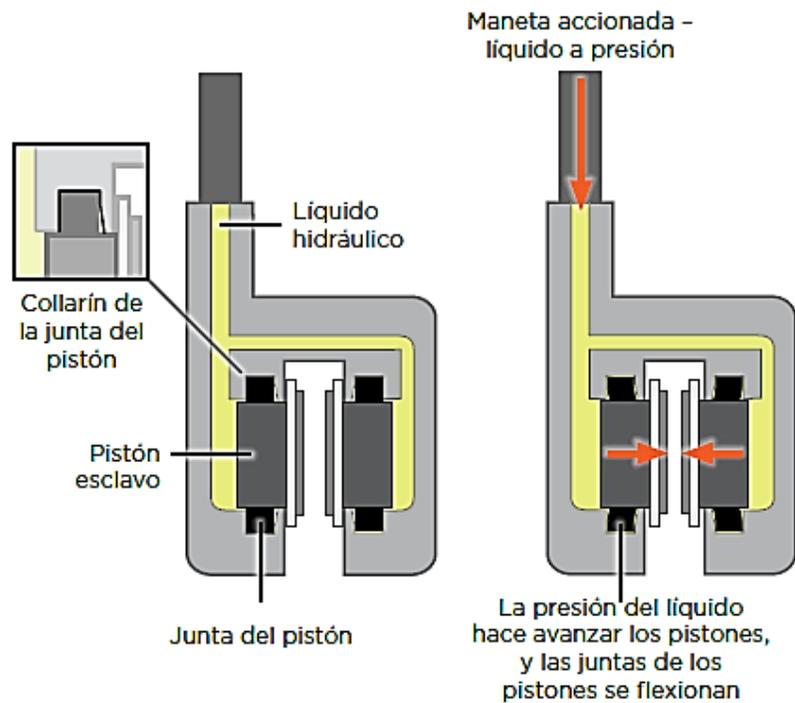


Figura 2.8 Sistema de accionamiento del caliper [22]

Entonces al tener

$$P_{cal} = P_{mc} \quad (2.8)$$

Donde:

P_{cal} = La presión hidráulica transmitida al caliper en Mpa

En el momento que se accionen las pastillas de frenado, estas entrarán en contacto con el disco de frenado que se encontrará en movimiento, al entrar en contacto se ejercerá una fuerza de fricción y con esto el disco al igual que el vehículo comenzarán a detenerse. Para el cálculo de la fuerza de fricción primero se debe obtener la fuerza generada por la presión hidráulica hacia las pastillas de frenado.

$$F_{cal} = P_{cal} \times A_{cal} \quad (2.9)$$

Donde:

F_{cal} = fuerza mecánica generada por una pastilla de frenado del caliper en N

A_{cal} = Área efectiva de una pastilla de frenado del caliper en mm²

La fuerza obtenida mediante la ecuación (2.9) representa la fuerza desarrollada por una pastilla de frenado, los caliper contienen dos pastillas de frenado y éstas generan una fuerza de sujeción por lo cual la fuerza F_{cal} se multiplicará por dos.

$$F_{clamp} = F_{cal} \times 2 \quad (2.10)$$

Donde:

F_{clamp} = Es la fuerza generada por el caliper en N

La fuerza generada por el caliper es la fuerza de sujeción que se aplicará desde las pastillas de frenado hasta el disco donde existirá una fuerza de fricción por el contacto de estas dos superficies. Para obtener la fuerza de fricción generada por estos dos componentes se necesita la fuerza obtenida de la ecuación (2.10) y el coeficiente de fricción que existirá entre ellos.

$$F_{friction} = F_{clamp} \times \mu_{bp} \quad (2.11)$$

Donde:

$F_{friction}$

= Es la fuerza de fricción generada por las pastillas de freno oponiendo la rotación del rotor en N.

μ_{bp} = El coeficiente de fricción de la pastilla de frenado y el rotor

El disco de frenado tiene como función principal el generar el torque como función con la fuerza de fricción de las pastillas de frenado. Para el cálculo de este torque se multiplicará la fuerza generada por las pastillas de frenado (obtenida en la ecuación (2.11)) al entrar en contacto con el disco y el radio del disco.

$$T_r = F_{friction} \times R_{eff} \quad (2.12)$$

Donde:

T_r = El torque generado por el rotor en Nm

R_{eff} = El radio del rotor en m

Como el disco de frenado está mecánicamente unido al eje del ensamble de la rueda, y porque la llanta se considera rígida al estar unida a las ruedas, el torque será constante por todo el ensamble.

$$T_t = T_w = T_r \quad (2.13)$$

Donde:

T_t = El torque en la llanta en Nm

T_w = El torque en la rueda en Nm

Asumiendo que se encuentra una adecuada fricción entre el suelo y la llanta del vehículo, la llanta va a desarrollar un deslizamiento respecto al suelo como reacción al torque generado en el rotor.

$$F_{tire} = \frac{T_t}{R_t} \quad (2.14)$$

Donde:

F_{tire} = La fuerza de reacción entre la llanta y el suelo en N

R_t = El radio efectivo de la llanta en m

Hasta este punto del análisis se ha tomado en cuenta una rueda de frenado del vehículo, en caso de que el vehículo cuenta con más de una rueda que ejerce una fuerza de frenado entonces la fuerza sería:

$$F_{total} = \sum F_{tire\ FL,FR} \quad (2.15)$$

Donde:

F_{total} = Es la fuerza total de frenado entre el vehículo y el suelo en N

La desaceleración de un vehículo consiste en la rapidez de cómo se va deteniendo la velocidad hasta llegar a 0. Esta desaceleración se calcula a partir de la fuerza generada en las llantas detendrán todo el peso que se encuentra en el vehículo. Luego de obtenerlo se podrá calcular la distancia de frenado con la referencia de la velocidad a la que se encontrará el vehículo en movimiento.

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} \quad (2.16)$$

Donde:

a_v = La desaceleración del vehículo m/s^2

Para el cálculo de la distancia de frenado se utilizará la velocidad a la que se encuentra el vehículo y la desaceleración de este que se obtuvo anteriormente.

$$SD_v = \frac{v_v^2}{2 \times a_v} \quad (2.17)$$

Dirección

Para el cálculo del radio de giro del vehículo se utilizaron las ecuaciones de la geometría de dirección de Ackermann [24] (ver Figura 2.9) ya que en esta ecuación se toma en cuenta un

vehículo con dirección delantera como el vehículo del presenta proyecto. Las ecuaciones son las siguientes:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (2.18)$$

$$\cot \delta = \frac{\cot \delta_o + \cot \delta_i}{2} \quad (2.19)$$

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta} \quad (2.20)$$

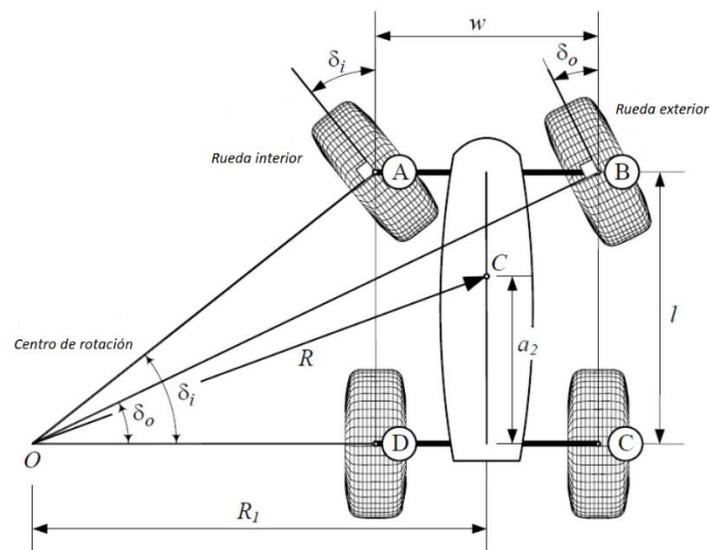


Figura 2.9 Ángulo interior y exterior de un vehículo de dirección delantera [24]

3. Metodología

A continuación, se muestran los pasos que se siguieron para el desarrollo del modelado y comprobación del diseño del vehículo HPV, como puede apreciarse en la Figura 3.1 primeramente se comprobó la integridad del modelo y su seguridad, posteriormente al tener un vehículo estructuralmente confiable es posible darle entrada al estudio de frenado y verificar las cargas necesarias para su diseño y verificar el peso del mismo en su totalidad conformando todas las piezas.

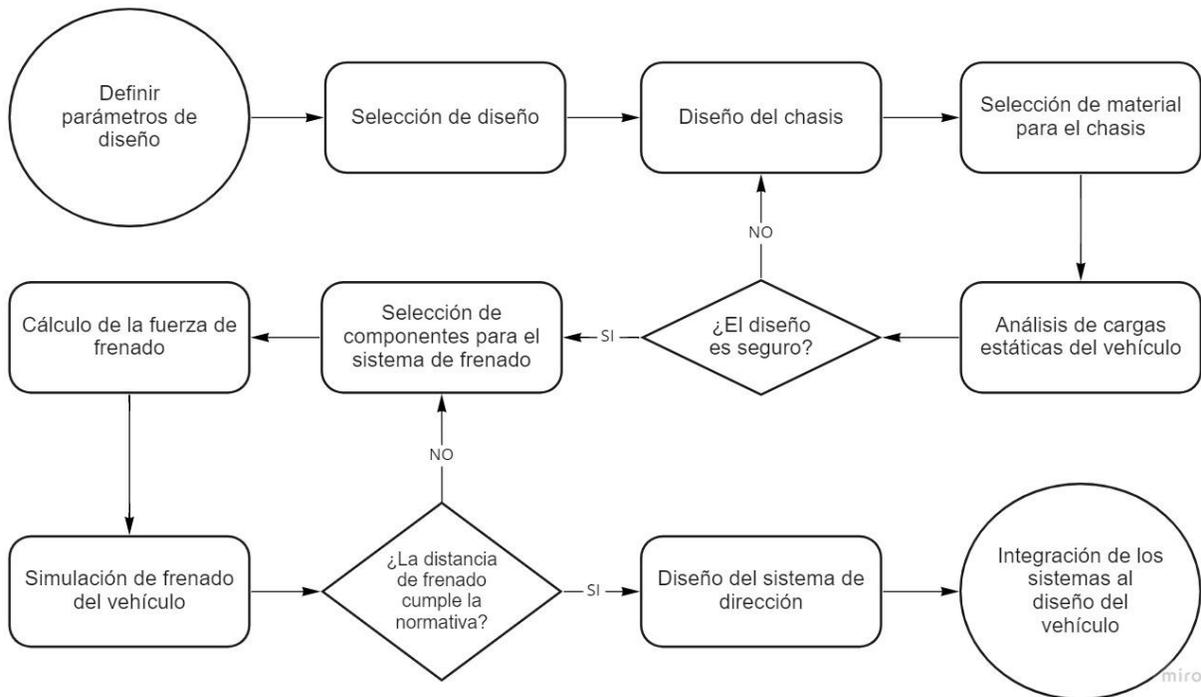


Figura 3.1 Metodología a seguir.

3.1 Selección de configuración

Para el comienzo del diseño del chasis, el primer paso es seleccionar el estilo de vehículo impulsado por potencia humana, como se mostró en la Figura 1.1 y 1.2, se cuenta con el de asiento reclinable y el **Velomóvil**. Para este proyecto se escogió el de asiento reclinable, ya que se busca mejorar la geometría del vehículo para proteger al conductor ante algún incidente al igual que se mantiene un valor de peso considerable.

Para la selección de una configuración del vehículo se deben de tener en cuenta los requisitos que pide el reglamento de ASME que el vehículo cumplirá para entrar a la competencia, dichos requisitos son los siguientes:

- El vehículo debe de tener una distancia de frenado menor a 6 metros estando a una velocidad de 25 km/hr hasta la fase estática.
- El vehículo debe de tener un radio de giro menor a 8 metros.
- El vehículo debe de ser estable en velocidades bajas, se debe de manejar por 30 metros a una velocidad entre 5 y 8 km/hr en línea recta.

Después de considerar los requisitos del reglamento, se prosigue a la selección de la configuración del vehículo. En este caso es el de asiento reclinable, lo siguiente es seleccionar la configuración del modelo el cual cuenta con tres configuraciones, el **Tadpole**, el **Delta** y **Recumbent Bicycle** [25]. La diferencia de estas tres configuraciones es la cantidad de llantas y su distribución en el HPV. En el caso del vehículo con configuración **Tadpole**, mostrado en la Figura 3.2, cuenta con tres llantas, dos delanteras y una trasera, la ventaja de esta configuración es su estabilidad, en cuestión a su manejo en velocidades bajas, éste no perdería el equilibrio cómo lo haría una bicicleta de dos ruedas [26], el tener dos llantas delanteras puede ser de ayuda para los frenos del vehículo ya que en la competencia se requiere de frenos delanteros obligatoriamente y el tener los frenos en esa ubicación daría mayor estabilidad y mayor fuerza de frenado, obteniendo una menor distancia de desplazamiento en el acto de frenado.



Figura 3.2 Tadpole Tricycle [27]

Para el caso de la configuración **Delta**, mostrado en la Figura 3.3, consiste de una llanta delantera y dos traseras, este tipo de configuración proporciona un apoyo en cuestión al sistema de dirección del vehículo ya que siendo de sólo una rueda se puede adaptar la dirección de una bicicleta convencional y no tener que crear una dirección específica como en el caso de la configuración **Tadpole**. Otra de las ventajas de tener una sola llanta delantera es el tener el sistema de impulsión del vehículo en la llanta delantera, el tener un sistema de impulsión en las llantas traseras puede ser complicado en esta configuración, pero en cuestión a otras configuraciones se tendría que tener una cadena que podría ser el triple de longitud a comparación de una bicicleta convencional.



Figura 3.3 Delta Tricycle [27]

Y, por último, se encuentra la **Recumbent Bicycle**, mostrado en la Figura 3.4, este vehículo es el más parecido a una bicicleta convencional ya que tiene una llanta delantera y una trasera con la diferencia que el sistema de pedales se encuentra en la llanta delantera y no entre las dos llantas. Esta configuración es la más inestable de las tres, ya que al manejarse en velocidades bajas se perdería el equilibrio fácilmente, también está el caso del frenado, al tener un frenado con la máxima fuerza el vehículo perdería la estabilidad. En el actual proyecto se optó por la configuración **Tadpole** ya que es una configuración estable, al tener dos llantas delanteras nos brindará una fuerza considerable de frenado, factor que será positivo para dicha prueba, al ser un vehículo de tres llantas nos brindará estabilidad para la prueba de manejo en velocidades bajas, ahora, en cuestión a la prueba del radio de giro, éste dependerá de la geometría del chasis y las adaptaciones que se generen en la etapa de modelado.



Figura 3.4 Recumbent Bicycle [28]

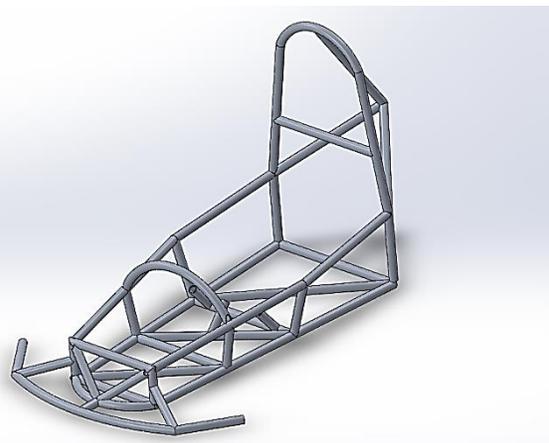
Ventajas y Desventajas de los distintos diseños de vehículos		
Tipo de diseño	Ventajas	Desventajas
Tadpole	<ul style="list-style-type: none"> • Dos frenos delanteros que brindan mayor fuerza y estabilidad. • Geometría del chasis puede brindar buena seguridad al conductor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Geometría compleja y de mayor peso. • Sistema de dirección más complejo
Delta	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema de dirección sencillo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema de frenos delanteros en una sola rueda no brinda buena fuerza de frenado.
Recumbent	<ul style="list-style-type: none"> • Geometría del chasis mas sencilla y de menor peso. • Sistema de dirección sencillo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Inestable a bajas velocidades o en un frenado de emergencia. • La geometría no brinda buena seguridad al conductor

3.2 Diseño

Recapitulando los puntos del reglamento, el vehículo debe de cubrir al conductor su cabeza y sus extremidades, ser estable a velocidades bajas y tener un radio de giro menor a 8 metros. Entonces el objetivo para el diseño del chasis es ser ligero y seguro para el cuerpo del conductor, para la seguridad del conductor se considera modelar un chasis con una jaula que proteja al tripulante, tales ejemplos pueden ser vistos en la Figura 3.5. Se procederá a desarrollar una geometría de chasis en forma de jaula, en donde el peso del chasis no exceda un valor de 15 kg. De esta forma, se pretende buscar reducir pesos y costos en la fabricación del vehículo.



