



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA  
División de Ingeniería Mecánica e Industrial

Plataforma para uso en estacionamientos con espacios  
reducidos

TESIS PROFESIONAL  
para obtener el título de  
INGENIERO MÉCATRÓNICO

PRESENTAN:  
GUSTAVO GARCÍA PEREZ  
GUSTAVO ALBERTO MALDONADO VELASCO  
ÓSCAR ANDRÉS SIERRA GÓMEZ PEDROSO



DIRECTOR DE TESIS:  
Ing. Moisés Mendoza Linares

Ciudad Universitaria, México, Noviembre 2013.

## Índice

1. Introducción y antecedentes
2. Diseño mecánico
  - 2.1. Plataforma
    - 2.1.1. Primeros bocetos
    - 2.1.2. Segunda versión
    - 2.1.3. Tercera versión
    - 2.1.4. Cuarta versión
    - 2.1.5. Quinta versión
    - 2.1.6. Sexta versión
    - 2.1.7. Séptima versión
    - 2.1.8. Versión final
    - 2.1.9. Análisis
  - 2.2. Embrague
    - 2.2.1. Planteamiento de problema
    - 2.2.2. Transmisión
    - 2.2.3. Sistema tensor de la banda
      - 2.2.3.1. Accionamiento
      - 2.2.3.2. Desarrollo del embrague
      - 2.2.3.3. Pedal de accionamiento
3. Diseño mecatrónico
  - 3.1. Antecedentes
  - 3.2. Análisis dinámico y de potencia
  - 3.3. Diseño electrónico
    - 3.3.1. Etapa de potencia

3.3.1.1. Motor

3.3.1.2. Puente H

3.3.1.3. Fuente

3.3.2. Etapa de control

3.3.2.1. Receptor

3.3.2.2. PIC

3.3.2.2.1. Programa

3.4. Acople de electrónica con mecánica

4. Costos

5. Conclusiones

6. Bibliografía

## 1. Introducción y antecedentes

En un condominio se tiene un espacio reducido de estacionamiento el cual se muestra en los siguientes planos 1 y 2:

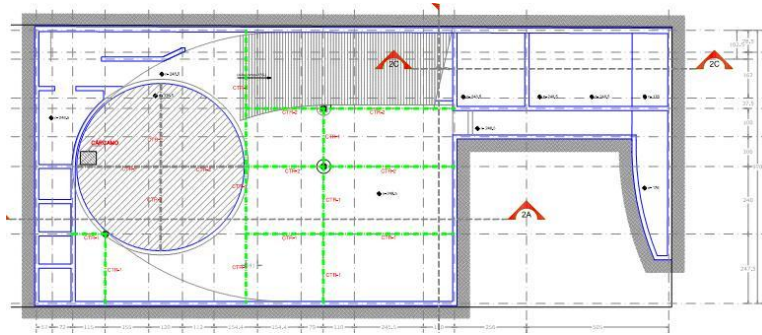


Imagen 1 1. Plano 1. Distribución del espacio

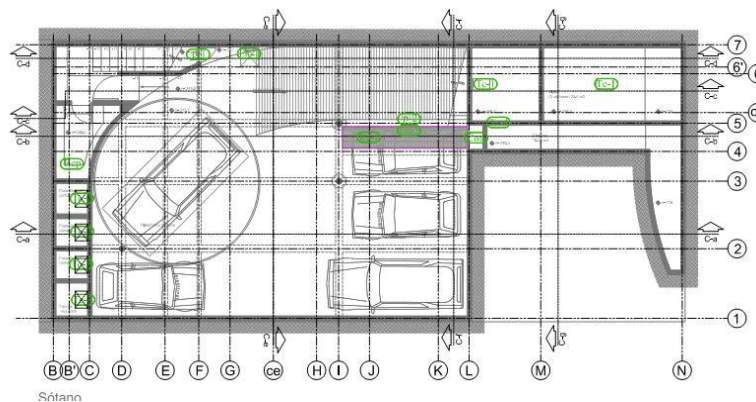


Imagen 1 2. Plano 2. Colocación de los vehículos

Aunque las dimensiones de los cajones de estacionamiento son buenas, la zona de maniobras resulta pequeña, de modo que no hay espacio suficiente para dirigir el automóvil hacia la rampa de acceso. Así pues, se necesita un dispositivo que permita direccionar el auto hacia ella. Para ello se plantea el uso de una plataforma giratoria a nivel del piso controlada desde la cabina del automóvil.

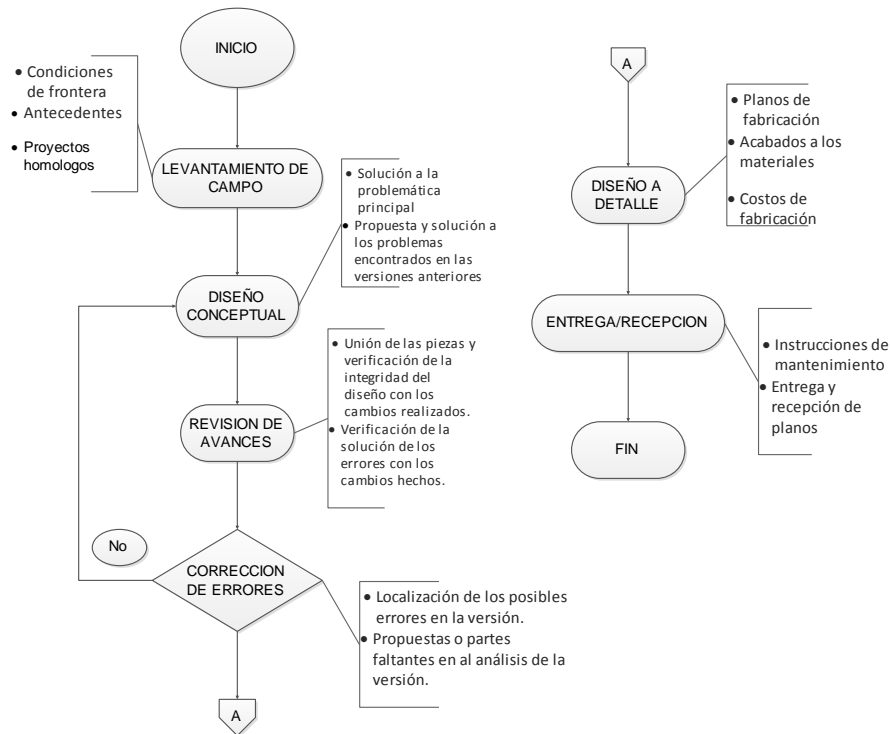
Existe una gran variedad de estas plataformas en el mercado actual. Un ejemplo son las comercializadas por la empresa alemana *Bumat*, que cuenta con un gran número de

plataformas para exhibición. El precio de una plataforma de tres metros de diámetro y una tonelada de carga llega a sobrepasar los 15,640 euros, lo cual resulta elevado. Este tipo de plataformas podrían solucionar el problema de espacio en un estacionamiento. Lamentablemente, no hay una empresa nacional que se dedique al diseño y comercialización de éstas en nuestro país. Es por eso que se desea diseñar una plataforma que pueda cumplir con esta función y que abarate los costos con el fin de que sea de fácil acceso para más personas.

## **2. Diseño mecánico**

Se decidió tomar como referencia los diseños de la empresa *Bumat*, ya que ésta proporciona medidas e ilustraciones de sus diseños, lo que permite formular una solución a partir de estos datos.

Para dar una mejor solución se utilizará una metodología de diseño que permita dar una solución adecuada al problema. Esta metodología se crea basándose en el sistema utilizado para el desarrollo de programas de computación, los cuales permiten que se parta de un diseño previo al que se le realizarán mejoras para optimizar su funcionamiento. Tomado en cuenta esto, se plantea el uso de un diagrama de flujo que dé pauta de los pasos a seguir en los momentos en que se necesitara una revisión de las problemáticas generadas por la naturaleza del diseño, y para tal efecto se construyó el siguiente diagrama de flujo que muestra las etapas del diseño, así como lo que se realizará en cada una de ellas.



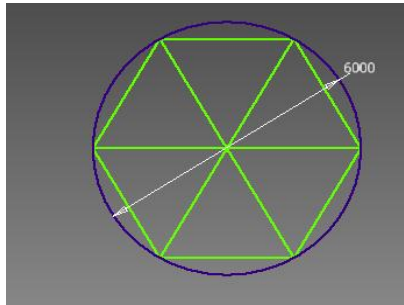
**Imagen 1.1. 1. Diagrama de Flujo**

Como se puede observar en la imagen 1.1 1, la metodología es iterativa, con lo que se pueden ir corrigiendo errores en cada revisión y obtener soluciones a los problemas de diseño al final de cada iteración. A cada cambio significativo en el diseño de la plataforma corresponde una revisión técnica que se irá enumerando para mantener un control de éstos.

## 2.1. Plataforma

### 2.1.1 Primeros bocetos

Como primer acercamiento, se plantea una plataforma con una forma hexagonal hecha con PTR, un perfil estructural barato y fácil de conseguir. El perfil hexagonal permitirá hacer cortes sencillos en los perfiles lo que resultará en una fabricación y armado fáciles. Hasta el momento no se plantean dimensiones y calibres de los perfiles.



**Imagen 2.1.1 1. Primer boceto**

Como se puede ver en la imagen 2.1.1 1, se trata de un hexágono circunscrito en un círculo. Este hexágono estará formado por brazos unidos en una pieza central, separados por ángulos de  $60^\circ$  cada uno y unidos por tirantes en sus extremos para darle rigidez al sistema. La forma circular se planea obtener con una solera rodada que rodee el hexágono.

Este diseño se realizó mediante representación alámbrica, lo que permite obtener tamaños aproximados de los perfiles a utilizar y observar posibles problemas que pueden surgir. Esto también permite la elección del tamaño de la plataforma, tomando como base la longitud de una Suburban. Así pues, se decidió por un diámetro de 6 m para una longitud de 5.649 m de la Suburban en el modelo 2013. Con ello se asegura que el usuario tendrá el suficiente espacio para cualquier tipo de vehículo de uso privado que no sea de carga.

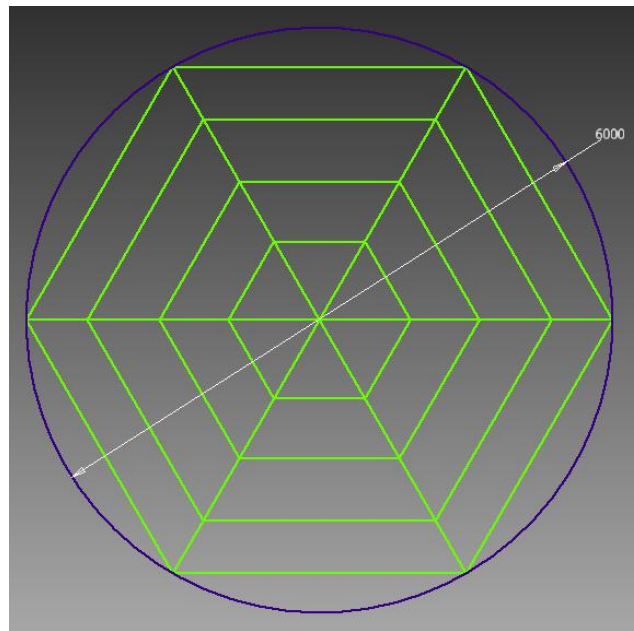
<b>Dimensiones exteriores (cm)</b>	
Altura total	195.1
Ancho total	200.9
Distancia entre ejes	330.2
Largo total	564.9

**Tabla 1. Dimensiones Suburban**

**(Tabla obtenida de los datos proporcionados por el fabricante)**



Los seis brazos se plantean con el fin de tener una mejor distribución de esfuerzos. Los seis perfiles que unen los brazos por los extremos dan rigidez al sistema. Adicionalmente, se piensa agregar varios perfiles paralelos para dar apoyo al vehículo cuando éste se encuentre sobre la plataforma. No se plantean distancias entre ellos todavía aunque se saben necesarios. En la siguiente imagen se muestra un esquema:

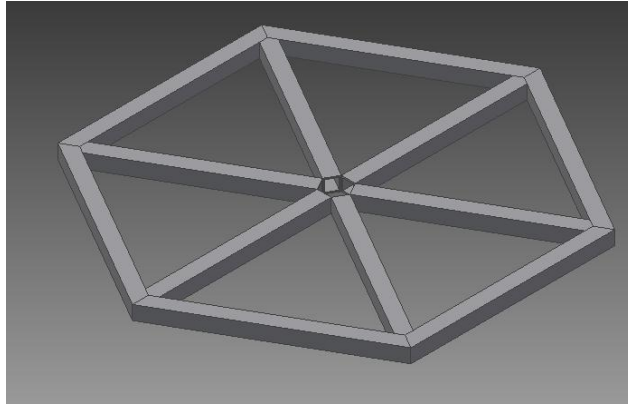


**Imagen 2.1.1 2. Primer boceto de la Plataforma. Distribución**

Como se puede observar en la imagen 2.1.1 2, estos postes intermedios, que llamaremos tirantes, darán apoyo a las ruedas y distribuirán la carga del vehículo hacia los brazos. Aunque las ruedas no estén siempre apoyadas en los tirantes, se piensa en una configuración tal que las ruedas del vehículo siempre queden próximas a uno de ellos.

### **2.1.2 Segunda versión**

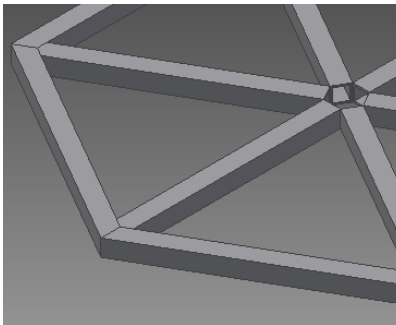
Como en los bocetos, se plantean seis brazos de PTR en forma hexagonal para llevar a cabo la tarea. No se tiene pensadas las formas de sujeción ni de actuación todavía.



**Imagen 2.1.2 1. Primera plataforma con perfiles**

Se propone utilizar un PTR de medidas de 2"x2". Aunque no se sabe los calibres que se emplearán, se puede comenzar a elegir la forma en que éstos se deberán colocar en el sistema imagen 2.1.2 1.

En este caso se decide que los PTR que se ubican en los extremos se colocarán en forma de aro uniéndolos entre sí tal como se muestra en la imagen 2.1.2 3.



**Imagen 2.1.2 2. Unión los extremos**

Con ésto se obtendrá un sistema completamente rígido en la periferia de la Plataforma y dará un mejor apoyo en los extremos de los otros perfiles. Se considera utilizar soldadura como método de unión, ya que por las posiciones geométricas de los PTR se complica otra forma de unión.