A)



B)

Figura 3.5 HPV de la universidad Liberty (A) y chasis del vehículo Volts-UAQ (B) [29]

3.2.1 Criterios de diseño

En el reglamento de la competencia Human Powered Vehicle Challenge no menciona restricciones sobre las dimensiones del vehículo, el reglamento muestra que nuestro modelo debe de cumplir con el apartado de seguridad que consiste en que el HPV tenga la suficiente resistencia ante ciertas cargas y el arnés de seguridad para el conductor. Para complementar ciertas medidas de seguridad se obtendrán algunas restricciones de diversos reglamentos pertenecientes a otras competencias. En el caso del reglamento utilizado en la competencia Electrátón, se requiere que el chasis del vehículo se encuentre a una distancia mínima de 2 pulgadas respecto al suelo, otra restricción es la distancia comprendida entre el casco del conductor y el **Rollbar**, que es la barra del respaldo del asiento del conductor, aquí se debe tener una distancia mínima de 3 pulgadas [30]. En el caso del reglamento de la competencia mini baja elaborada por SAE se tomará la medida y diseño de seguridad de los soportes para el arnés del cinturón de seguridad mostrado en la Figura 3.6[31].

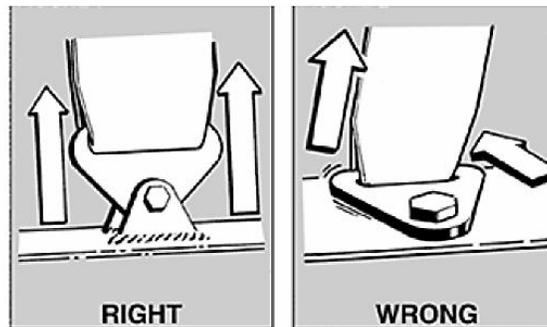


Figura 3.6 Orientación de los soportes del arnés [31]

Las fuerzas que debe de soportar el vehículo se presentarán en la Figura 3.7. Como puede apreciarse dichas cargas son fuerzas laterales en la jaula que envuelve la integridad del conductor, la estructura debe ser capaz de soportar esos esfuerzos, ya que, al momento de presentarse una volcadura o choque en esa zona, la tubería utilizada es capaz de absorber el impacto y mantener la zona segura para el operador del vehículo. Como se puede ver en la Figura 3.7 se presentan tres escenarios, el primero es sobre una carga lateral de 1330N que se encuentra a la altura del hombro del conductor, el segundo escenario es por la parte superior del vehículo con una inclinación de 12° en dirección a la llanta trasera y por último se tiene la combinación de las cargas de ambos escenarios.

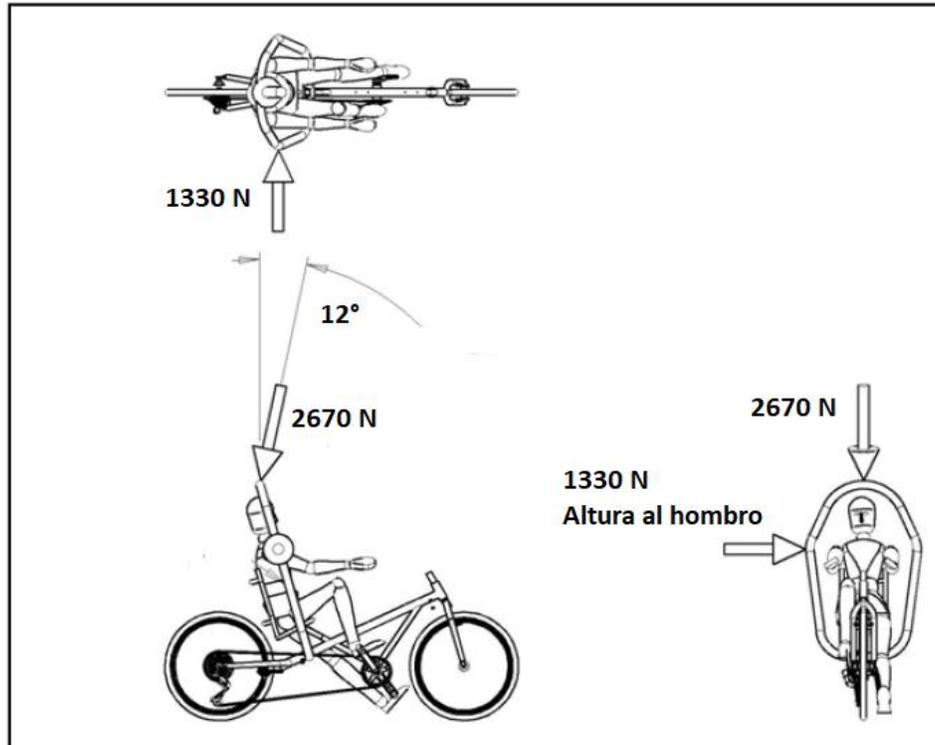


Figura 3.7 Cargas que debe soportar el chasis para cumplir con el reglamento [32]

3.2.2 Selección de material

Para la selección de material del presente proyecto se tienen tres opciones mostradas en la Tabla 1, en la cual se presenta una aleación de acero y dos de aluminio. La consideración del acero es por su alta resistencia a la fluencia, estado en el que un material dúctil pasa de su estado elástico a su estado plástico y aparece la deformación del mismo, siendo el acero el más resistente entre las tres opciones, pero se tiene la desventaja en su peso, como se puede observar en la Tabla 1, su densidad es casi tres veces mayor a la del aluminio por lo cual el peso del chasis aumentaría drásticamente conforme se esté modificando. Posteriormente tenemos el aluminio 6063-T6 que es una aleación ligera y resistente, esta aleación se tomó a consideración por lo anteriormente mencionado y por la razón de que es un aluminio recomendado en el reglamento de la competencia Electratón [30]. Por último, tenemos el aluminio 6061-T6, similar al 6063-T6 pero con la diferencia de que el 6061 tiene un mayor valor en la resistencia a la fluencia.

El valor del esfuerzo de fluencia (σ_y) mostrado en la Tabla 1 es un valor obtenido sobre una muestra puesta a pruebas mecánicas de tensión. En el caso del presente proyecto la tubería del chasis se soldará por partes para obtener la geometría deseada por lo cual el valor del esfuerzo de cedencia del material tenderá a disminuir, esto debido a las uniones que se muestran en el modelo y la distribución de las cargas en la estructura. En la literatura se encuentran reportados algunos trabajos donde se muestran las propiedades mecánicas de los materiales cuando estos tienden a estar soldados. Comenzando con el acero AISI 4130 que contiene un esfuerzo de fluencia de 460 MPa. En la investigación por Sushant S. Satputaley [33] se aplicó un proceso de

soldadura de Tungsteno (TIG) al acero y como resultado se obtuvo un esfuerzo de fluencia menor de 295 Mpa. En el caso del aluminio 6063-T6 que tiene un esfuerzo de fluencia de 215 Mpa con la investigación de S. Ozan [34] se sometió el aluminio a un proceso de soldadura por fricción (FSW) teniendo como resultado un valor aproximado de 115 Mpa. Por último, se tiene el aluminio 6061-T6 el cual tiene un esfuerzo de fluencia de 275 Mpa, en la investigación por P.M.G.P. Moreira [35] nos muestra que el aluminio tiene un esfuerzo reducido de 156 Mpa después de ser sometido a un proceso de soldadura por microalambre (MIG). La selección del material se establecerá en base a los resultados de la simulación.

Material	Densidad (kg/m ³)	Esfuerzo de fluencia (N/m ²)
Acero AISI 4130	7850	460 000 000
Aluminio 6063-T6	2700	215 000 000
Aluminio 6061-T6	2700	275 000 000

Tabla 3.1 Materiales considerados para el chasis

3.2.3 Posición del conductor

En el proceso de modelado del diseño se pueden llegar a presentar algunas dificultades en cuestión a las dimensiones de éste, en una investigación hecha por H. K. Epema [36] se buscó mejorar la velocidad de su vehículo diseñando un vehículo dimensionado para un solo tripulante, en la elección del conductor se puso a prueba a dos candidatos, aplicando ejercicios para calcular la energía generada por cada uno, al tener un resultado lo relacionaron con el peso del mismo conductor teniendo la relación Watt por kilogramo (W/kg), el candidato con mayor trabajo por kilogramo fue seleccionado y con la altura del candidato se realizó el modelado del diseño del vehículo.

Lo anterior mencionado se omitirá en el proyecto ya que se trabaja simplemente en el diseño y no se tiene seleccionado ningún conductor por lo cual la mejor opción es hacer el diseño para un rango de alturas del conductor, en este caso se seleccionó un rango entre 165 cm y 175 cm de altura para la persona que maneje el vehículo, rango seleccionado por el promedio de estatura de hombres y mujeres en el país. [37]

En el trabajo realizado por Mattew Allen [7] se habla sobre el proceso del diseño de un HPV y en el apartado de la posición del conductor se comenta sobre algunos ángulos que el conductor debe de tener al estar sentado en el mismo y alcanzar una eficiencia máxima en cuestión a la potencia generada, estos ángulos no se pueden obtener exactamente en el diseño del presente proyecto por la razón de que varios conductores pueden entrar al vehículo, los ángulos que deben tener sus piernas para obtener una mayor eficiencia en la potencia generada van a ser diferentes por lo cual se tratará de tener una posición de asiento enfocada en la comodidad de los conductores.

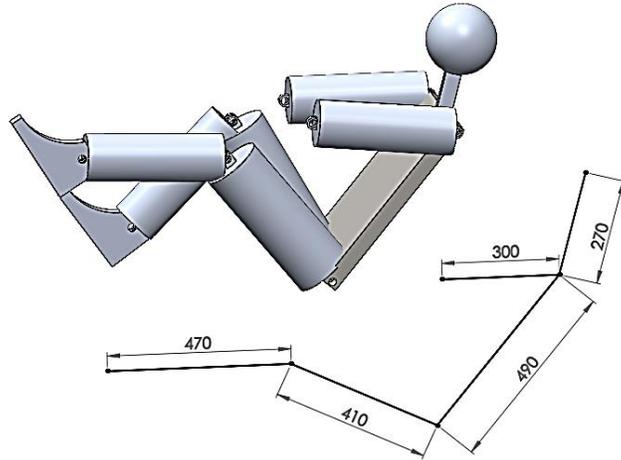


Figura 3.8 Diseño del conductor junto con el boceto basado para la posición del conductor (Distancia mostrada en milímetros)

Para esto, se creó en el software SolidWorks un diagrama de la posición esperada del conductor mostrado en la Figura 3.8, previo al modelado se utilizó un patrón de diseño con una altura de 164 cm, esto es para determinar la longitud máxima del vehículo para que el conductor del valor mínimo del rango de alturas no tenga problemas para transmitir potencia mediante los pedales del vehículo. Las flexiones que se pueden tener en el cuerpo humano se obtuvieron del modelo en la Figura 3.9 para la creación del maniquí que simulará el conductor dentro del vehículo en Solidworks.

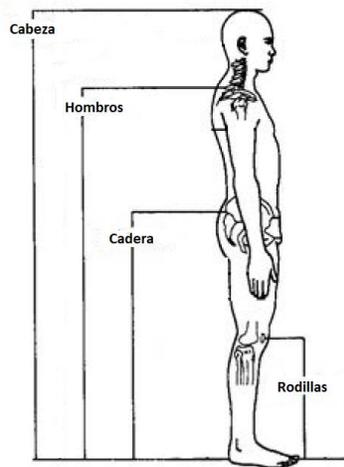


Figura 3.9 Parámetros de medida del cuerpo humano [7]

3.2.4 Modelo del chasis

Para el modelado del chasis se utilizaron los parámetros del conductor anteriormente mencionado, se modeló el chasis en base a la altura y la posición del conductor. Como el chasis se tiene que modelar para un rango de alturas ya que no está hecho para un conductor en específico, entonces se tratará de modelar con la posición más cómoda mostrada en la Figura

3.10. Esto para que el conductor pueda pedalear de manera más eficiente cómo se comentó en el trabajo de Matthew Allen [7], donde de acuerdo a la posición y altura del tripulante la acción del pedaleo será más eficaz.

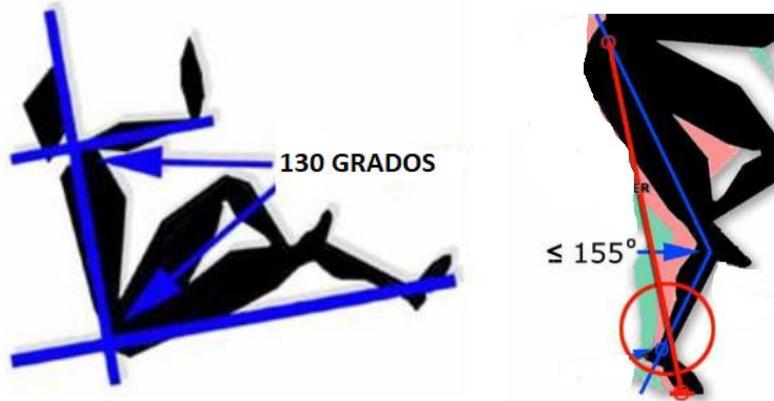


Figura 3.10 Ángulos recomendados para la posición del conductor en un HPV, en [8]

El primer modelo del chasis que se creó en el software SolidWorks fue el siguiente:

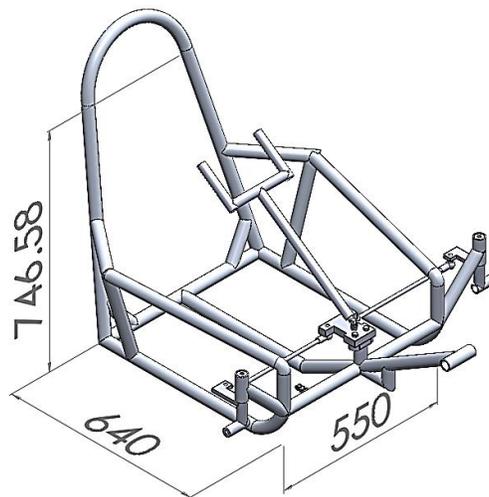


Figura 3.11 Primer modelo del chasis (Unidades mostradas en milímetros)

En la Figura 3.12 se puede ver que hay un problema con las dimensiones del chasis, el modelo del conductor es la estatura más pequeña que podría entrar al vehículo por lo que si ingresa uno de mayor estatura no entrará con las dimensiones del chasis, se procura tener cierta distancia entre la cabeza del conductor al arco del chasis para evitar contacto. Otro problema es la dirección que se diseñó para este caso, componentes del sistema de dirección (iluminados en rojo en la Figura 3.12) entrarían en contacto con las piernas del conductor por la cual sería un gran problema para la conducción.

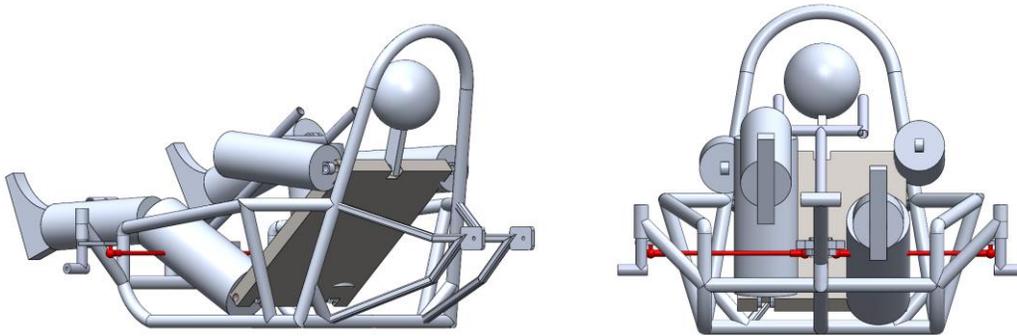


Figura 3.12 Posición del conductor en el primer modelo del chasis, la pierna izquierda indica el choque con la barra de dirección del volante.