El inconveniente de este diseño es la forma de la unión exterior que se plantea, pues se pretende unir los seis PTR al centro y que sean estos los principales apoyos. Sin embargo, la soldadura en el extremo de la plataforma podría concentrar esfuerzos y esto representa un problema.

### 2.1.3. Tercera versión

Se tiene una plataforma con seis brazos. Cada brazo tiene un tirante que lo une a los demás brazos para dar rigidez al sistema. Todavía no se han planteado los tirantes intermedios (imagen 2.1.3 1).

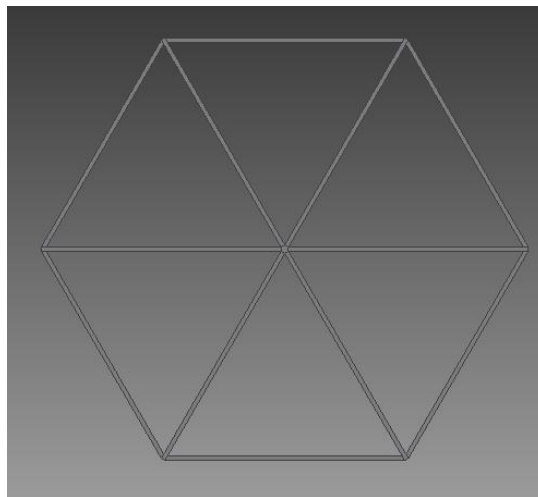
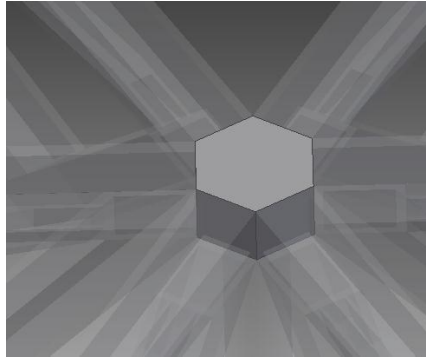


Imagen 2.1.3 1. Versión anterior

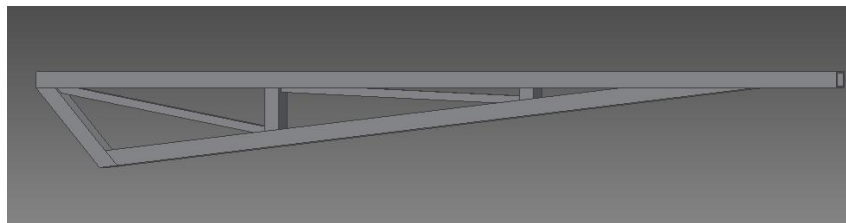
Hay un poste central, pero no un soporte que una los brazos al poste central. Para ello se plantea una pieza en el centro (imagen 2.1.3 2).



**Imagen 2.1.3 2. Soporte central**

Esta pieza, está pensada para unir los brazos de la plataforma, tiene una anchura de dos pulgadas. Por el momento no se tiene contemplada la forma de unión de ésta con los brazos, es por ello que tiene el tamaño exacto del perfil sin dejar espacio para soldadura u otro tipo de unión.

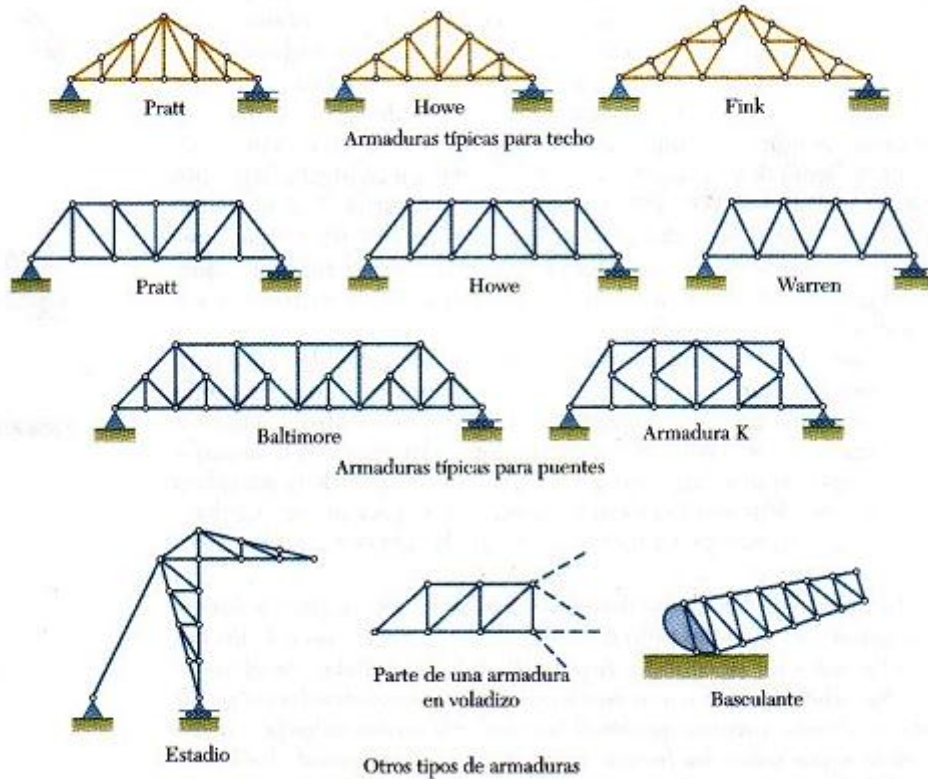
Se elige un sistema de ménsulas (imagen 2.1.3 3) para darle apoyo a los brazos que cargarán el vehículo. Así, las cargas pueden ser distribuidas de manera más uniforme, lo que permitiría seleccionar espesores más delgados y disminuir el peso y precio totales del conjunto armado.



**Imagen 2.1.3 3 Ménsula de apoyo**

Para el diseño de la ménsula se utilizaron conceptos de armaduras tipo voladizo como la que se ilustra en la imagen 2.1.3 4, que se distingue por la forma en que se colocan sus

elementos. Teniendo elementos perpendiculares y oblicuos, donde estos últimos siempre estarán en tensión y los primeros siempre a compresión. Esto nos permite colocar diferentes perfiles para la construcción de dicha armadura y así abatir el peso y costo de ésta.



#### Armadura en Voladizo o Marquesina

En estos casos, el cordón superior está traccionado y el inferior comprimido.

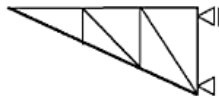
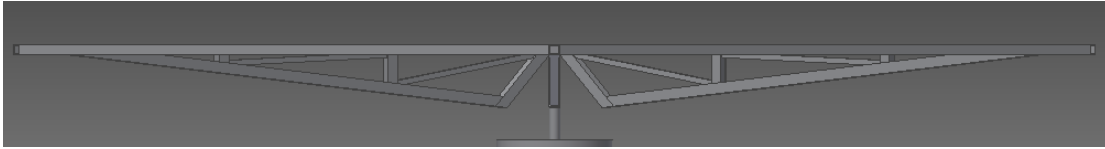


Imagen 2.1.3 4. Tipos de armaduras

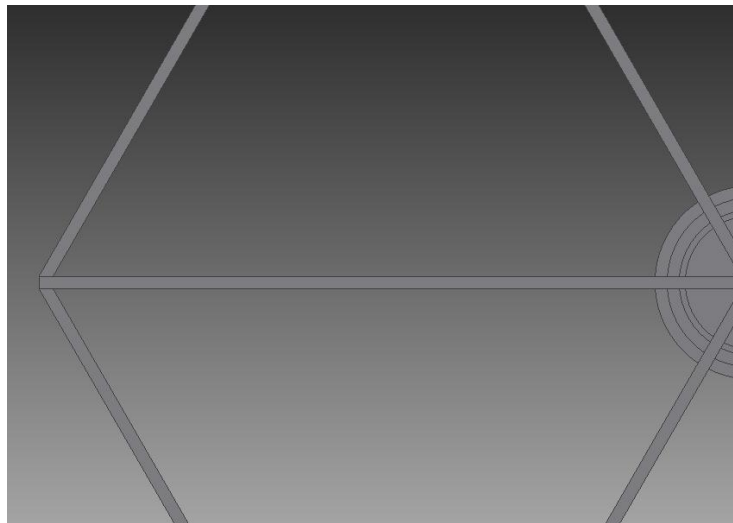
Se plantea la colocación de apoyos en la parte inferior de las ménsulas para permitir el giro de la plataforma. Para ello se coloca un eje central y se deja un ángulo de separación de las ménsulas, donde se prevé colocar un sistema de ruedas que permita el giro de la

plataforma (imagen 2.1.3 5). También se plantea el uso de una base de apoyo para el giro de las ruedas.



**Imagen 2.1.3 5 Separación de las ménsulas respecto al eje**

Para solucionar el problema que se tenía con la unión de los PTR externos, se decidió alargar los soportes principales para que estos den el apoyo principal desde el momento en que el vehículo se monte en la plataforma (imagen 2.1.3 6); además permite tener más opciones de unión, pues en el caso anterior la opción más simple era utilizar soldadura.



**Imagen 2.1.3 6 Alargamiento de los ejes principales**

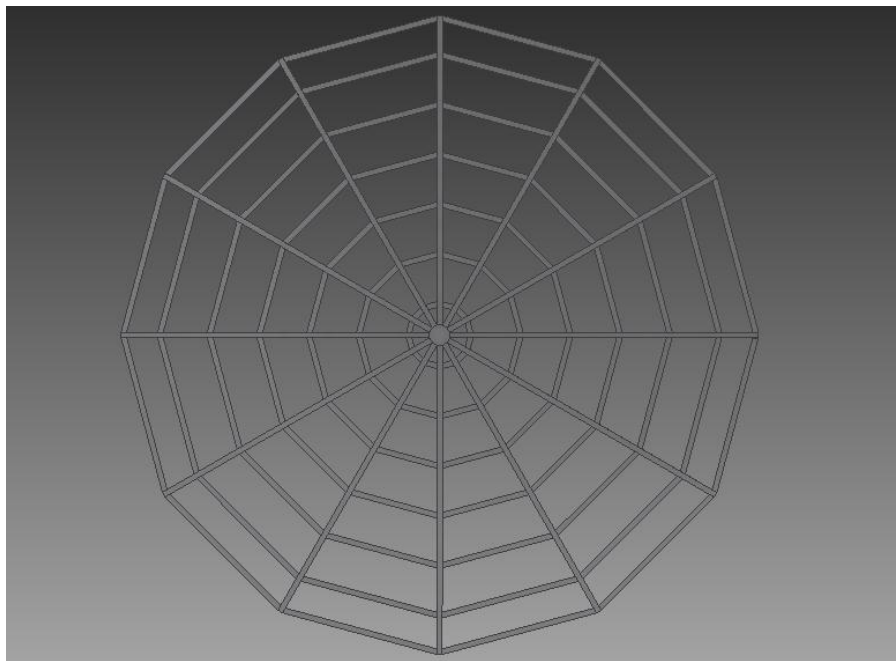
El problema que surge en esta versión es el tamaño de los claros entre las ménsulas. Esto puede repercutir en el momento de elegir la lámina que se usará para cubrirlos, ya que tendrá que ser de un espesor considerable para evitar que se deforme. Además, un calibre mayor significa mayor peso, lo que afectará la elección de las ruedas y el calibre que se utilizará en los PTR.

También se observa que, a pesar de ser una buena opción utilizar ménsulas, la forma en que éstas se diseñaron es muy complicada para su construcción dados los ángulos en que se deben cortar los elementos. También se observa que los elementos externos serán los más largos y por consiguiente los más robustos.

No se ha considerado todavía el modo de accionamiento del giro de la plataforma ni la forma de unión de los elementos.

#### **2.1.4. Cuarta versión**

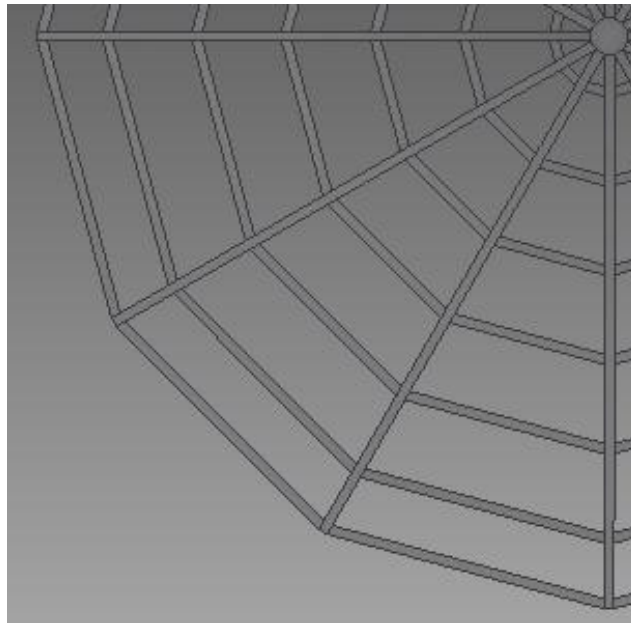
Se aumentó el número de brazos a doce pues el espacio entre brazos era demasiado grande; este aumento permitió poder distribuir las cargas de una mejor manera (Imagen 2.1.4 1), así también permitió la reducción de la longitud de los tirantes.



**Imagen 2.1.4 1. Distribución de 12 brazos**

!!!Esto permite que, en donde antes actuaban dos ménsulas, sean tres las ménsulas que soporten la carga aplicada. El inconveniente de este cambio se da en el peso de la plataforma ya que proporcionalmente éste estaría siendo duplicado.

El cambio en el número de ménsulas nos permite dar las distancias a las que estarán los tirantes que unirán a éstas, como se puede observar en la Imagen 2.1.4 2; que además nos darán la rigidez que se requiere en el sistema con elementos más delgados, ya que anteriormente se tenía que éstos iban a ser demasiado largos y eso afectaba el calibre que se tenía que seleccionar puesto que los esfuerzos que se generarían por la carga aumentaban con la distancia.



**Imagen 2.1.4 2. Tirantes de unión a las ménsulas AAZ**

Estos tirantes se colocan de tal manera que permiten distribuir las fuerzas uniformemente, además de disminuir los claros, lo que permite asegurar que las ruedas del carro siempre tendrán donde apoyarse.

Esto se pudo comprobar mediante el siguiente cálculo, el cual permite ver la distribución de las cargas aplicadas al momento de colocarse la Suburban.