Para el modelo final del chasis se tienen que mejorar ciertos aspectos de dimensiones y geometría del chasis de la Figura 3.12, como es el caso de las dimensiones del vehículo ya que en primer modelo solo entraría el conductor con la estatura mínima considerada, la distancia entre el **Rollbar** y la cabeza del conductor no cumple con la normativa de Electratón. El sistema de dirección se tendrá que rediseñar para que no entre en contacto con la pierna del conductor en el momento de pedalear. El diseño final del chasis es el siguiente, en el cual se puede observar que las dimensiones se cambiaron (ver Figura 3.13) para que entre un conductor de diversa estatura y además la barra de dirección el volante se colocó de diferente manera para evitar el contacto o choque con las piernas del tripulante al momento de ejercer la acción de pedaleo.

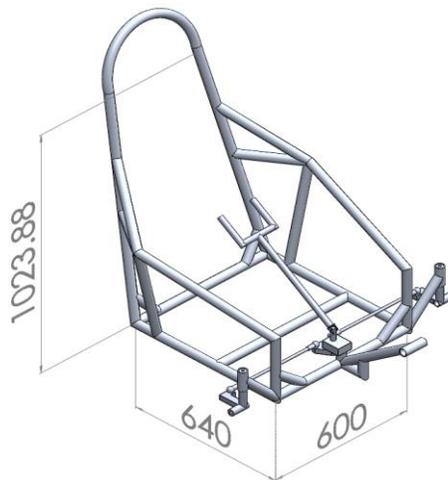


Figura 3.13 Modelo final del chasis (unidades mostradas en milímetros)

En la Figura 3.14 se muestra el conductor dentro del modelo final del chasis, se verifica que los ejes que conectan a las ruedas del sistema de dirección están a menor altura para que no entren

en contacto con el conductor del vehículo, además el **Rollbar** está a una mayor altura, menos incómoda para el tripulante y la variación de las estaturas en las que se puede seleccionar al conductor. Cumpliendo el segmento tomado del reglamento de electración [30] de tener una distancia mínima de 3 pulgadas entre el **Rollbar** y el casco del conductor.

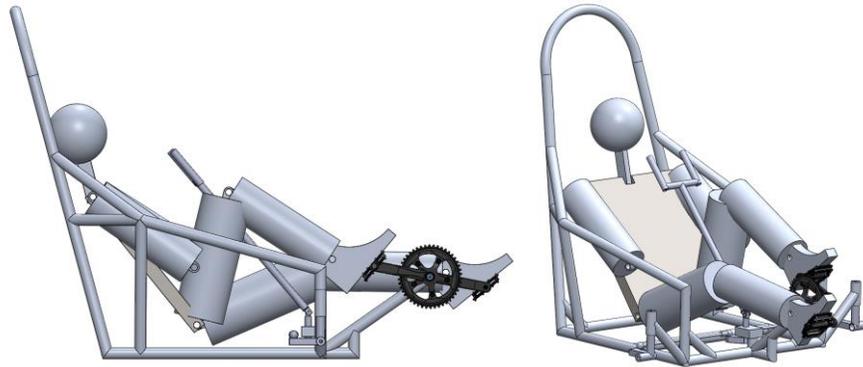


Figura 3.14 Posición del conductor dentro del modelo final del chasis, sin incidencias en la zona de la cabeza del conductor ni en la zona de pedaleo

3.2.5 Análisis estático del vehículo

Después de tener el modelo final del chasis mostrado en la Figura 3.13 se realizó un análisis estático con un software basado en la teoría del Elemento Finito, en este proyecto se utilizó el software SolidWorks. Este software además de poder hacer un modelo en 3D es capaz de poder hacer distintas simulaciones, en este caso una simulación estática, la manipulación del software en temas de simulación es relativamente sencilla y no requiere de mucha carga computacional por lo cual lo hace una buena opción para el caso de estudio.

La aplicación de fuerzas al chasis del vehículo serán las indicadas en el reglamento de la competencia mostradas anteriormente en la Figura 3.7. Dentro del reglamento de la competencia se menciona que el vehículo debe de soportar estas fuerzas sin presentar deformación permanente o fractura, haciendo mención que para la fuerza aplicada en el **Rollbar** se puede tener una deformación máxima de 5.1 centímetros y en el caso de la fuerza lateral la deformación máxima es de 3.8 centímetros, además que la deformación en ambos casos no debe de tener contacto con el conductor, esto para evitar algún accidente o lesión en el tripulante, salvaguardando en todo momento la integridad del mismo.

Anteriormente se comentó sobre las tres opciones en el material a utilizar al chasis del vehículo, por lo cual se hará el análisis al chasis con los tres distintos materiales.

Material	Peso del chasis	Esfuerzo de cedencia (MPa)	Esfuerzo de cedencia después de ser soldado (MPa)
Acero AISI 4130	28.2	460	295
Aluminio 6063-T6	9.7	215	115
Aluminio 6061-T6	9.7	275	156

Tabla 3.2 Esfuerzo de cedencia y peso del chasis con los materiales considerados

Dichos datos observados en la Tabla 3.2 servirán para la simulación estática de las componentes, con los cuales se podrá observar el comportamiento de la fuerza lateral y superior con diferente material, verificando cuál de los materiales es el mejor para la fabricación del chasis.

3.2.6 Velocidad teórica del vehículo

Para el sistema de transmisión de potencia se revisó los componentes utilizados en bicicletas dedicados para ruta o camino pavimentado, se tomaron los valores comunes utilizados en los sistemas de transmisión de potencia de estas bicicletas y se crearon tablas obteniendo las velocidades teóricas dado a una cadencia, que es la constancia o movimiento alternado de un pedaleo constante.

Para realizar los cálculos de las velocidades se utilizaron los siguientes componentes:

- Crankset Shimano RS2000 50/34 dientes (ver Figura 3.15)
- Cassette Shimano HG-31 11-32 dientes (ver Figura 3.16)
- Llanta de 26 in



Figura 3.15 Crankset Shimano RS2000 [38]



Figura 3.16 Cassette Shimano HG-31 [39]

Para el cálculo de la velocidad del vehículo se va a determinar con la relación entre el número de dientes del crankset y el cassette. Por ejemplo, si se tiene un crankset de 50 dientes y nuestro cassette con 11 dientes la relación entre estos va a ser de 4.55 por lo cual al dar una vuelta completa el crankset, el cassette dará 4.55 vueltas, en otras palabras, al dar una vuelta con los pedales, la llanta trasera dará 4.55 vueltas. Luego de obtener esta relación se tiene que calcular el perímetro de la llanta el cual va a ser impulsada junto con el cassette, en este caso será la llanta trasera y ésta tiene un diámetro de 26 pulgadas, al tener el perímetro de la llanta éste se va a multiplicar por la relación que existe entre el cassette y el crankset y se obtendrá la distancia recorrida al dar sólo una vuelta con el crankset (o una vuelta completa con el pedal). Para obtener la velocidad del vehículo se tendrá que determinar la cadencia de pedaleo por minuto (RPM) para multiplicarlo por la distancia recorrida por la llanta [40]. El resultado estará en unidades de metros/segundo. En las tablas 3.3 a 3.5 se realizó el cálculo con las diferentes relaciones entre el crankset y el cassette del vehículo y con diferentes cadencias de pedaleo para ver cuáles son los diferentes rangos de velocidades a lo que se puede llegar con estos componentes.

Para este cálculo se utilizará la ecuación (2.6):

$$[\text{Cadencia(RPM)} * \text{Gear Ratio} * \text{PerimetroLlanta(m)}] / 60 \quad (2.6)$$

La cadencia es la cantidad de vueltas que da el pedal por un minuto, por ejemplo, se tiene una cadencia de 60 RPM significa que el pedal da 60 giros por minuto, la cadencia se multiplicará por el **Gear ratio**, con esto se sabrá la cantidad de vueltas que dará la llanta trasera por minuto. Por último, se multiplicará por el perímetro de la llanta, se obtendrá la distancia recorrida durante un minuto. Todo esto se dividirá entre 60 ya que la cadencia está dada por revoluciones por minuto y se busca obtener un resultado en metros sobre segundo (m/s) para su uso en el cálculo de la distancia de frenado. Los valores de la cadencia se determinarán entre un rango de 70 a 90 RPM, valores obtenidos de un estudio de cadencia óptima para caminos llanos. [41]

Num. Dientes	Gear Ratio	
	34	50
11	3.09	4.55
13	2.62	3.85
15	2.27	3.33
18	1.89	2.78
21	1.62	2.38
24	1.42	2.08
28	1.21	1.79
32	1.06	1.56

Tabla 3.3 Ratio del cassette y el crankset del vehículo

Velocidad a 90 RPM (km/hr)		
Num. Dientes	34	50
11	34.63	50.92
13	29.30	43.09
15	25.39	37.34
18	21.16	31.12
21	18.14	26.67
24	15.87	23.34
28	13.60	20.01
32	11.90	17.51

Velocidad a 80 RPM (km/hr)		
Num. Dientes	34	50
11	30.78	45.27
13	26.05	38.30
15	22.57	33.20
18	18.81	27.66
21	16.12	23.71
24	14.11	20.75
28	12.09	17.78
32	10.58	15.56

Tabla 3.4 Velocidades teóricas con cadencia de pedaleo de 90 y 80 RPM

Velocidad a 70 RPM (km/hr)		
Num. Dientes	34	50
11	26.93	39.61
13	22.79	33.51
15	19.75	29.05
18	16.46	24.20
21	14.11	20.75
24	12.34	18.15
28	10.58	15.56
32	9.26	13.62

Velocidad a 50 RPM (km/hr)		
Num. Dientes	34	50
11	19.24	28.29
13	16.28	23.94
15	14.11	20.75
18	11.76	17.29
21	10.08	14.82
24	8.82	12.97
28	7.56	11.11
32	6.61	9.73

Tabla 3.5 Velocidades teóricas con cadencia de pedaleo de 70 RPM

3.2.7 Sistema de frenado

Para el sistema de frenado del vehículo se utilizó un sistema hidráulico de disco, las ecuaciones que se mostrarán en esta subsección se obtuvieron de los trabajos de James Walker [42] y el de Vinayak Sanjay y Avinash Bhausheb [43]. Cabe mencionar que las ecuaciones asumen que no

hay pérdidas de eficiencia en cuestión al funcionamiento de los componentes. Los parámetros para realizar los cálculos se muestran en la Tabla 3.6.

Parámetros	
Diámetro del disco de frenado	180 mm
Área de contacto de la pastilla de freno	420 mm ²
Diámetro del cable de freno	1.6 mm
Peso total de la bicicleta con conductor	100 kg
Diámetro de la llanta	0.508 m
Velocidad de la bicicleta	6.95 m/s

Tabla 3.6 Parámetros para el cálculo de la distancia de frenado

Para el cálculo aproximado del peso del vehículo se basó en el peso del chasis creado en el software SolidWorks, el peso de los componentes del sistema de transmisión de potencia y de frenado. Para el peso del conductor se investigó el peso promedio en un hombre de 18 a 25 años en México el cual es de 75 kg (ver Tabla 3.7).

Peso de componentes	
Shimano Deore M6000	0.392 kg
Crankset Shimano RS2000 50/34T	0.864 kg
Cassette Shimano HG-31 11-32T	0.295 kg
Cadena	0.628 kg
2 llantas 20 pulgadas	2.468 kg
1 llanta de 26 pulgadas	2.059 kg
Peso del conductor	75 kg
Peso del chasis (Tubería y soportes de llantas y asiento)	11.3 kg
Pesos sistema de dirección	2.17 kg

Tabla 3.7 Peso aproximado de los componentes recomendados a utilizar en el vehículo

Las pastillas de frenado son las indicadas para realizar la detención del vehículo las cuales están fabricadas con materiales especiales dependiendo de la marca del fabricante y la calidad de las mismas, para el caso de estudio se utilizarán las mostradas en la Figura 3.17.



Figura 3.17 Pastillas de freno usado para el cálculo de la distancia de frenado [44]

Con las ecuaciones de frenado vistas en el capítulo 2.7 se comenzará con la ecuación 2.7.

Tomando en cuenta que el conductor aplicará una fuerza de 50N al pistón maestro. El valor de la fuerza ejercida en cada dedo se puede ver en [45], entonces:

$$P_{mc} = \frac{50}{\frac{\pi}{4} \times 1.6^2} = 24.86 \frac{N}{mm^2} (MPa)$$

El valor de presión que se obtiene en el punto cuando se acciona el cilindro maestro será la misma presión que llegará al caliper, donde se accionarán las pastillas de frenado mostrado con la ecuación 2.8, entonces:

$$P_{cal} = 24.86 \frac{N}{mm^2} (MPa)$$

Para el cálculo de la fuerza de fricción primero se debe obtener la fuerza generada por la presión hidráulica hacia las pastillas de frenado obteniéndolo con la ecuación 2.9.

$$F_{cal} = 24.86 \frac{N}{mm^2} \times 4.2048 \times 10^2 mm^2 = 10453.13 N$$

La fuerza obtenida mediante la ecuación (2.9) representa la fuerza desarrollada por una pastilla de frenado, los caliper contienen dos pastillas de frenado y éstas generan una fuerza de sujeción por lo cual la fuerza F_{cal} se multiplicará por dos (ecuación 2.10).

$$F_{clamp} = 10453.13 \times 2 = 20906.26 N$$

Para obtener la fuerza de fricción generada por las pastillas de freno y el disco de freno se necesita la fuerza obtenida de la ecuación (2.10) y el coeficiente de fricción que existirá entre ellos, así que en la investigación de Orłowicz [46] se realizaron diferentes pruebas para obtener un valor de este coeficiente que es $\mu_{bp} = 0.38$. Entonces la fuerza de fricción es:

$$F_{friction} = 20906.26 \times 0.38 = 7944.37 N$$

El disco de frenado tiene como función principal el generar el torque como función con la fuerza de fricción de las pastillas de frenado. Para el cálculo de este torque se utilizará la ecuación 2.11.

$$T_r = 7944.37 \times 0.09 = 715 \text{ Nm}$$

Como el disco de frenado está mecánicamente unido al eje del ensamble de la rueda, y porque la llanta se considera rígida al estar unida a las ruedas, el torque será constante por todo el ensamble (ecuación 2.13).

Asumiendo que se encuentra una adecuada fricción entre en suelo y la llanta del vehículo, la llanta va a desarrollar un deslizamiento respecto al suelo como reacción al torque generado en el rotor (ecuación 2.14).

$$F_{tire} = \frac{715}{0.254} = 2814.96 \text{ N}$$

Hasta este punto del análisis se ha tomado en cuenta una rueda de frenado del vehículo, como este vehículo cuenta con dos ruedas delanteras que ejercen el frenado entonces la fuerza sería:

$$F_{total} = 2814.96 \times 2 = 5629.92 \text{ N}$$

Para la desaceleración del vehículo se utilizará la ecuación 2.15, por lo cual:

$$a_v = \frac{5629.92}{100 \times 9.81} = 5.73 \text{ m/s}^2$$

Para el cálculo de la distancia de frenado se utilizará la velocidad a la que se encuentra el vehículo y la desaceleración de este que se obtuvo anteriormente (ecuación 2.16).

$$SD_v = \frac{6.95^2}{2 \times 5.73} = 4.21 \text{ m}$$

Con el valor de torque obtenido de la ecuación (3.8) se simulará el frenado del vehículo en el Software MSC Adams, en dicha simulación se pretende comprobar que el vehículo puede lograr una distancia de frenado menor a 6 metros teniendo una velocidad inicial de 25 km/h. El resultado de la distancia obtenida anteriormente se toma en cuenta el funcionamiento de los componentes de manera ideal, es decir, no se toman en cuenta las pérdidas que se pueden presentar en el funcionamiento de los componentes por la cual con la simulación se tendrá un resultado más acercado a la realidad.

3.2.8 Sistema de dirección

Para el sistema de dirección del vehículo se diseñó en base a la geometría del chasis, en el caso del presente proyecto el chasis del vehículo tiene la geometría de una jaula el cual el sistema de dirección se optará de un volante con un sistema de 4 barras que va conectado directamente a las ruedas se tendrá el problema en el tamaño de la jaula y se utilice mucho más material por la cual aumentaría el peso, este sistema de dirección se adapta a la geometría del chasis ya que el cuerpo del conductor se mantendrá dentro de la geometría y se brinda una mayor seguridad. Por otro lado, se debe tener cuidado con la pieza que conectará el volante con ambas llantas ya que ésta estará por debajo de las piernas del conductor y se necesita ser simple para que no tenga contacto cuando el conductor se encuentre pedaleando. Esta pieza conectará a las llantas mediante rótulas angulares que transmitirán la fuerza dada por el volante a las llantas como se muestra en la Figura 3.18 y 3.19.