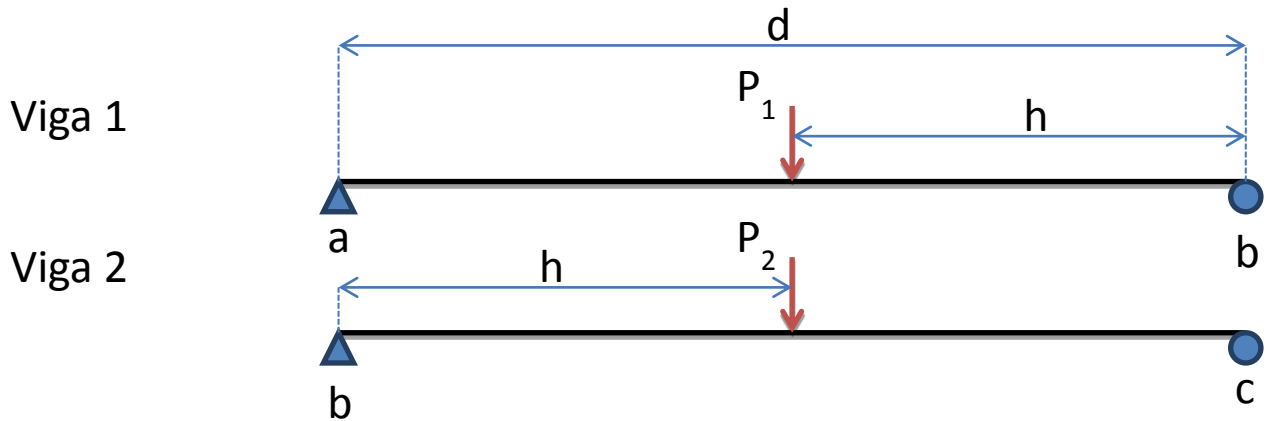
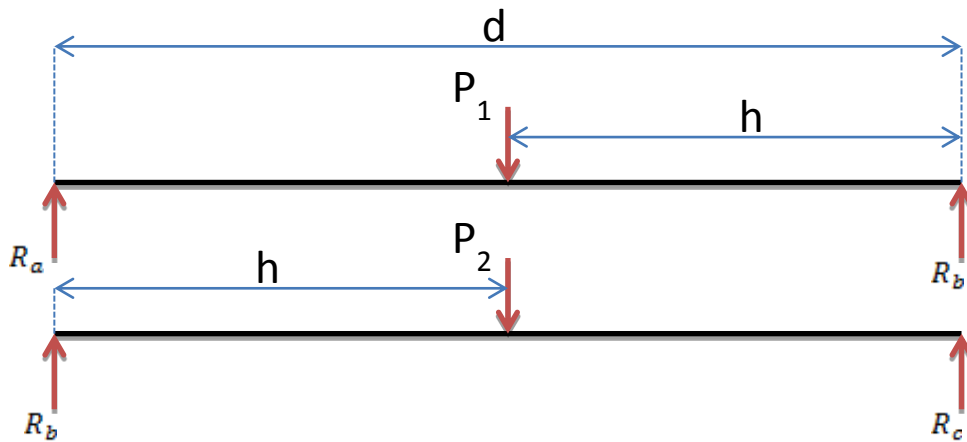


Imagen 2.1.4 3. Distribución de cargas en los tirantes

Como se puede ver en la Imagen 2.1.4 3 se han colocado dos vigas que representan los tirantes más largos, estas vigas tienen un punto de unión en cada uno de sus extremos; es decir, éstas actúan directamente en tres ménsulas, siendo tomadas las que tienen una mayor longitud, las cuales serán las que generarán un mayor esfuerzo y por ende un mayor momento en el instante de colocar el vehículo. Para este cálculo se usará el principio de superposición, para así obtener las reacciones que están presentes en las vigas y en las ménsulas que las soportan.



De forma general para la Viga 1

$$\sum M_b = 0 = R_a(d) - P_1(h) \dots \dots \dots 1$$

$$\Sigma F_x = 0 \dots\dots\dots 2$$

$$\Sigma F_y = R_a + R_b + P_1 = 0 \dots\dots\dots 3$$

$$R_a = P_1 \left(\frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 4$$

$$R_b = P_1 - R_a \dots\dots\dots 5$$

$$R_p = P_1 \left(1 - \frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 6$$

De forma general para la Viga 2

$$\Sigma M_b = 0 = R_c(d) - P_2(h) \dots\dots\dots 7$$

$$\Sigma F_y = 0 = R_b + R_c - P_2 \dots\dots\dots 8$$

$$R_c = P_2 \left(-\frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 9$$

$$R_b = P_2 - R_c \dots\dots\dots 10$$

$$R_b = P_2 - P_2 \left(\frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 11$$

$$R_b = P_2 \left(1 - \frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 12$$

Sumando los efectos en el punto B

$$R_b = P_2 \left(1 - \frac{h}{d}\right) + P_1 \left(1 - \frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 13$$

Ya que  $P_1 = P_2$

$$R_b = 2P_1 \left(1 - \frac{h}{d}\right) \dots\dots\dots 14$$

$$R_a = R_c \dots\dots\dots 15$$

Tomando en cuenta el peso bruto vehicular de la Suburban (3266 kg) y los siguientes datos:

$$P_1 = P_2 = 1633 \text{ [kg]}$$

$$b = 1.49602 \text{ [m]}$$

$$h = 1.0045 \text{ [m]}$$

Se obtiene lo siguiente para  $R_a, R_b, R_c$

$$R_b = 551.47 \text{ [kg]}$$

$$R_a = R_c = 563.51 \text{ [kg]}$$

Como se puede observar la distribución de cargas es del 97.86 %, lo que nos permite decir que se comporta de forma uniforme, y que el colocar 12 ménsulas en lugar de 6 es la mejor opción, considerando que la carga en cada ménsula se ve disminuida a menos de  $\frac{1}{4}$  de la carga total aplicada.

Tomando en cuenta lo anterior se decidió colocar los siguientes tirantes basándose en las dimensiones de otros vehículos (Imagen 2.1.4 4).

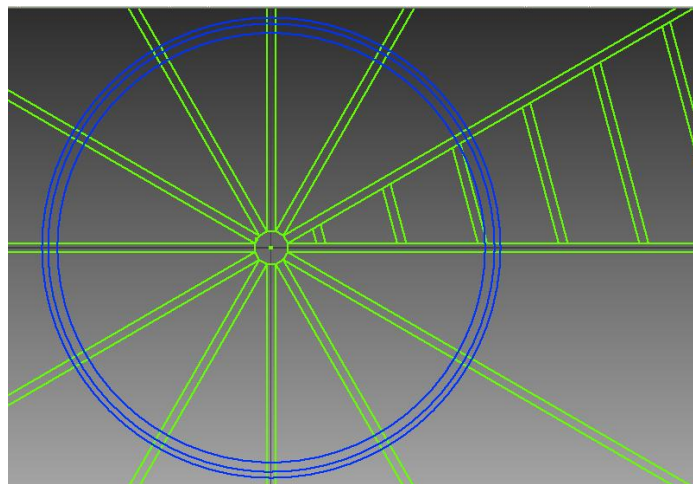
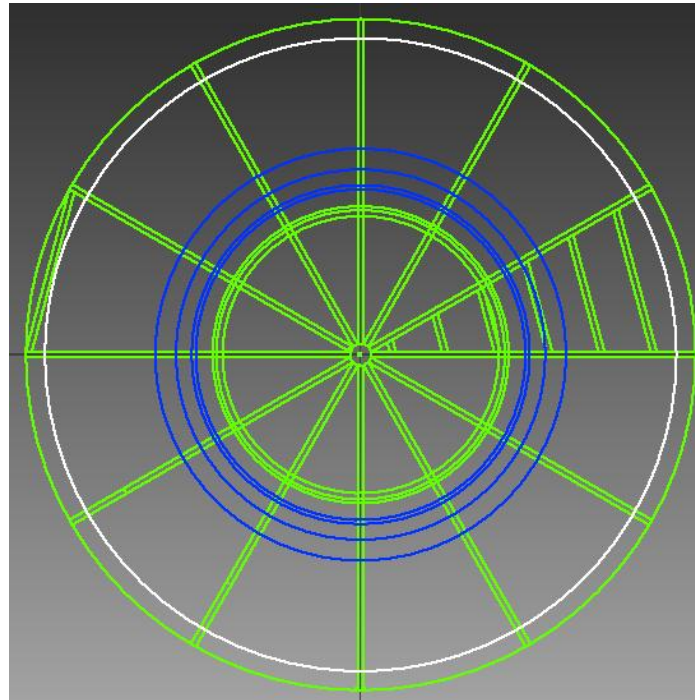


Imagen 2.1.4 4. Distancia entre ejes vehículos entre 2.4 y 2.6 m

Los círculos marcados en la Imagen 2.1.4 4 muestran tres casos de distancias entre ejes de carros con medidas de 2.4 m y 2.6 m como podemos observar estos son próximos al tirante que une las ménsulas, esta prueba también se hizo con carros más grandes y dio como resultado lo mostrado en la Imagen 2.1.4 5.



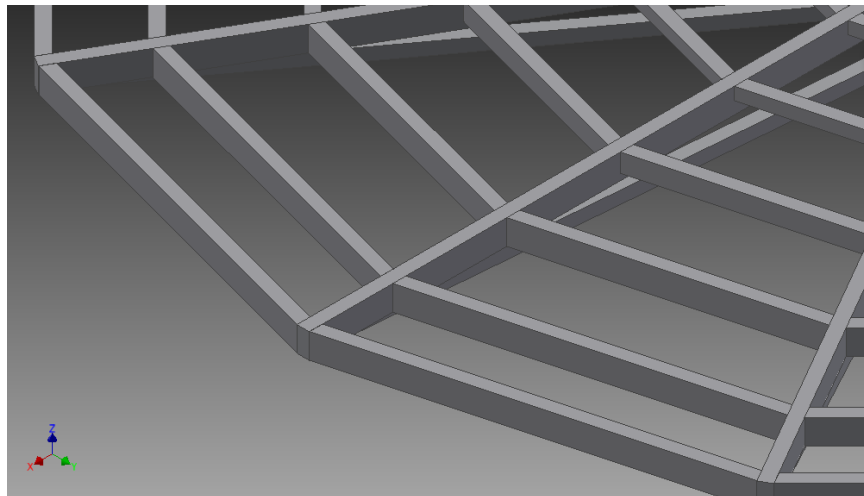
**Imagen 2.1.4 5. Distancia entre ejes vehículos mayores a 2.6 m**

Como se puede observar las distancias son muy variadas en el caso de los carros más grandes por lo que se inclinó por tomar una distancia uniforme en cada uno de los tirantes, también con esto se facilitará la colocación de la cubierta que vaya a llevar la plataforma, tomando en cuenta que la distancia de los carros es del centro de un eje al otro y no se contempla las dimensiones de la rueda, se decidió tomar como base al vehículo más pesado (Suburban) como punto de inicio para la distribución de estos, y como siguiente punto de referencia se basó en uno de los vehículos más pequeños en la actualidad (Pontiac Matiz) dando como resultado la distribución mostrada en las Imágenes 2.1.4 4 y 2.1.4 5, donde cada tirante está a aproximadamente 40 cm uno del otro con

excepción del último el cual está a tan solo 28 cm por la limitante de los 6 metros de diámetro de la plataforma.

Se plantea que estos tirantes también coincidan con los postes perpendiculares que se han colocado en las ménsulas como postes de carga principales que brindan una mayor rigidez a éstas y que distribuyen los esfuerzos a toda la ménsula para dar una mejor respuesta a la carga aplicada, además de dar una mayor robustez al sistema.

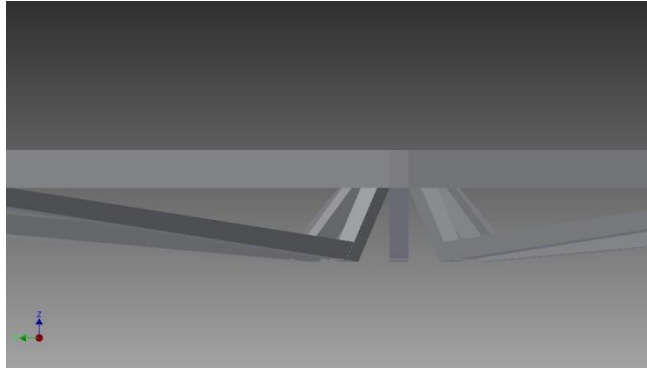
Otro cambio es la supresión del aro exterior que se formaba con los tirantes que están en las puntas de las ménsulas, para dar paso a un alargamiento de los postes principales, lo que permitirá que las ménsulas actúen desde el momento en que el automóvil toque la plataforma, siendo entonces los perfiles que eran parte del aro, los que transmitirán la carga del vehículo a las ménsulas, distribuyendo las cargas en varias ménsulas, dando como resultado que las cargas aplicadas a cada una de ellas sea menor dependiendo de la posición del vehículo en la plataforma imagen 2.1.4 6.



**Imagen 2.1.4 6. Posición final de los tirantes que unen las ménsulas**

También se realizó un cambio en el diseño de la ménsula, ya que como se había observado con anterioridad era muy complicada su construcción por el ángulo que se requería en los cortes de los elementos que la conforman. Para esta parte del diseño se eliminaron los postes internos de la ménsula, mientras se determina la forma con la que

ésta deberá de estar conformada y cuál es la forma más fácil para su construcción (imagen 2.1.4 7).

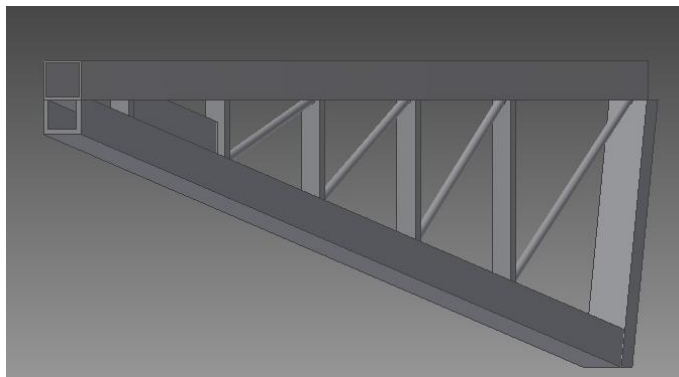


**Imagen 2.1.4 7. Eliminación de los postes que conforman la ménsula**

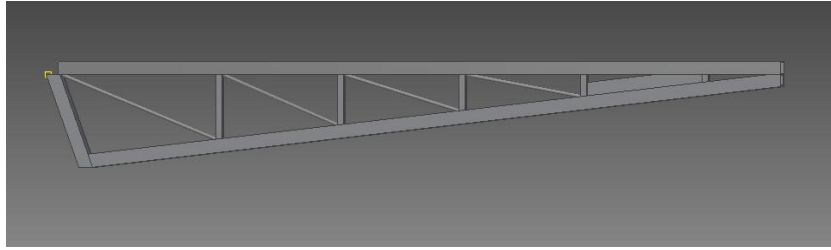
En esta versión no se han encontrado problemas, pero si se ve necesario un análisis estructural para poder determinar los calibres de los PTR, así como la forma de unión de estos y las piezas que permitirán el movimiento de la plataforma. Con esta versión se cree que ya se podría dar una solución más concreta a la problemática planteada, con única excepción de la ménsula, la cual requiere un análisis más específico para poder determinar cómo estará compuesta.