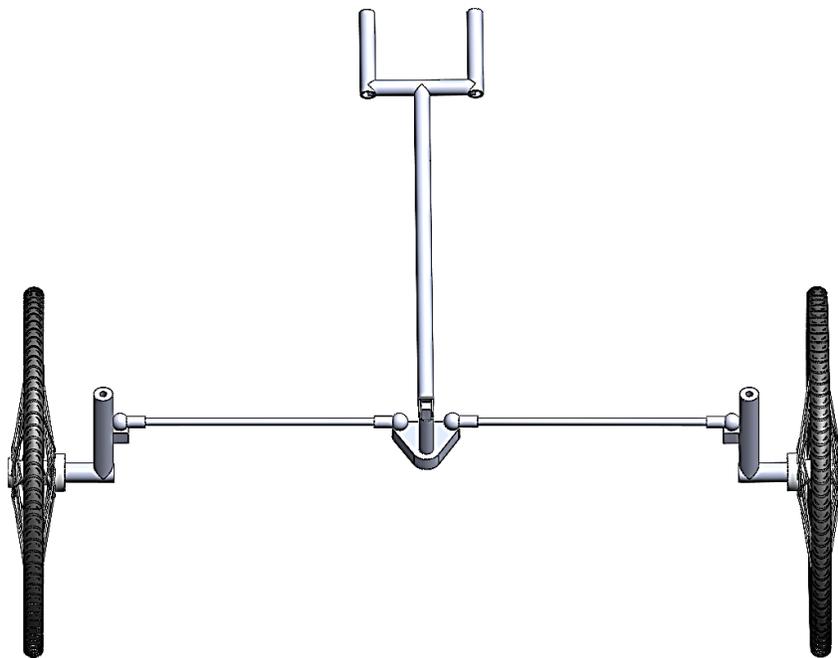


Figura 3.18 Sistema de dirección del vehículo

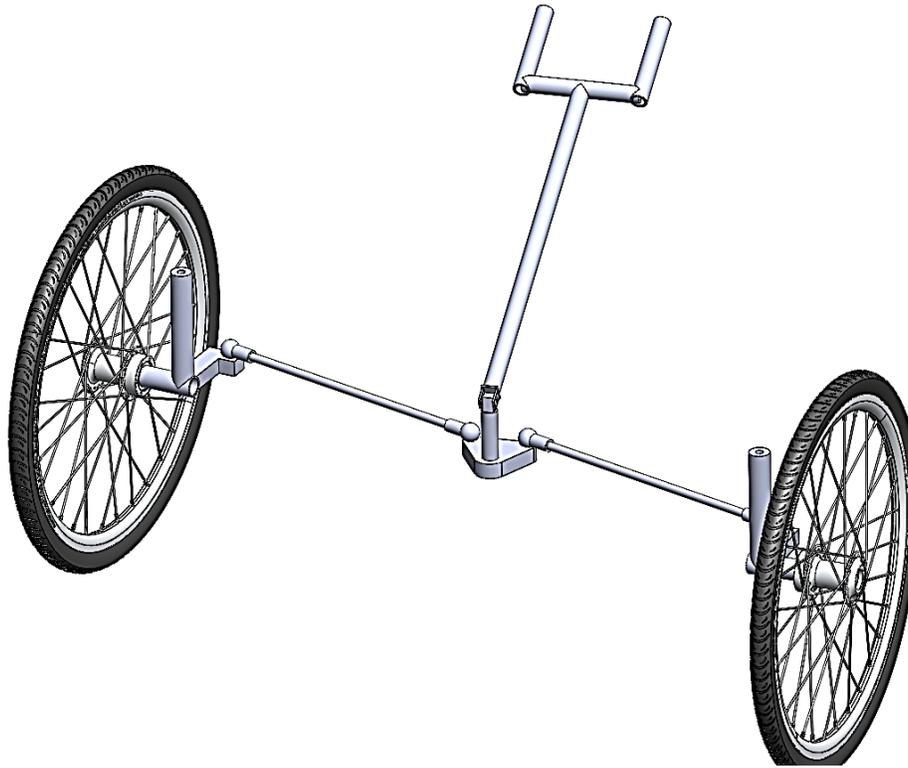


Figura 3.19 Sistema de dirección del vehículo (Vista ortogonal)

En la figura 3.20 se muestra el modelo del vehículo en una vista superior mostrando los ángulos que se tiene en cada rueda cuando se dará un giro, cabe mencionar que los ángulos mostrados son los ángulos máximos que puede dar este vehículo ya que al superar estos ángulos causará interferencias entre componentes del vehículo.

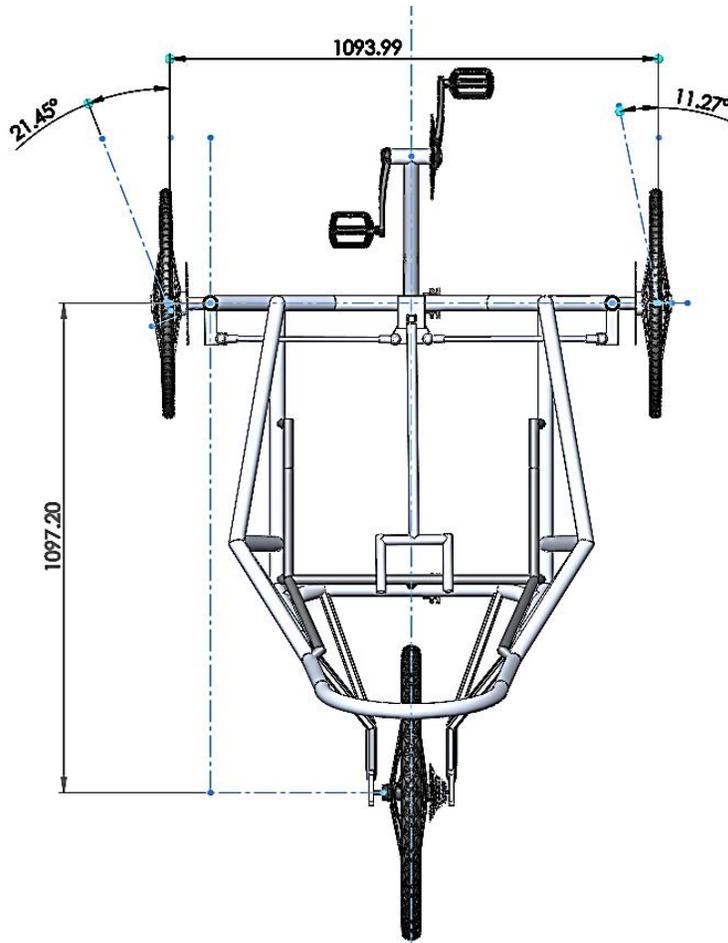


Figura 3.20 Dimensiones y ángulos de giro del vehículo del proyecto (Unidades mostradas en milímetros)

Para el cálculo del radio de giro del vehículo se ocupan cuatro parámetros, el ancho del vehículo (w), la distancia entre eje delantero y trasero (l) y los ángulos de giro de las llantas que darán dirección al vehículo (δ_o y δ_i). El ángulo de giro de las llantas se divide por llanta interior y exterior estos dos dependerá del giro del vehículo, la llanta interior (δ_i) es la llanta que estará más cerca del centro de rotación mostrado en la Figura 3.20 y el ángulo de la llanta exterior es la que estará por fuera.

$$w = 1.094 \text{ m}$$

$$l = 1.0972 \text{ m}$$

$$\delta_o = 11.27^\circ$$

$$\delta_i = 21.45^\circ$$

$$\cot \delta = \frac{\cot 11.27^\circ + \cot 21.45^\circ}{2} = 1.50$$

$$R = \sqrt{(0.5486)^2 + (1.0972)^2 \cot^2(1.50)} = 1.20 \text{ m}$$

El radio de giro representa la distancia que toma un vehículo dar un giro de 180 grados, es importante para la maniobrabilidad del vehículo ya que si se tiene un caso de estar en un camino angosto no tenga dificultad de poder dar un giro y regresar.

3.2.9 Tamaño de llantas

La selección del tamaño de las llantas se consideró lo dicho en el documento de Rickey M. en [9], donde menciona que el tamaño de las llantas delanteras se recomienda tener un tamaño de 20 in ya que da un menor radio de giro y para la llanta trasera se recomienda un tamaño de 26 in. Por lo cual se optó utilizar estas medidas de llantas para el vehículo. Cabe mencionar que los tamaños fueron tomados en cuenta para los cálculos de velocidad y de distancia de frenado (ver Figura 3.25).



Figura 3.21 Dimensiones de ruedas de bicicleta [47]

4. Resultados

Después de distintos modelos y simulaciones se tiene un resultado final del vehículo cumpliendo con la normativa dada por ASME y complementando con los reglamentos de Electratorón y Mini Baja SAE. Se hizo una comparativa del modelo del chasis con distintos materiales para ver los resultados de su peso y su comportamiento ante un impacto que en este caso fue lateral y otro por la parte superior del **Rollbar**.

4.1 Estudio estático

Por otro lado está la resistencia del chasis ante las fuerzas marcadas por el reglamento de ASME visto en la Figura 4.1, se eligió el aluminio 6061-T6 como material para la construcción de este chasis y los resultados obtenidos del análisis estático nos da un margen de aproximadamente 40 MPa respecto al esfuerzo de cedencia del material después de ser soldado y el esfuerzo máximo encontrado en las simulaciones, teniendo esa diferencia hace que el aluminio 6061-T6 es un buen material por ser ligero y resistente.

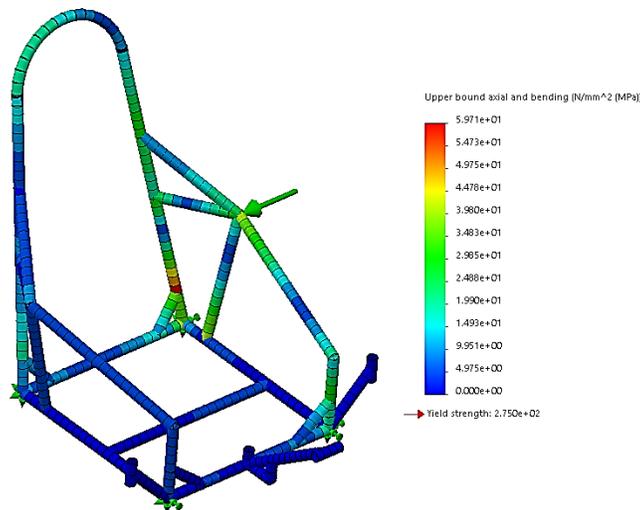


Figura 4.1 Análisis estático del chasis en SolidWorks (Impacto lateral)

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la Tablas 4.1 y 4.2, el aluminio 6063-T6 ya no se considera una opción viable ya que su esfuerzo de cedencia al estar soldado se encuentra muy cerca del valor de esfuerzo máximo presentado en la Tabla 4.2. El tener un material cercano a su esfuerzo de cedencia podrá ocasionar una falla en cierto punto de su función y causar un accidente donde involucrará al conductor del vehículo, en este caso el aluminio 6063-T6 no se tomará como una opción para el chasis del vehículo.

Material	Esfuerzo máximo (Mpa)	Deformación (mm)
Acero AISI 4130	59.95	1.176
Aluminio 6063-T6	60.17	3.522
Aluminio 6061-T6	60.13	3.517

Tabla 4.1 Resultados del análisis estático del chasis ante la carga axial de 1330 N

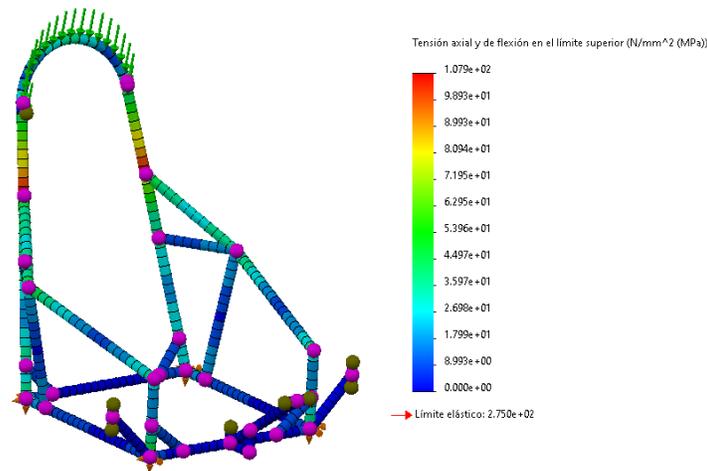


Figura 4.2 Análisis estático del chasis en Solidworks (Impacto Superior)

Ahora quedan dos opciones de materiales, el acero AISI 4130 y el aluminio 6061-T6. El acero AISI 4130 cuenta con un buen valor de esfuerzo de cedencia, es casi el triple del esfuerzo máximo obtenido en la simulación, pero con la desventaja que el peso del chasis sería de 28.2 kg y comparándolo con el peso objetivo de 15 kg no sería una opción viable. Por último, se tiene el aluminio 6061-T6, este material teniendo un esfuerzo de cedencia de 156 Mpa después de ser soldado nos da un considerable margen de separación en cuanto al esfuerzo máximo obtenido en la simulación, por el lado del peso del chasis se tiene otro punto positivo ya que se tendría un valor de 9.7 kg, un tercio menos al que se tiene de objetivo que es de 15 kg. Teniendo en cuenta estos datos de los materiales, el material adecuado para este vehículo será el aluminio 6061-T6 (ver Tabla 3.2).

Material	Esfuerzo máximo (Mpa)	Deformación (mm)
Acero AISI 4130	107.9	4.279
Aluminio 6063-T6	107.9	12.77
Aluminio 6061-T6	107.9	12.76

Tabla 4.2 Resultados del análisis estático del chasis ante la carga en el rollbar de 2670 N

4.2 Cálculo de componentes de frenado

Otro aspecto importante del vehículo es su distancia de frenado el cual en el reglamento dice que se recomienda tener una distancia menor a 6 metros. Para obtener una gran fuerza de frenado en el transcurso del diseño del chasis se tenía contemplado el tener dos ruedas delanteras para que en estas se montaran discos de frenado. Gracias a estas dos ruedas que servirán para detener el vehículo se obtuvo una distancia de frenado de 5.8 metros de una velocidad de 25 km/h a 0. Por último, se tiene el sistema de dirección el cual se tiene conectados ambas ruedas mediante rótulas angulares que conectan a una tubería el cual será maniobrada por el conductor. Con las ecuaciones de la geometría de dirección de Ackermann se obtuvo que el radio de giro de este vehículo será de 1.20m. La prueba de frenado, se propuso tener frenos en las dos ruedas delanteras para obtener una mayor fuerza de frenado, con datos adquiridos de las ecuaciones en la subsección 3.2.7 se hizo una simulación en el software MSC Adams teniendo un resultado de 5.8 metros de 25 km/h

Para la simulación de la prueba de frenado se utilizó el software MSC Adams. Este es un software de dinámica multicuerpo, ayuda a ver la dinámica de las partes móviles, cómo se distribuyen las cargas y fuerzas a lo largo del sistema mecánico (ver figura 4.3).