### **2.1.5 Quinta versión**

Se diseñó una ménsula tomando en cuenta lo mencionado con anterioridad.



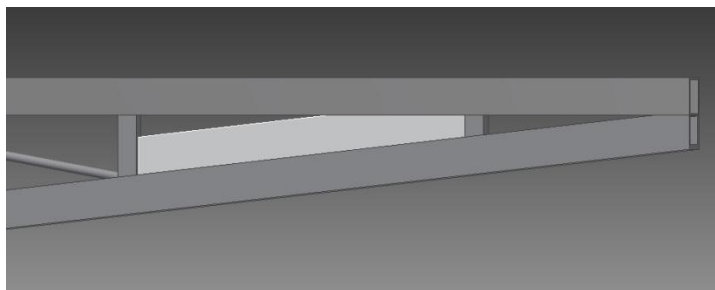
**Imagen 2.1.5 1. Nueva ménsula vista 1**



**Imagen 2.1.5 2. Nueva ménsula vista 2**

Ésta es diseñada a partir de los tirantes que se colocaron para distribuir las cargas entre las ménsulas, por lo que se han colocaron los postes perpendiculares justo debajo de cada uno de los tirantes que distribuyen las cargas de una ménsula a otra, además se han seguido los diseños de armaduras que se decidieron tomar como referencia, también se colocaron perfiles redondos que van a servir como los tensores, como se puede observar en la imagen 2.1.5 1 y 2.1.5 2.

Para la punta de la ménsula se ha decidido colocar una pequeña solera como la que se muestra en la imagen 2.1.5 3, puesto que por su tamaño es complicado poner un tensor, se tomó esta decisión ya que será el punto más endeble de la ménsula y el que estará sometido a un mayor número de esfuerzos.



**Imagen 2.1.5 3. Solera para soporte en la punta de la mensual**

Para corroborar el buen funcionamiento de la ménsula se decidió que sería bueno analizarla como armadura, encontrando varios problemas en la solución mediante el método de los nodos, ya que éste arrojaba un mayor número de incógnitas en

comparación con las ecuaciones y por ende se indeterminaba el sistema, por lo que se decidió dar una solución por el método de los segmentos el cual facilitó el cálculo de ésta, ya que se percibió que mediante este método se convertía en un método de solución iterativo y por ende se requería de un menor número de ecuaciones, ya que los cortes de los elementos arrojaban similitudes periódicamente, ésto se puede observar en el siguiente diagrama de corte 1.

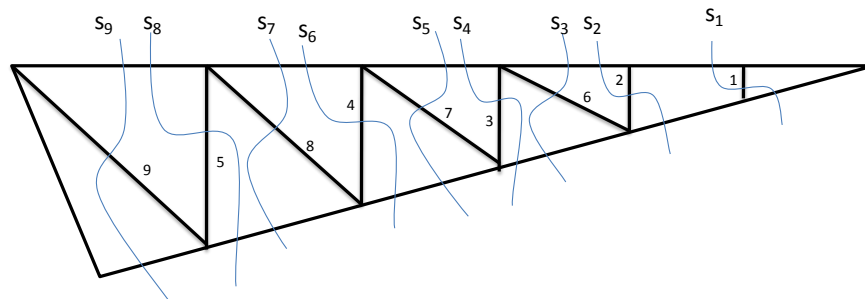


Diagrama de corte 1

Los cortes que se representan anteriormente se pueden ejemplificar con los diagramas de cuerpo libre 1,2 y 3.

Segmento 1

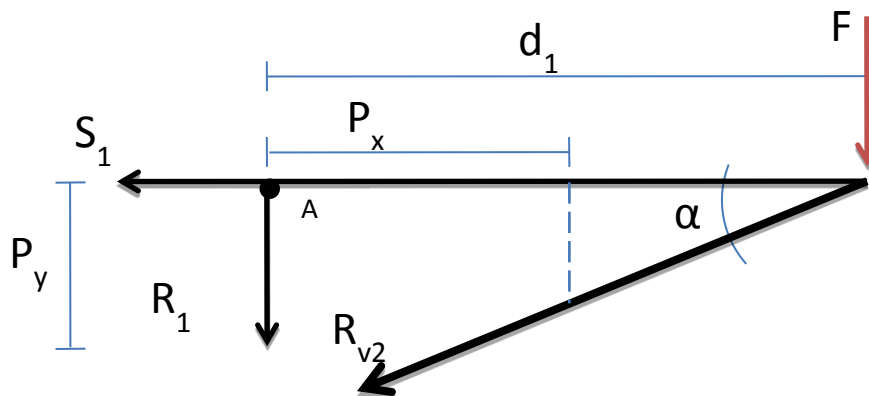


Diagrama de cuerpo libre 1

Segmento 2



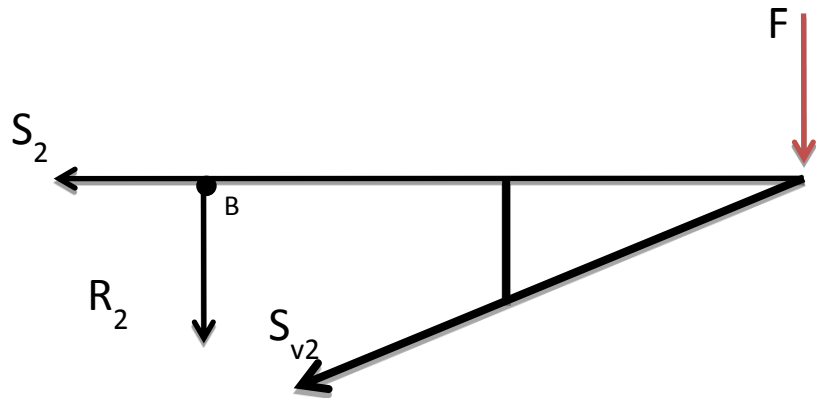


Diagrama de cuerpo libre 2

Segmento 3

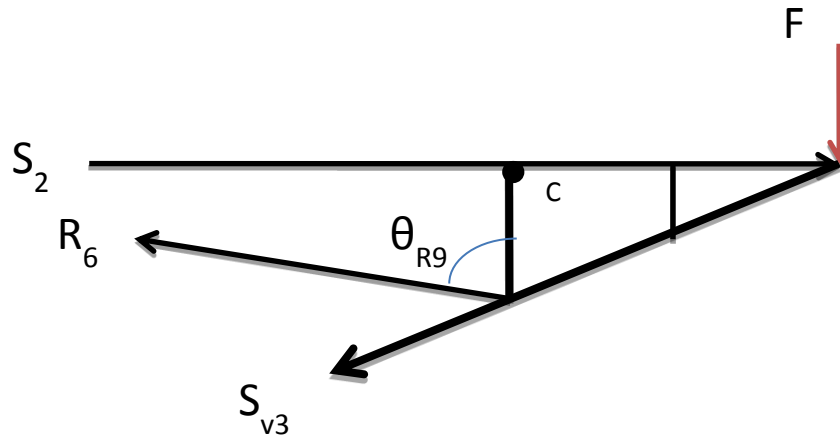
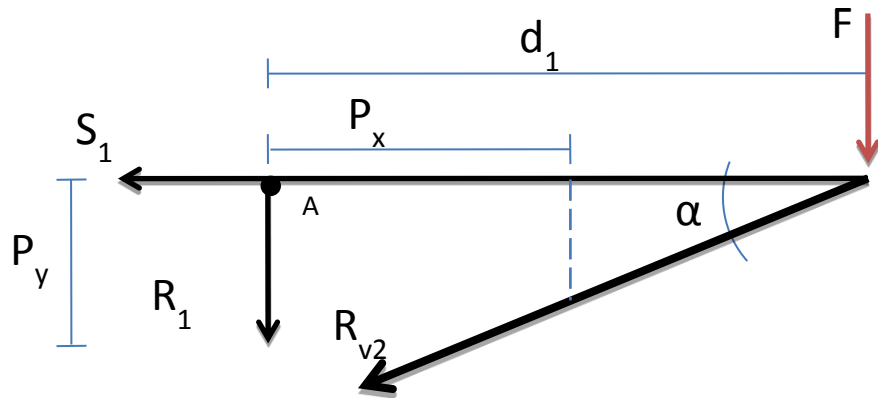