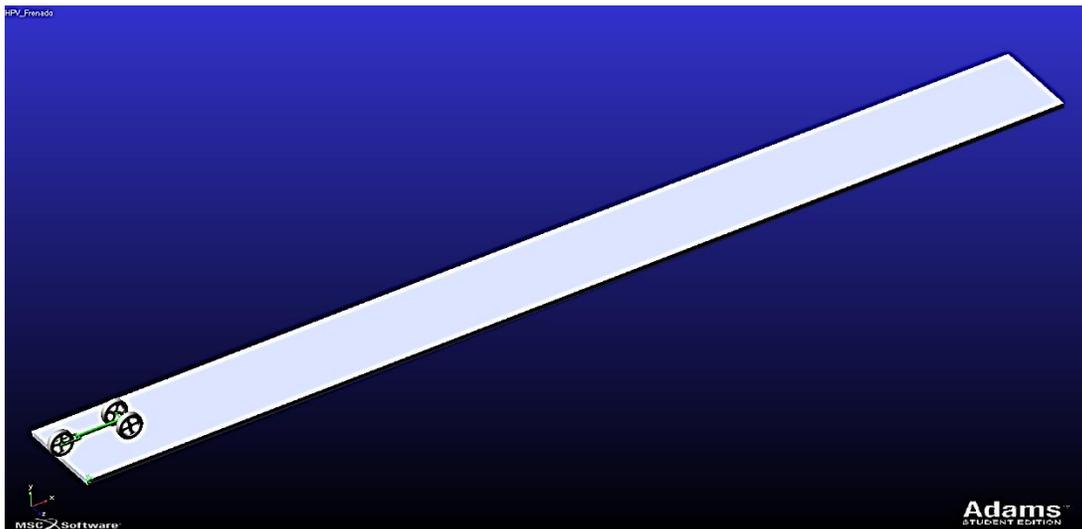


Figura 4.3 Simulación de prueba de frenado en MSC Adams

Para la creación de esta simulación se utilizó primero el software Solidworks para la generación del modelo CAD del vehículo de prueba y la pista. En el software de MSC Adams se definió los parámetros de contacto entre la llanta y el suelo, la llanta se tomó el material de caucho que es lo que comúnmente tienen las llantas en las bicicletas, y para el camino se decidió usar el asfalto que es una superficie común en los caminos para el uso de este vehículo, entonces, los valores de coeficiente de fricción estática y dinámica entre caucho y asfalto serán de 0.9 y 0.75 respectivamente [48], estos valores son fundamentales para la simulación ya que con esto se

puede obtener un resultado cercano a la realidad. Como se puede ver en la Figura 4.4 se ve el modelo del vehículo dentro del software MSC Adams, después de la simulación se puede analizar mediante gráficas el comportamiento del vehículo por la cual en la Figura 4.5 se tiene las gráficas de posición de desplazamiento y la velocidad del centro de masa del vehículo. En la gráfica de la Figura 3.23 tenemos de color rojo la velocidad del vehículo y de color azul el desplazamiento del mismo, la gráfica de la velocidad tiene un incremento hasta llegar al punto máximo de 6.95 m/s equivalente a 25 km/h, en ese punto se aplica el torque a las ruedas del valor obtenido de la ecuación (3.7) hasta que la velocidad llegue a un valor de 0. Se aplica este torque a las ruedas simulando que el conductor está aplicando 50N a las manetas de frenado como se vio en la ecuación (3.2) el cual se obtendrá el valor de la ecuación (3.7). El resultado obtenido del frenado es una distancia de 5.8 metros, valor menor al máximo permitido que es de 6 metros.

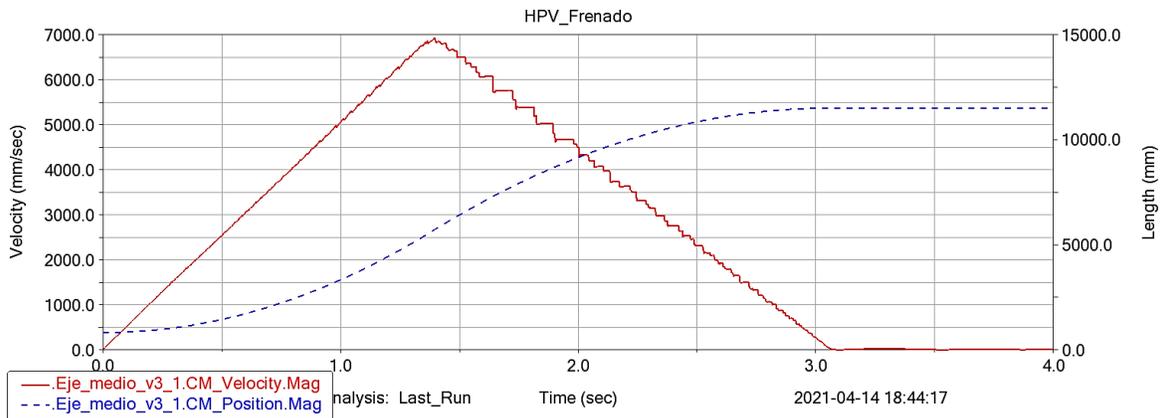


Figura 4.4 Gráfica de velocidad y desplazamiento del vehículo en la simulación

4.3 Modelo final del vehículo

Como puede observarse en la Figura 4.5 el modelo se diseñó completamente en el software de SolidWorks, en el cual además de tener un diseño paramétrico en el cual se pueden modificar los tamaños del mismo, se presenta como un renderizado que es la visualización del vehículo con detalles y luces como si estuviera en el mundo real, esto para hacer lucir el vehículo de una forma más adecuada.



Figura 4.5 Modelo final del vehículo (Vista isométrica y lateral)

El modelo final tiene un chasis de aluminio 6061-T6 con un peso aproximado de 11.3 kg, dentro del chasis se encuentra un asiento de tela resistente que soporta 150 kg, como sistema de impulsión se tiene un crankset 34/50 dientes con un cassette de 11-32 dientes que impulsan una rueda trasera de 26 in. También tiene un sistema de frenos hidráulicos en las dos ruedas delanteras de 20 in que tienen la capacidad de detener el vehículo de 25 km/h a 0 km/h en menos de 6 metros de distancia. Y, por último, como sistema de dirección se tiene un ensamble por medio de rótulas angulares que se conectan las dos ruedas delanteras a un volante. Como resultado final se tiene que el vehículo tiene un peso del chasis de 11.3 kg comparándolo que el objetivo era un valor no excedente de 15 kg.

5. Conclusiones

En el presente trabajo se presentó un diseño de un vehículo propulsado por potencia humana en base principalmente al reglamento de seguridad dado por ASME, ciertos apartados de seguridad se tomaron a consideración de los reglamentos de Mini Baja SAE y Electratrón. El principal objetivo de este trabajo es el diseño de una geometría del chasis capaz de brindar seguridad al conductor antes impactos de otro vehículo y que éste sea ligero. Este chasis se diseñó en el software Solidworks, software basado en la teoría de los elementos finitos, para el comienzo del diseño del chasis se tuvo que contemplar un rango de estatura de personas las cuales podrán ingresar a este vehículo, en este caso será de 165 a 175 cm. Al tener la geometría del chasis modelado seguirá el proceso de comprobar que podrá soportar cargas mediante un análisis estático, Solidworks nos permite elegir un material que será utilizado en el modelo y ver cómo será el comportamiento ante fuerzas que se obtuvieron del reglamento dado por ASME. Los materiales que se contemplaron para el chasis fueron el aluminio 6061-T6, aluminio 6063-T6 y el acero AISI 4130. Se compararon los resultados de estos materiales en cuestión al esfuerzo máximo, deformación máxima y el peso que tendría el chasis con cierto material. Antes de elegir un material se tuvo que hacer la investigación de cuál sería el esfuerzo de cedencia de cada material después de ser soldado. Después de analizar los resultados obtenidos se obtuvo que el aluminio 6061-T6 es el indicado para este chasis.

Después de tener hecho el chasis del vehículo se hizo la parte del sistema de impulsión del mismo, para esto se tomaron componentes de bicicleta de ruta ya que estos servirán para tener velocidades considerables en suelo llano, al seleccionar componentes se calculó velocidades teóricas con las relaciones de las coronas entre el crankset y el cassette tomando en cuenta un rango de cadencia de 70 a 90 RPM.

Luego de esto se calculó teóricamente la distancia de frenado, se seleccionaron componentes como el disco de frenado, el sistema que contiene la maneta de frenado, el caliper y el cableado donde recorrerá el fluido hidráulico desde la maneta al caliper. Teniendo las especificaciones de estos componentes se utilizaron las fórmulas dado por James Walker [42] para el cálculo de las fuerzas generadas en las llantas en el momento de frenar y la distancia teórica que haría el vehículo cuando se encuentra a una velocidad de 25 km/h. Después de obtener el torque que genera el disco de frenado al entrar en contacto con las pastillas de frenado se tomó este valor para ser utilizado en una simulación de frenado para su comprobación de funcionamiento. Se utilizó el software MSC Adams donde se modeló el vehículo y una pista, se definieron los valores de contacto como los coeficientes de fricción entre caucho y asfalto, se simuló la prueba de frenado del vehículo y se confirmó que puede frenar en una distancia menor a 6 metros, cumpliendo el estándar de seguridad dictada en el reglamento.

El sistema de dirección se modeló en SolidWorks, se ajustó su tamaño para que no interfiriera con el conductor cuando este se encuentre en la fase de. El diseño del sistema de dirección tiene la geometría de dirección tipo Ackermann el cual se calculó su radio de giro. Teniendo un resultado menor al que se dicta en el reglamento [49].

REFERENCIAS

- [1] Asociación Mundial de Human Powered Vehicle (2020). *Human powered Vehicle*. <http://www.whpva.org/hpv.html>
- [2] Wilcox, R., & Knapp, C. (2005). *U.S. Patent No. 6,953,203*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [3] Adee, G. M. (1988). *U.S. Patent No. 4,786,070*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [4] Gerard Labranche, G. (1997). *U.S. Patent No. 5,607,171*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [5] Sawyer, K. A., & Brindos, R. A. (1988). *U.S. Patent No. 4,773,663*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [6] Knaus Benjamin, Basmadjian Philip, Supat Nick. (2010). Ergonomics. En ASME Human Powered Vehicle (p.27). Mechanical Engineering Department: California Polytechnic State University.
- [7] Allen, M. S., Aumann, P. B., & Hellmann, T. J. (2015). Human Powered Vehicle Frame Design.
- [8] Hertel, Z. (2014). ASME Human Powered Vehicle Competition Frame Design.
- [9] ASME HPVC. (2019). Human Powered Vehicle Challenge America 2019. Enero 2020, de ASME
Sitio web: https://www.facebook.com/ASMEHPVC/photos/?tab=album&ref=page_internal
- [10] HPVC ASME. (2015). HPVC Crashes. Enero, 2020, de Youtube Sitio web: https://www.youtube.com/watch?v=Iw-qONe6QHc&list=PLVE9AlqLRzfD1QUWSfTHlyb0XFx-Lq0Ht&ab_channel=hpvdtTORONTO
- [11] Hibbeler, R. C. (2004). *Mecánica vectorial para ingenieros: estática*. Pearson Educación.
- [12] Lazo, O. R., & Rojas, L. R. (2006). Diseño asistido por computador. *Industrial Data*, 9(1), 7-15.
- [13] Dassault systemes (2020). *Introducción a SolidWorks*.
https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_ES.pdf
- [14] Suárez, D. M. O., Vivas, J., & Rangel, E. R. S. (2009). Uso del Método de Elementos Finitos (MEF) para la Determinación de Esfuerzos y Deformaciones en un Modelo de Pozo.[PAPER IN SPANISH] Utilization of the Finite Element Method (FEM) for the Determination of Stresses and Deformations in a Well Model.

- [15] ESSS. (2021). Métodos de los Elementos Finitos. Nov, 2021, de Engineering Simulation and Scientific Software Sitio web: <https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-ques/>
- [16] CosasdeIngenieroSite. (2017). Ansys: Método de los elementos finitos para estudio de fatiga en una placa con entalla. Nov, 2021, de Cosas de Ingenieros Site Sitio web: <https://cosasdeingenierossite.wordpress.com/2017/06/28/ansys-metodo-de-los-elementos-finitos-introduccion-al-estudio-de-fatiga-en-un-placa-con-entalla/>
- [17] Serway, R.A. y Jewett, J.W. (2008). Física Para Ciencias e Ingeniería. Volumen I. Sétima edición. México: Cengage Learning Editores S.A. de C.V.
- [18] EjemploDe. (2016). Ejemplo de principio de Pascal. 13/8/2021, de Ejemplode.com Sitio web: https://www.ejemplode.com/37-fisica/4211-ejemplo_de_principio_de_pascal.html
- [19] Hibbeler, R. C. (2010). Estática. *Ingeniería Mecánica*. México: Pearson Educación, 387.
- [20] UNAC. (2012). Fricción. Nov, 2021, de UNAC Sitio web: https://unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/IF_DI_CIEMBRE_2012/IF_MONTANO%20PISFIL_FIEE/Capitulo%20VI-%20Texto%20Mecanica%20de%20Solicidos%20I-Setiembre%202012.pdf
- [21] Font, J., Dols, J.. (2006). Tratado sobre automóviles. Tomo IV. La dinámica del automóvil. Universidad politécnica de Valencia: Universidad politécnica de Valencia.
- [22] SRAM. (2020). Descripción de los frenos de disco hidráulicos. Nov, 2021, de SRAM Sitio web: https://www.servicearchive.sram.com/sites/default/files/techdocs/gen.0000000004363_rev_a_hydraulic_disc_brakes_overview_spanish.pdf
- [23] EPS. (2019). ¿Cómo funciona el sistema de frenos hidráulico?. Nov, 2021, de EPS Sitio web: <https://epsformacion.com/blog/como-funciona-sistema-freno-hidraulico/>
- [24] Khristamto, M., Praptijanto, A., & Kaleg, S. (2015). Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car. *Energy Procedia*, 68, 463-470.
- [25] Horwitz, R. M. (2010). The recumbent trike design primer. *Hell-Bent Cycle Works*.
- [26] Fegade, V., Jadhav, G., & Ramachandran, M. (2018). Design, Modelling and Analysis of Tilted Human Powered Vehicle. *MS&E*, 377(1), 012215.
- [27] RAD Innovations. (2021). Tadpole vs. Delta trikes: Which is right for me?. Nov, 2021, de RAD Innovatios Sitio web: <https://www.rad-innovations.com/compare-trikes.html>
- [28] Bicycle Man. (2017). Rans Stratus Recumbent Bike. Nov, 2021, de Bicycle Man Sitio web: <https://bicycleman.com/rans-stratus-recumbent-bike/>

- [29] Liberty University. (2020). Human Powered Vehicle team repeats top-five finish in national competition. Nov, 2021, de Liberty University Sitio web: <https://www.liberty.edu/news/2020/05/19/human-powered-vehicle-team-repeats-top-five-finish-in-national-competition/>
- [30] Electraton. (2018). Reglamento Competencia Electraton. Diciembre, 2020, de Electraton Sitio web: <https://www.electraton.com/index.php/reglamentos/>
- [31] Baja SAE. (2020). Reglamento Mini Baja 2020. Diciembre, 2020, de SAE Sitio web: <https://www.bajasae.net/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>
- [32] The American Society of Mechanical Engineers. (2020). Human Powered Vehicle Challenge. Nov, 2021, de ASME Sitio web: <https://community.asme.org/hpvc/w/wiki/13013.competition-rules.aspx>
- [33] Satputaley, S. S., Waware, Y., Ksheersagar, K., Jichkar, Y., & Khonde, K. (2020). Experimental investigation on effect of TIG welding process on chromoly 4130 and aluminum 7075-T6. *Materials Today: Proceedings*.
- [34] Ozan, S. (2020). Effect of friction stir welding on the microstructure and mechanical properties of AA 6063-T6 aluminum alloy. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 51(8), 1100-1119.
- [35] P.M.G.P. Moreira, M.A.V. de Figueiredo, P.M.S.T. de Castro, “Fatigue behaviour of FSW and MIG weldments for two aluminium alloys”, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, Volume 48, Issue 2, 2007, Pages 169-177, ISSN 0167-8442,
- [36] H.K. Epema, S. van den Brand, Wouter Gregoor, J.D.G. Kooijman, H.P. Pereboom, D.C. Wielemaker, C.-J. van der Zweep, *Bicycle Design: A different approach to improving on the world human powered speed records*, *Procedia Engineering*, Volume 34, 2012, Pages 313-318.
- [37] EFE. (2012). Estatura promedio del mexicano. Marzo, 2021, de EFE Sitio web: <https://mx.fashionnetwork.com/news/Dan-a-conocer-cuanto-mide-y-cuanto-pesa-el-mexicano-promedio,917440.html>
- [38] SHIMANO. (2021). Shimano Claris. Nov, 2021, de Shimano Sitio web: <https://bike.shimano.com/en-EU/product/component/claris-r2000/FC-RS200.html>
- [39] SHIMANO. (2020). Shimano Cassette CS-HG31. Nov, 2021, de WeBikes Sitio web: <https://www.werbikes.mx/shimano-cassette-cs-hg31-8v.html>
- [40] Kabish. (2007). Calculando la velocidad de la bici. Febrero 10, 2021, de Wordpress Sitio web: <https://kabish.wordpress.com/2007/10/26/calculando-la-velocidad-de-la-bici/>
- [41] Umberto Emanuele, Tamara Horn, and Jachen Denoth. The Relationship Between Freely Chosen Cadence and Optimal Cadence in Cycling. (2012). *International Journal of Sports Physiology and Performance*. 7, 375-381 © 2012 Human Kinetics, Inc.

- [42] Walker, J. (2005). The Physics of Braking Systems. *StopTech LLC*.
- [43] Gaikwad, V. S., & Jadhav, A. B. (2020). A Review on Design of Hydraulic Disc Braking System and its Calculations for Cycle sports Bicycle.
- [44] SHIMANO. (2020). Shimano Brake Pads. Nov, 2021, de AliExpress Sitio web: <https://es.aliexpress.com/item/32877363593.html?gatewayAdapt=glo2esp>
- [45] Károly János, B., Ákos, J., & Károly, B. (2010). Force measurement of hand and fingers. *Biomechanica Hungarica*, 3(1).
- [46] Orłowicz, A. W., Mróz, M., Wnuk, G., Markowska, O., Homik, W., & Kolbusz, B. (2016). Coefficient of friction of a brake disc-brake pad friction couple. *Archives of foundry engineering*, 16.
- [47] OUKA factory for electric bike. (2020). What is my wheel size?. Nov, 2021, de OUKA factory for electric bike Sitio web: <https://www.ouka-ebike.com/blog-pre-sales-blog-1564/what-is-my-wheel-size-14600.html>
- [48] Engineering ToolBox, (2004). Friction and Friction Coefficients. [online] Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html [Accessed 07/14/21]
- [49] American Society of Mechanical Engineers. (2020). Human Powered Vehicle Challenge Rules. Nov, 2021, de American Society of Mechanical Engineers Sitio web: <https://community.asme.org/hpvc/w/wiki/13013.competition-rules.aspx>

ANEXO 1

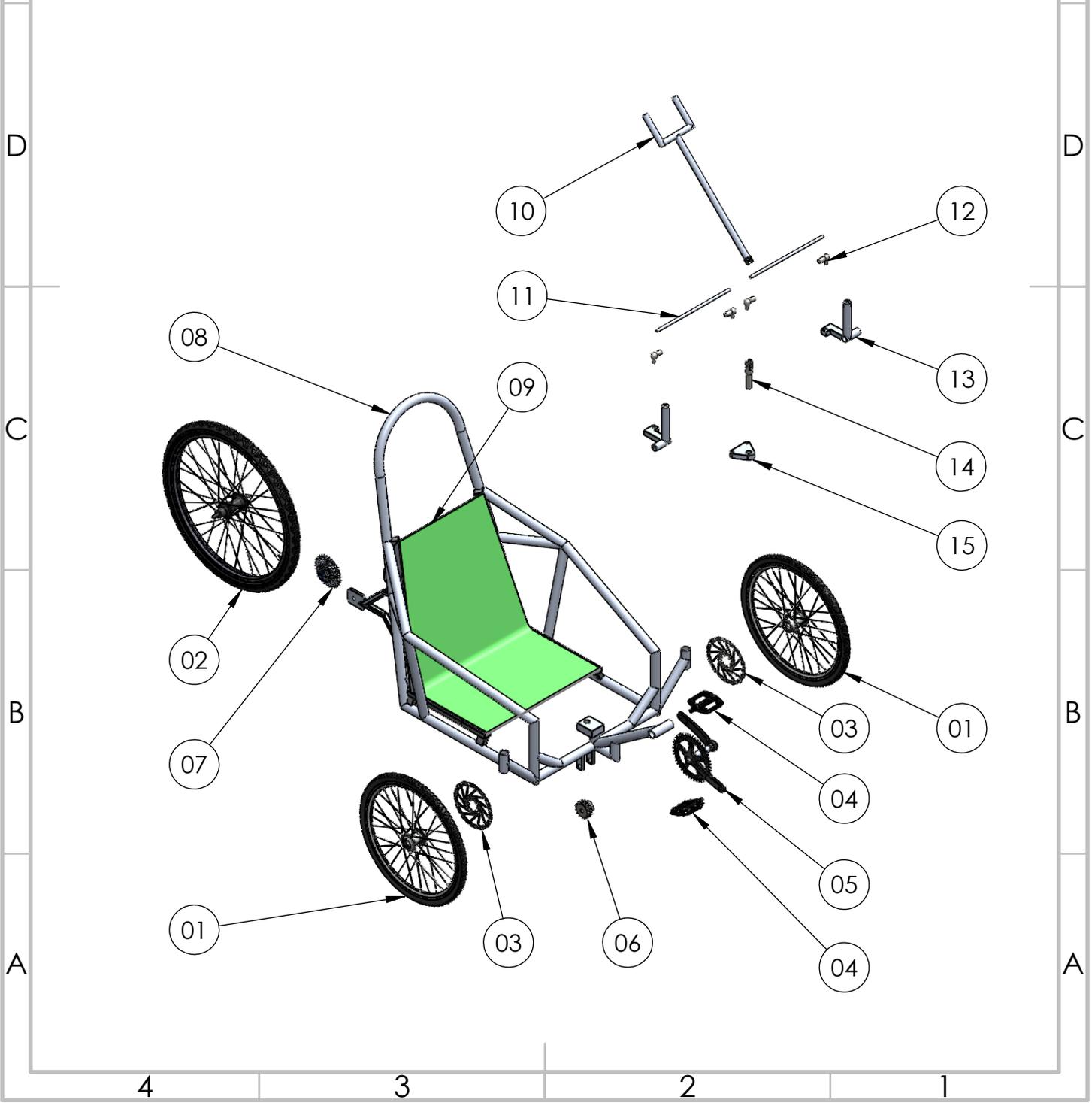
A continuación, se mostrará el listado de componentes para el vehículo:

Lista de componentes			
Componente	Cantidad	Marca Sugerida	ID
Crankset Shimano RS2000	1	Shimano	EFCR2000EX04X
Cassette Shimano HG-31	1	Shimano	ECSHG318132
Llanta de 26 in, Double Fighter 3	2	Continental	0101286 o 0101235
Llanta de 20 in, Double Fighter 3	1	Continental	0101283 o 0101233
Sistema de frenado Shimano Deore BR-M6000	1	Shimano	BR-M6000
Disco de frenado Shimano Deore SM-RT56	2	Shimano	SM-RT56
Palanca de cambios trasero Shimano SL-M315-8R	1	Shimano	SL-M315-8R
Palanca de cambios delantero Shimano rapidfire SL-M315-L	1	Shimano	SL-M315-L
Tela de repuesto para silla "Sin gravedad"	1	-	15935087031966

ANEXO 2

En las siguientes páginas se mostrará los planos de fabricación del vehículo, las medidas están dadas en milímetros.

NUMERO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
01	Llanta 20 pulgadas de diámetro	2
02	Llanta 26 pulgadas de diámetro	1
03	Disco de frenado	2
04	Pedal	2
05	Crankset con bielas	1
06	Piñon	2
07	Cassette 11-32	1
08	Chasis	1
09	Asiento de tela	1
10	Volante de dirección	1
11	Eje de acoplamiento	2
12	Rótula angular	4
13	Brazo de acoplamiento	2
14	Eje conector	1
15	Placa de dirección	1



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

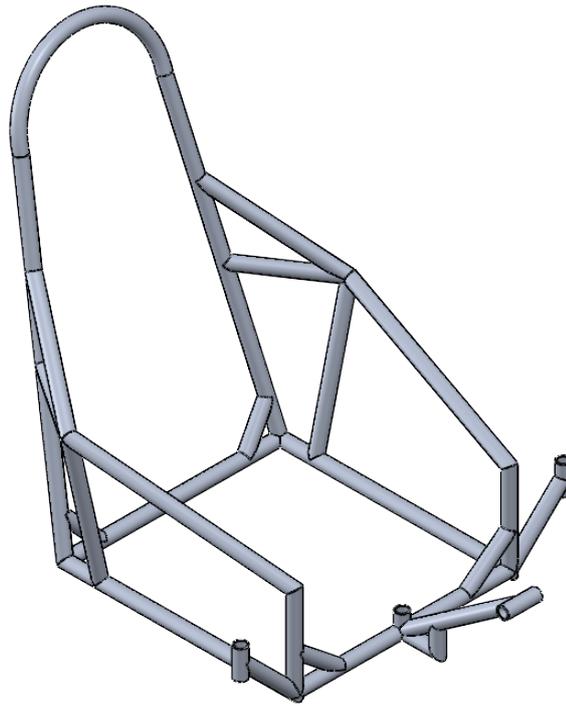
A

4

3

2

1

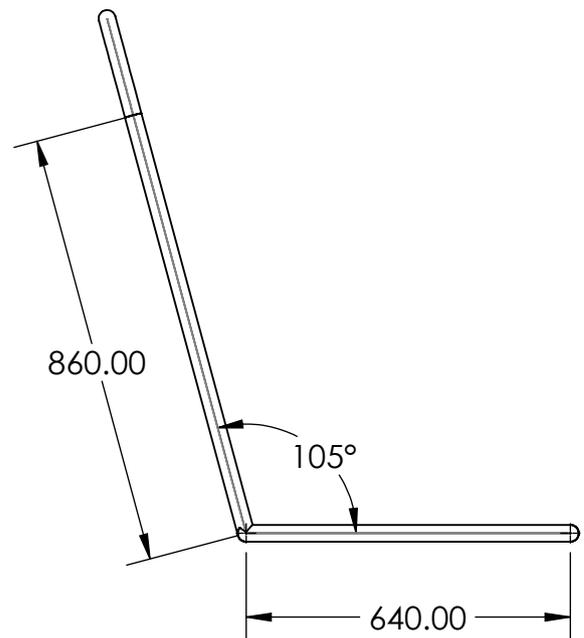
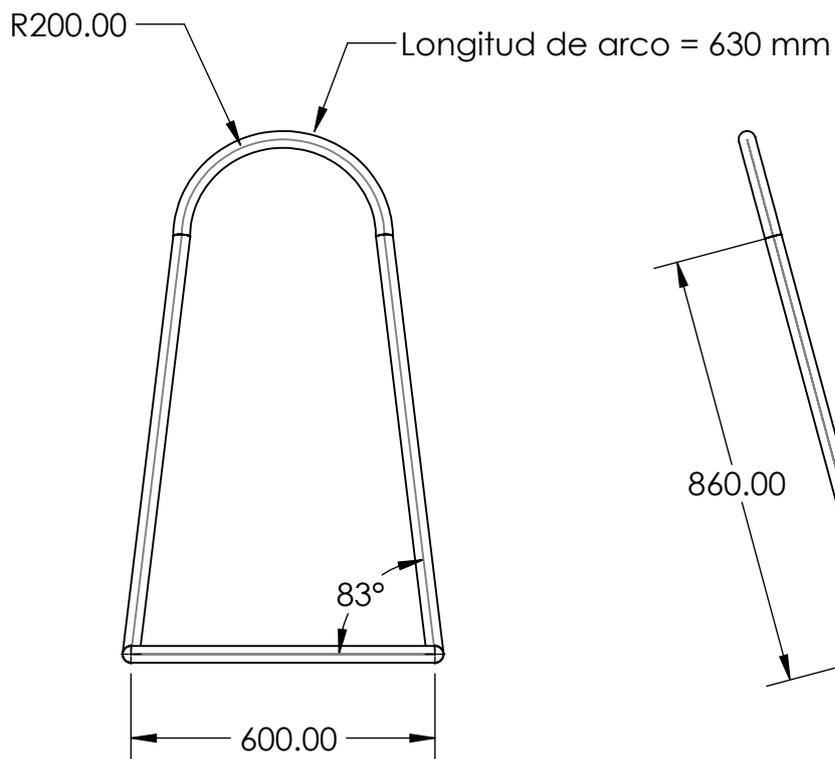
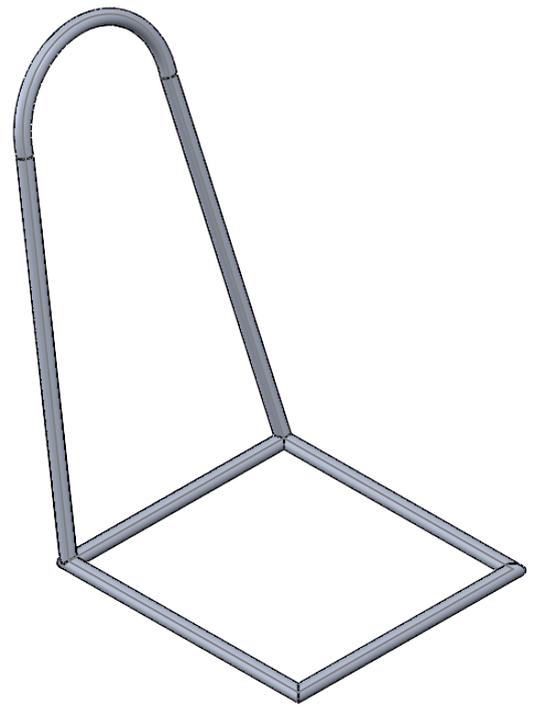
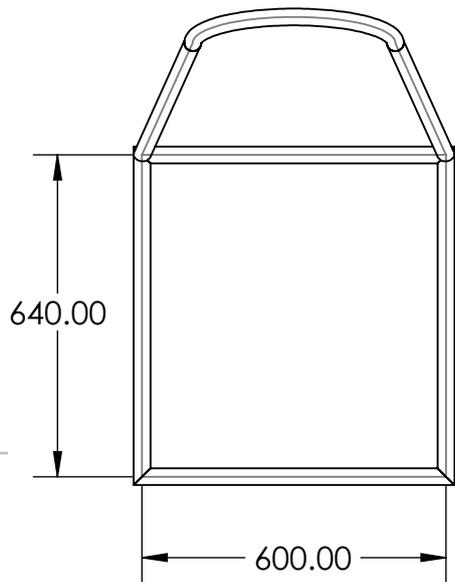


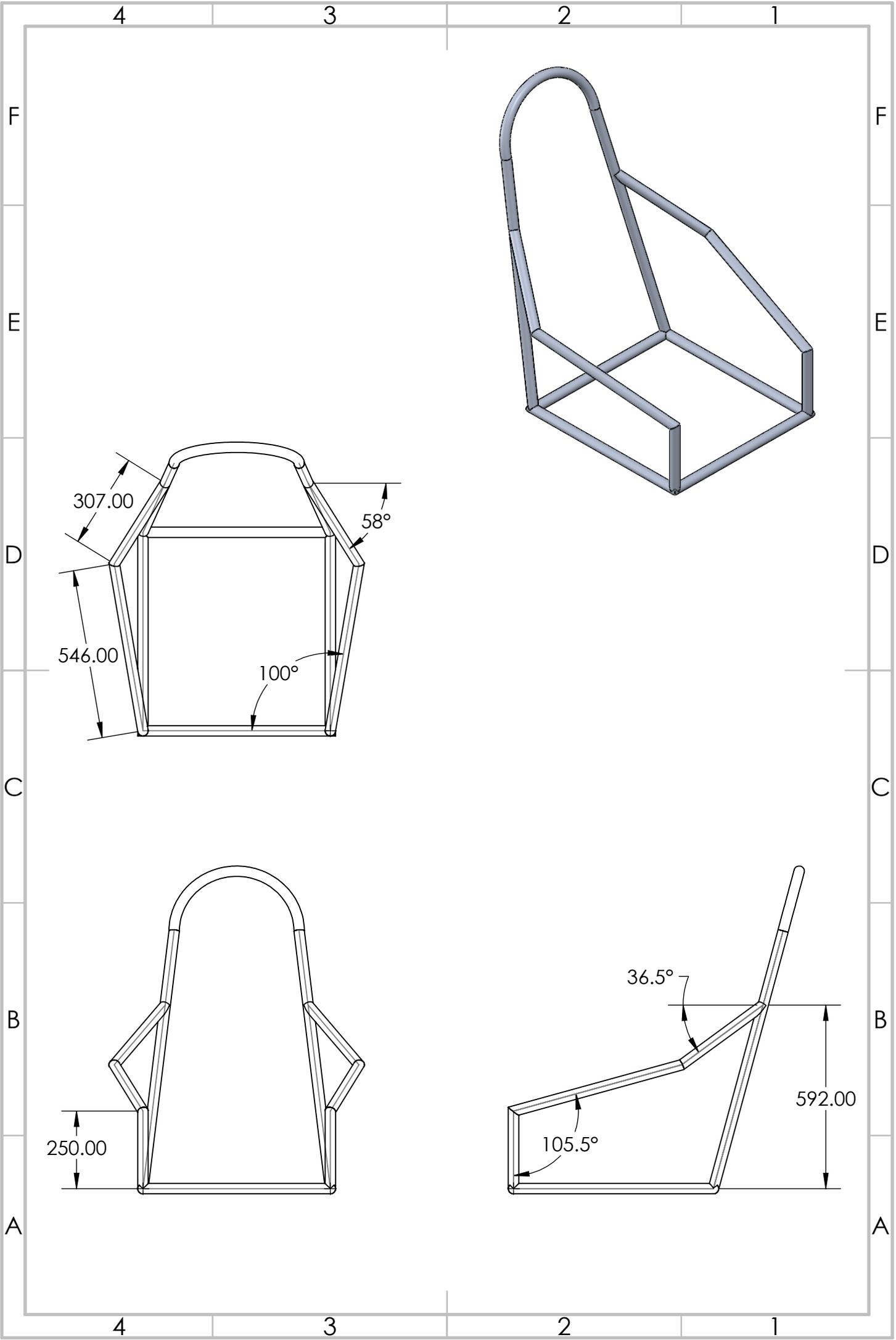
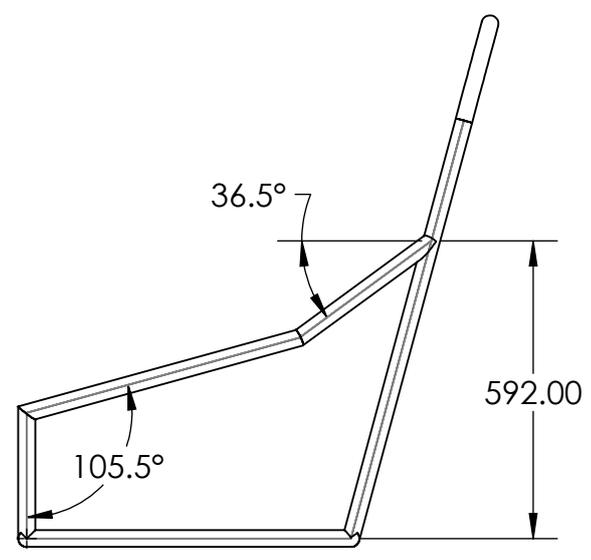
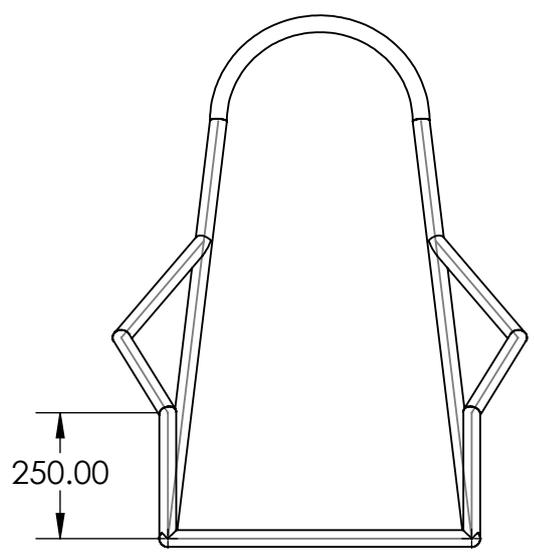
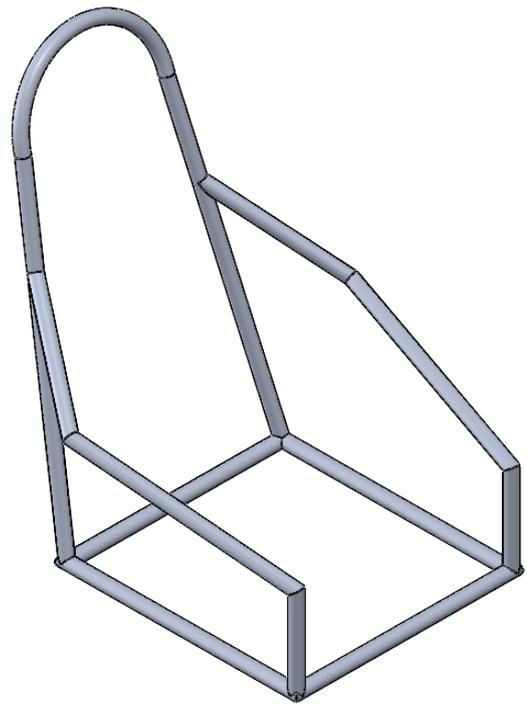
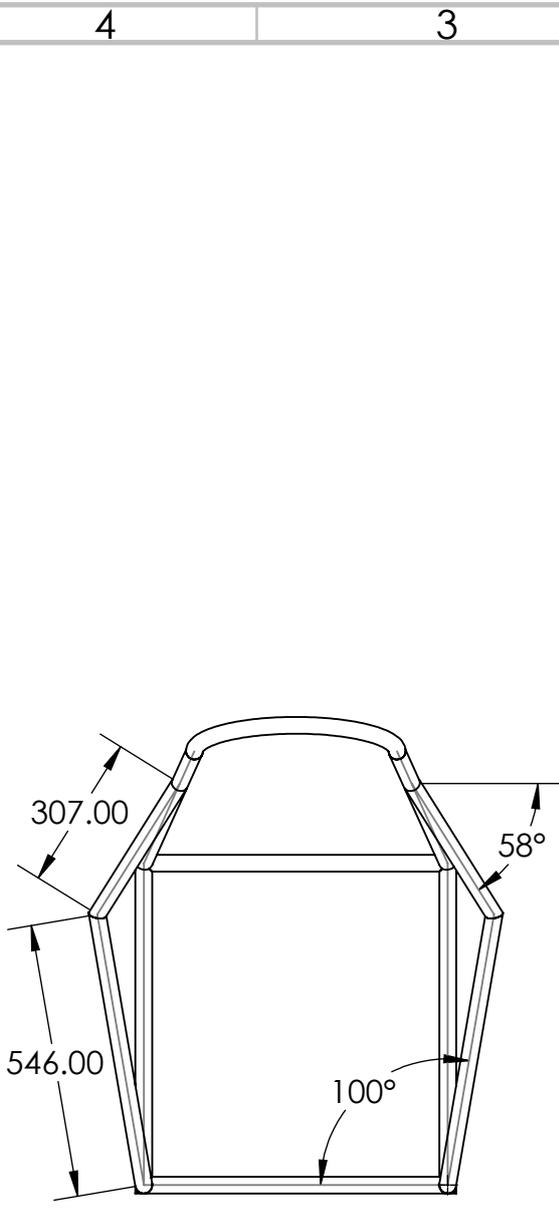
TUBERIA 1 IN CEDULA 40	
LONGITUD	CANTIDAD
50 MM	1
80 MM	2
94 MM	1
100 MM	1
134 MM	2
160 MM	2
213 MM	2
230 MM	1
250 MM	2
252 MM	2
307 MM	2
410 MM	2
546 MM	2
600 MM	2
630 MM	1
640 MM	2
860 MM	2

TUBERIA CUADRADA 0.875 X 0.875 X 0.083 IN	
LONGITUD	CANTIDAD
352 MM	2
308 MM	2
142 MM	2
100 MM	2

TUBERIA RECTANGULAR 1.25 X 0.75 X 0.080 IN	
LONGITUD	CANTIDAD
550 MM	3
350 MM	2
56 MM	6

NOTA:
MEDIDAS DADAS EN MILÍMETROS.





4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

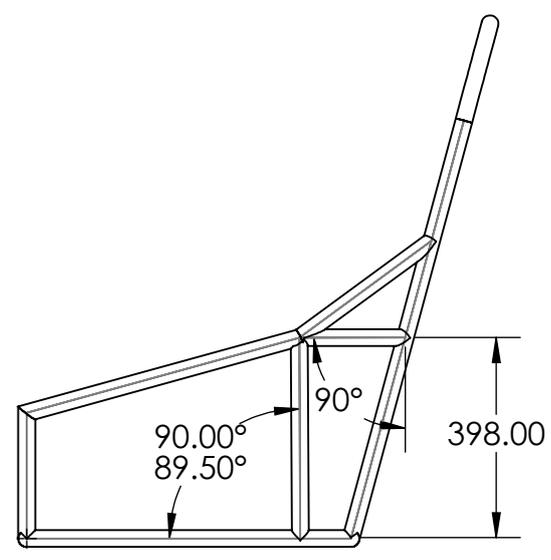
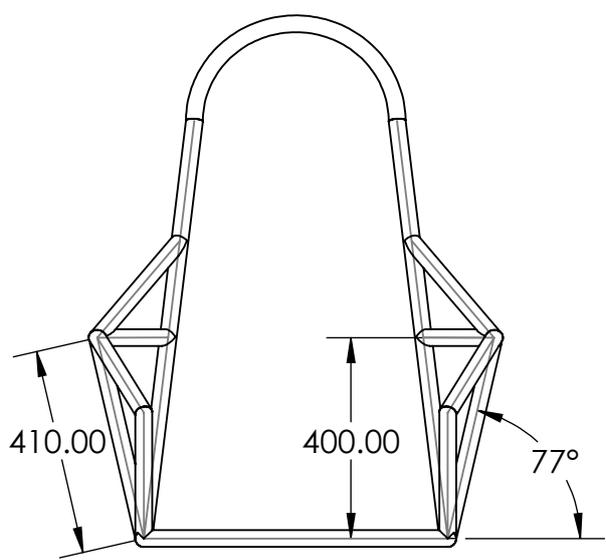
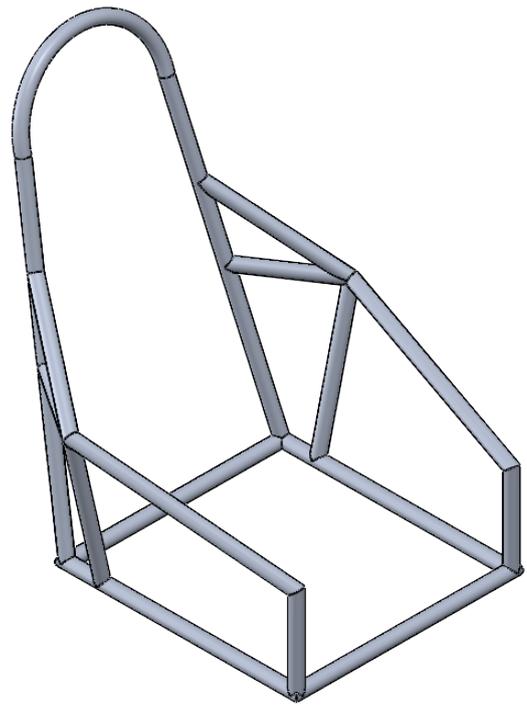
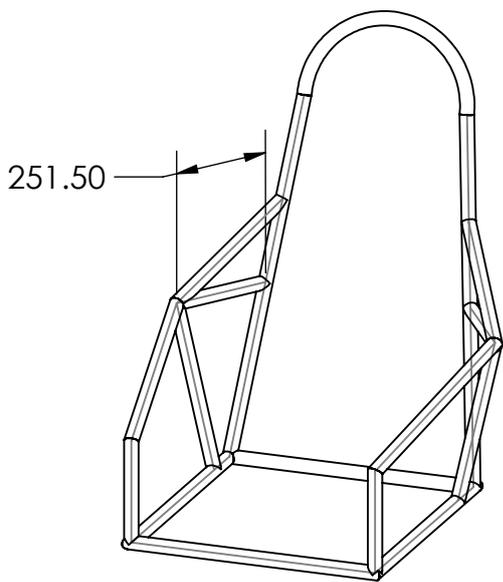
A

4

3

2

1



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

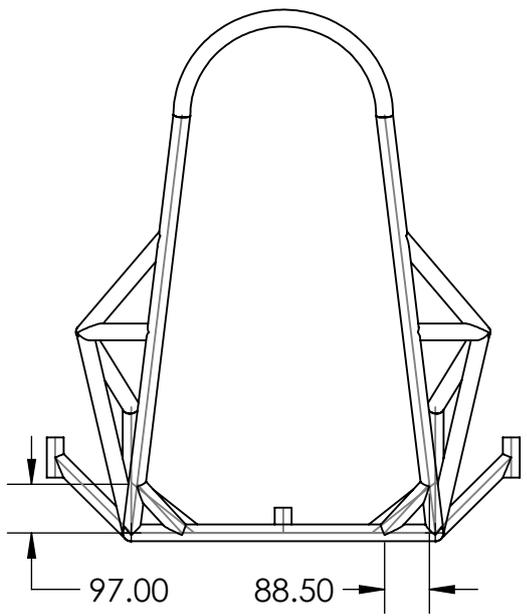
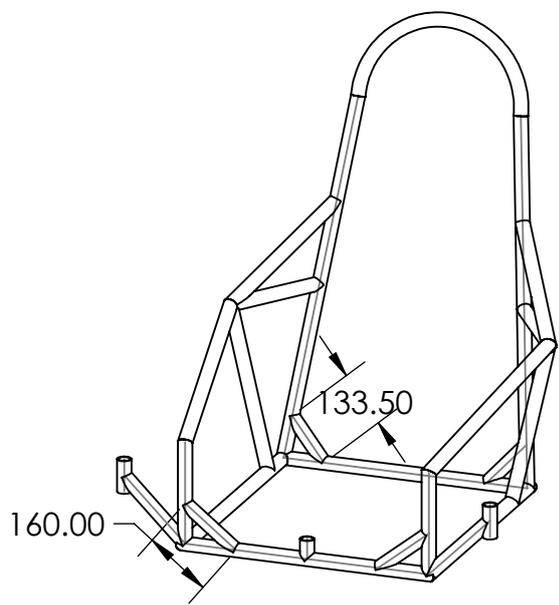
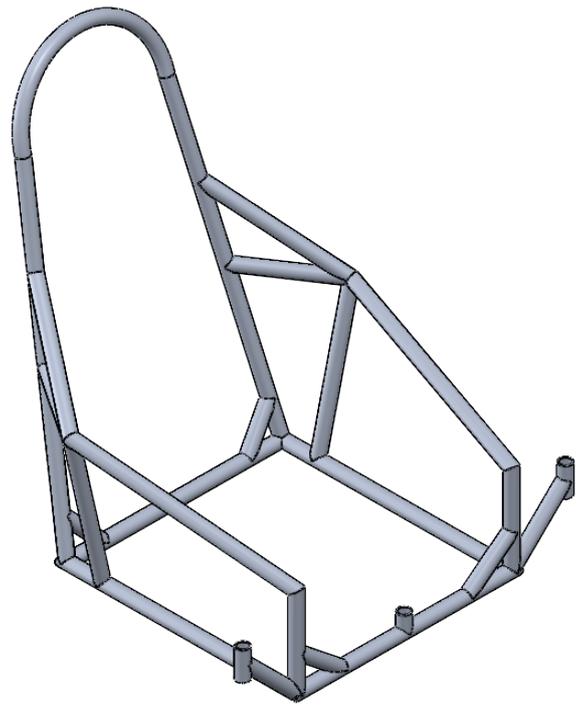
C

B

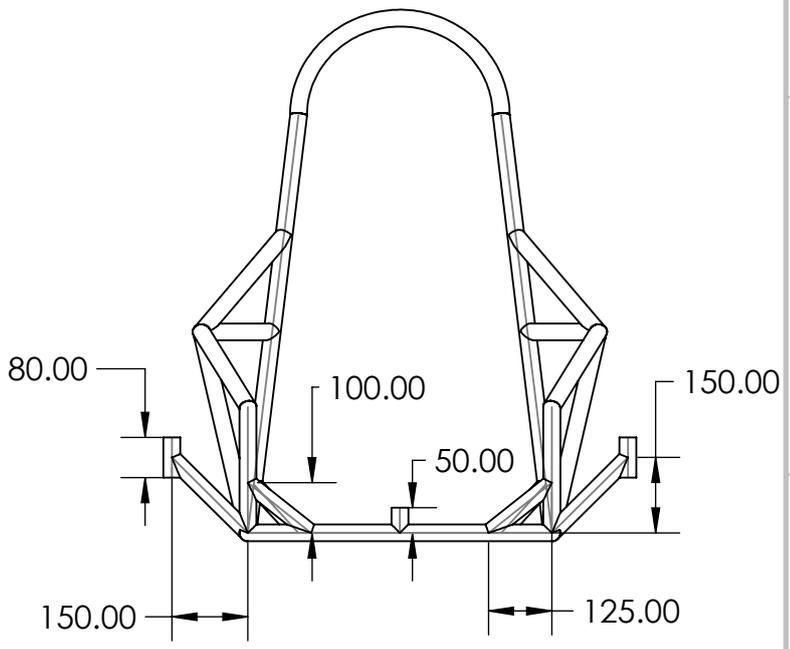
B

A

A



VISTA TRASERA



VISTA FRONTAL

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

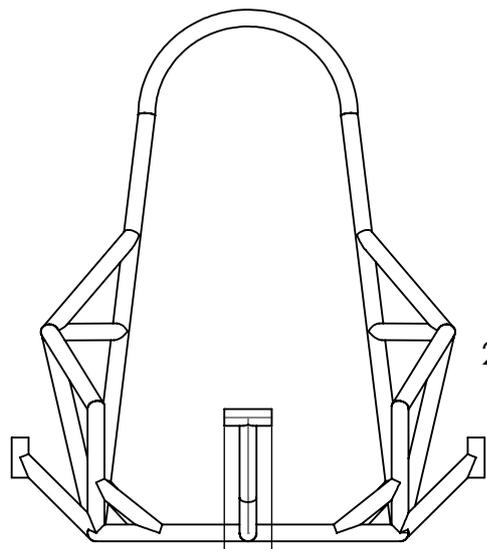
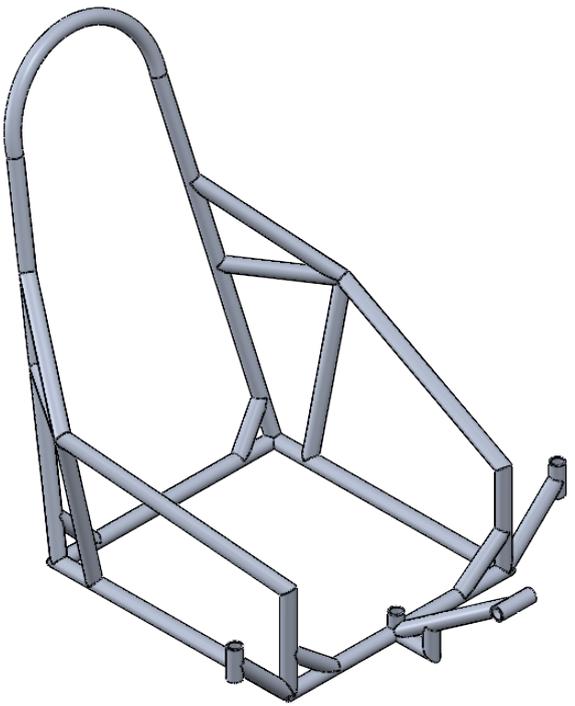
C

B

B

A

A



94.00

229.50

328.50

70.00

100.00

4

3

2

1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

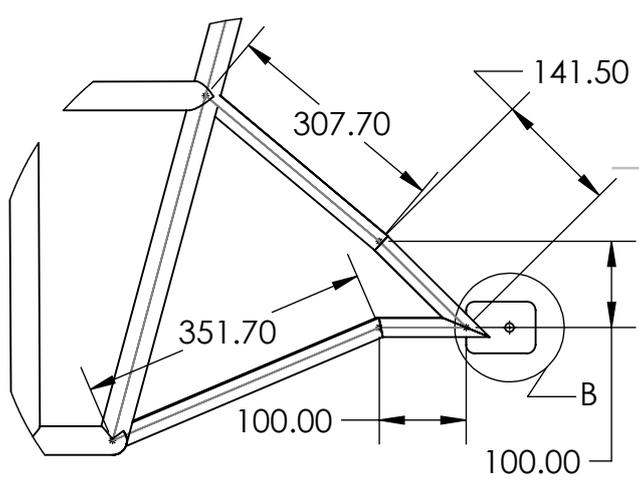
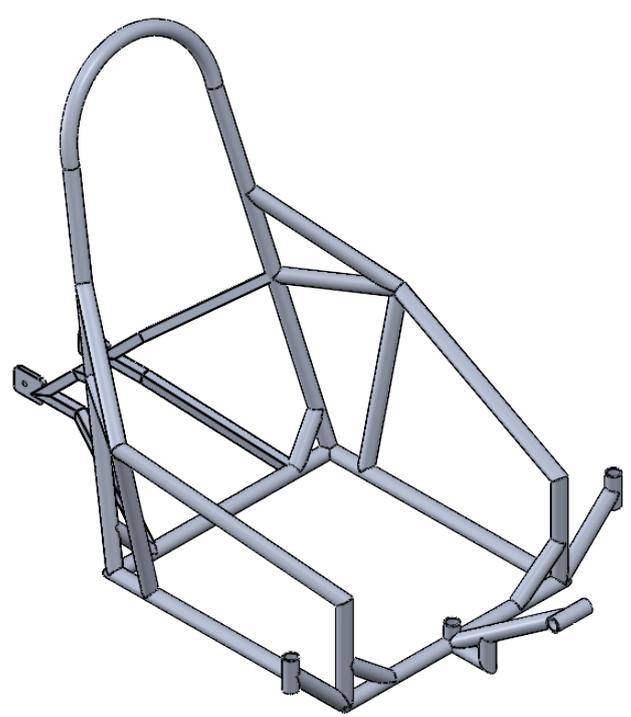
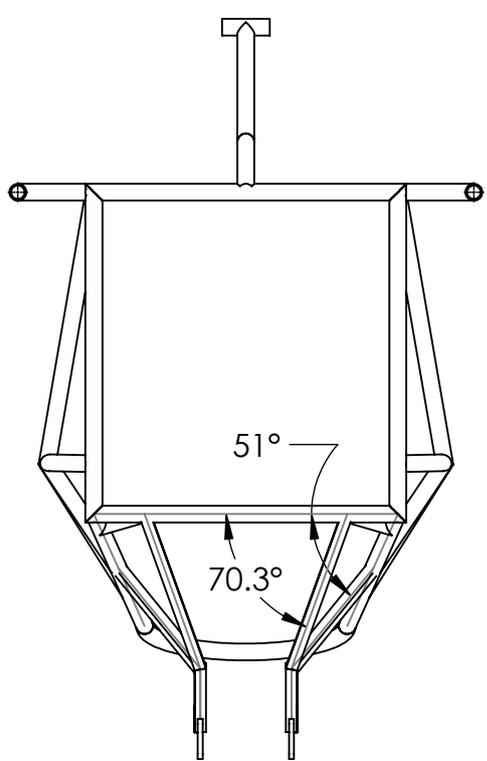
C

B

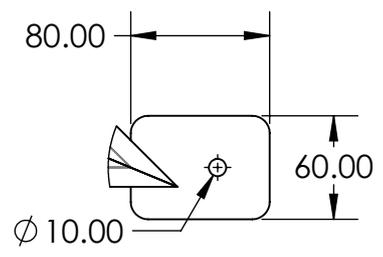
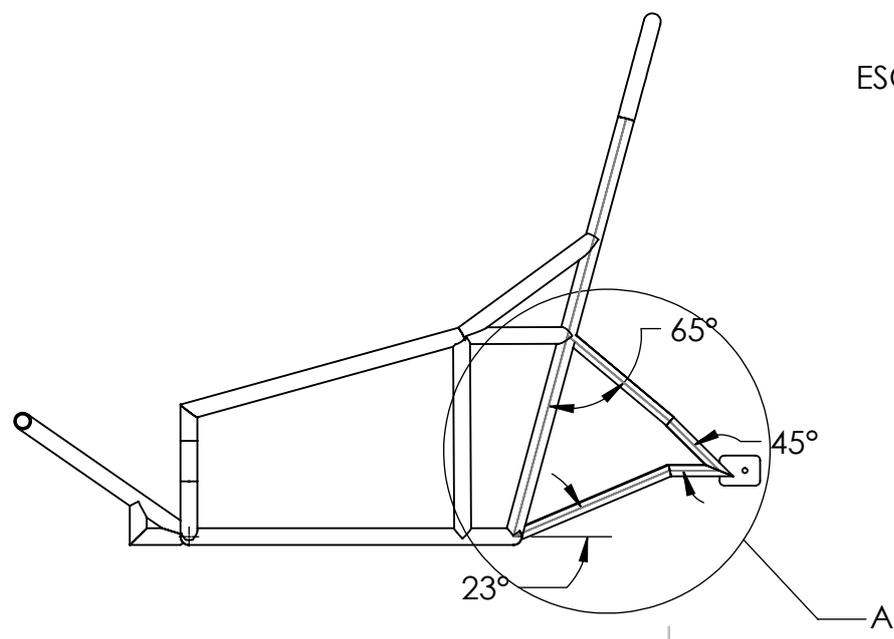
B

A

A



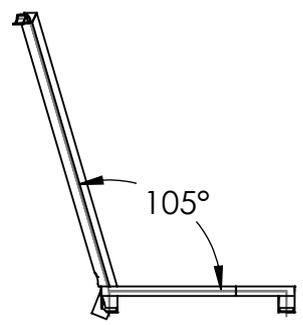
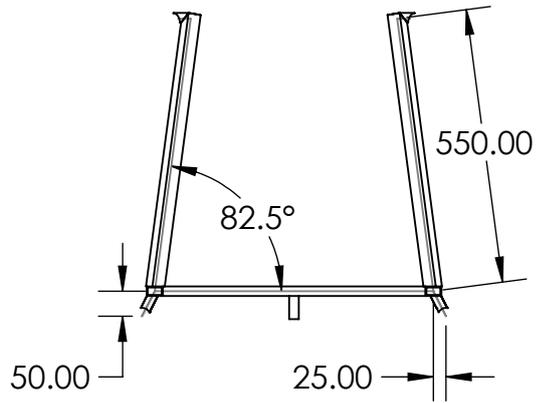
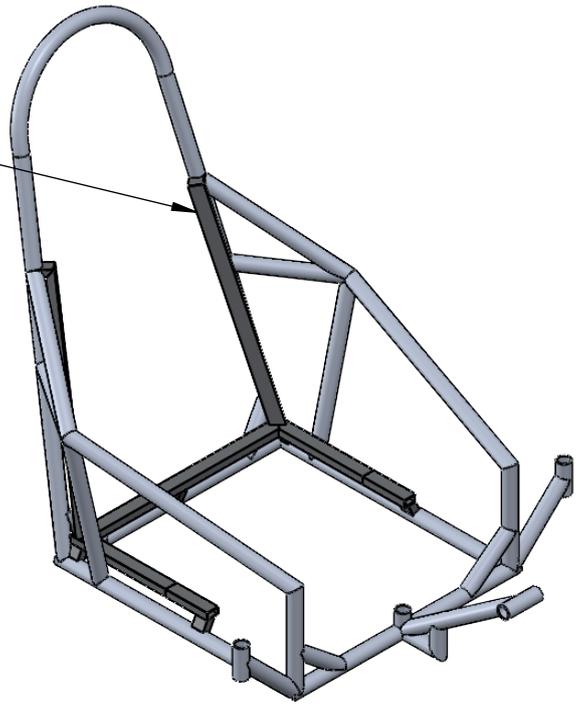
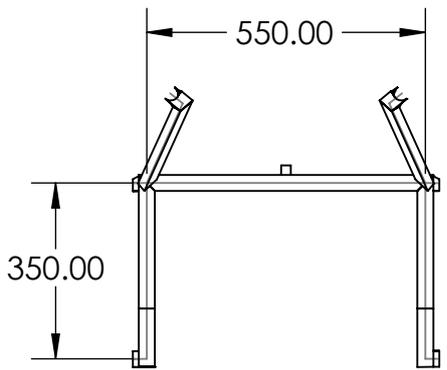
DETALLE A
ESCALA 2 : 17.5



DETALLE B
ESCALA 4 : 17.5

4 3 2 1

ESTRUCTURA ASIENTO



4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

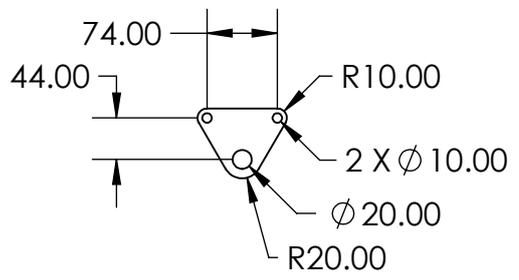
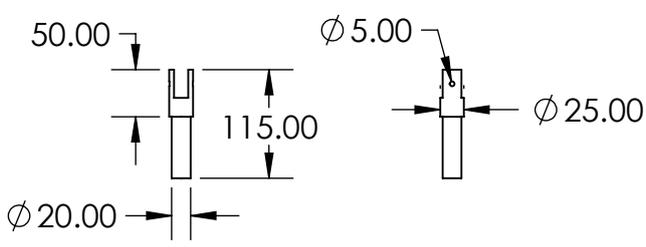
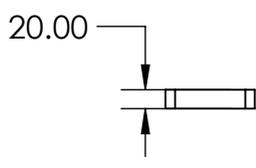
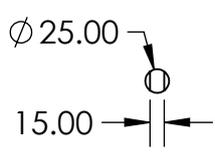
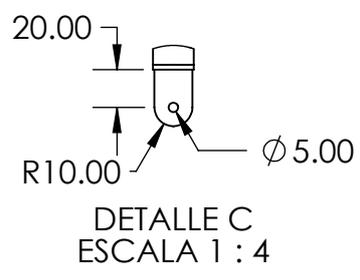
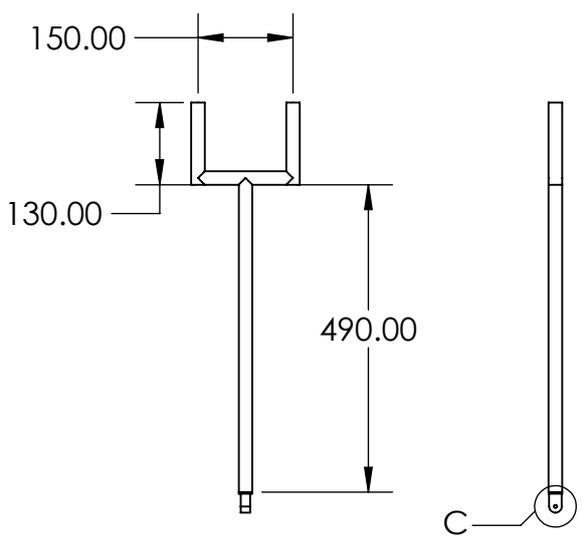
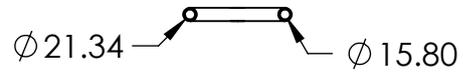
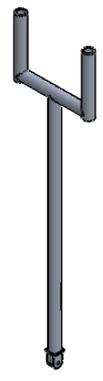
A

4

3

2

1

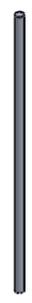
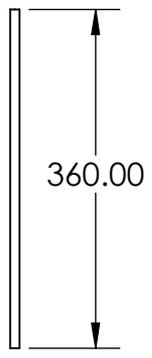


4 3 2 1

F

F

$\phi 10.00$

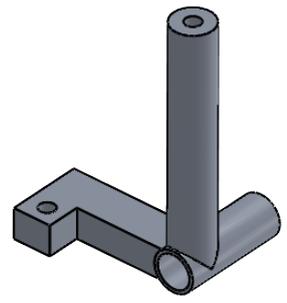


E

E

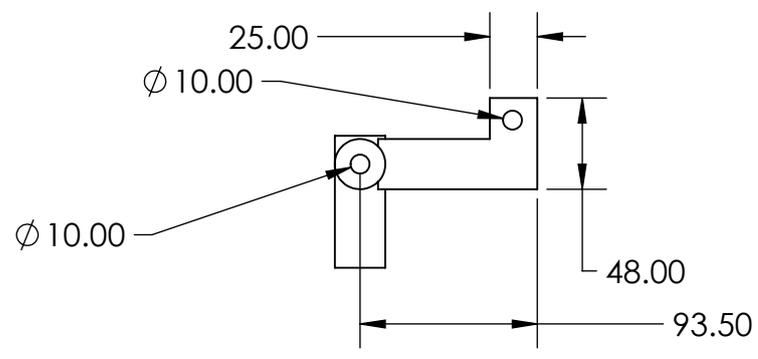
D

D



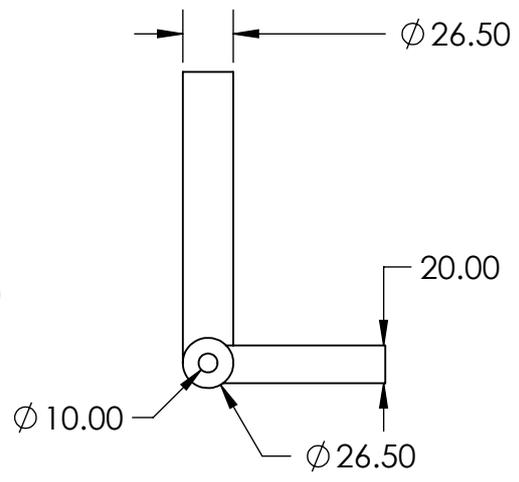
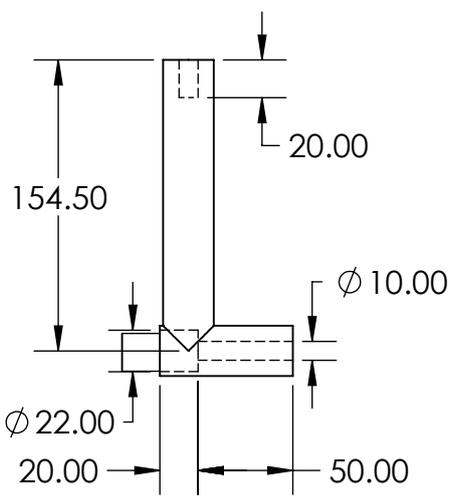
C

C



B

B



A

A

4 3 2 1