Diagrama de cuerpo libre 3

Como se puede observar estos tipos de cortes se presentan periódicamente, por lo que considerando las barras anteriores como rígidas indeformables, se puede plantear un sistema de ecuaciones general que satisfaga el arreglo en cualquier parte de la ménsula con el solo hecho de que sea semejante a alguno de los anteriormente mostrados.

Por lo que la solución a los cortes mostrados y a la ménsula en sí, es la siguiente.



$$\sum F_y = 0$$

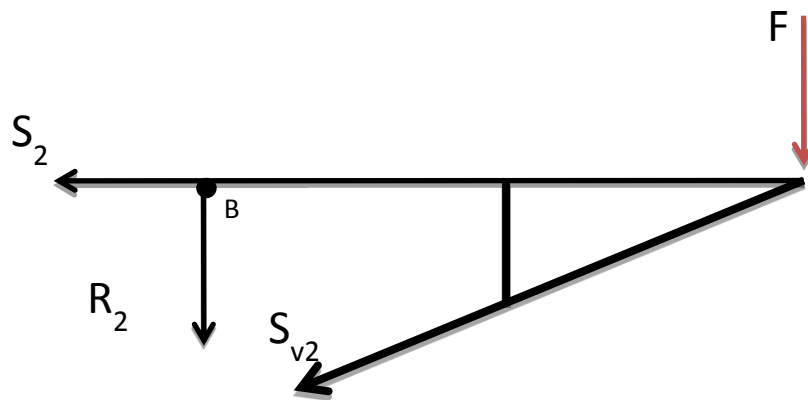
$$-R_1 - F - R_{v2} \sin(\alpha) = 0 \dots\dots\dots 16$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-S_1 - R_{v2} \cos(\alpha) = 0 \dots\dots\dots 17$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-Fd_1 - \frac{1}{2}R_{v2} d_1 \sin(2\alpha) = 0 \dots\dots\dots 18$$



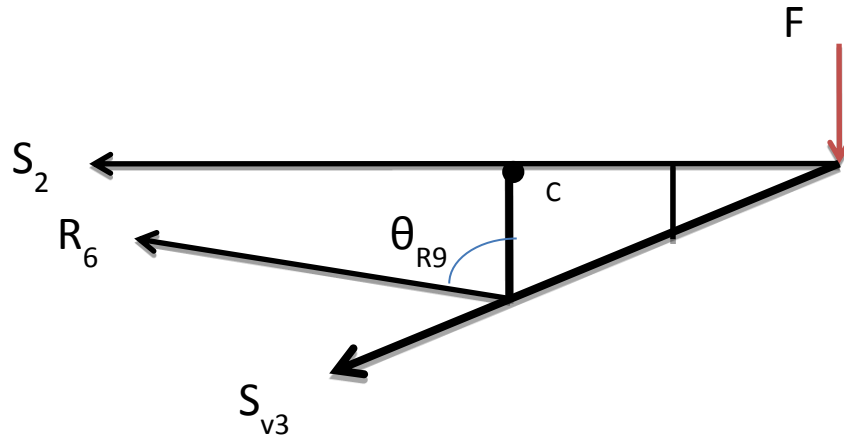
$$\sum F_y = 0$$

$$-R_2 - F - S_{v2} \sin \alpha = 0 \dots\dots\dots 19$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-S_2 - R_{v2} \cos \alpha = 0 \dots\dots\dots 20$$

$$\sum M_A = 0$$



$$\sum F_y = 0$$

$$-F + R_6 \cos(\theta_{R_9}) - S_{V_3} \sin(\alpha) = 0 \dots\dots\dots 21$$

$$\sum F_x = 0$$

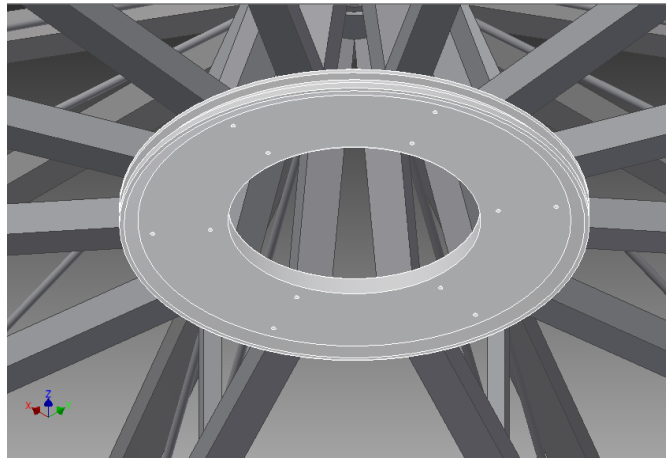
$$-S_2 - R_6 \sin(\theta_{R_9}) - S_{V_3} \cos(\alpha) = 0 \dots\dots\dots 22$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_6 \sin(\theta_{R_9}) l_2 - S_{V_3} \cos(\alpha) l_2 - F d_2 = 0 \dots\dots\dots 23$$

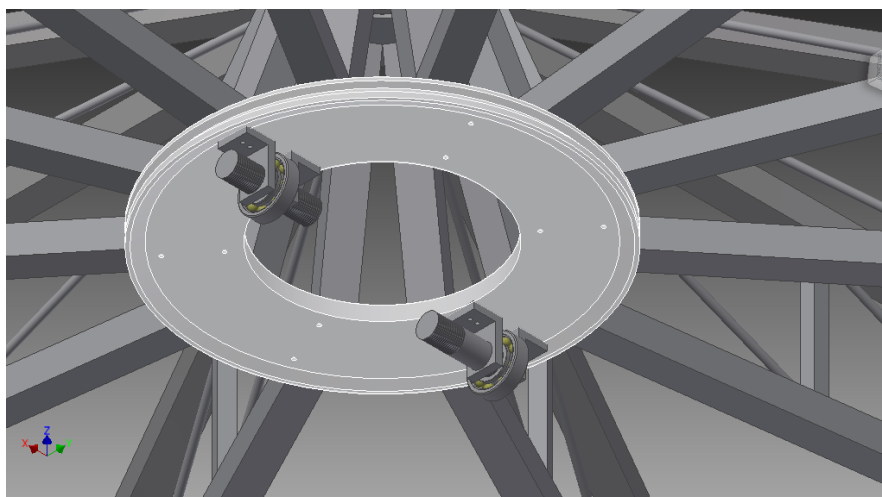
Con lo anterior se pueden calcular los perfiles que se requerirán para conformar la ménsula, pero antes de realizar este cálculo se ha tomado la decisión de plantear primero las soluciones generales de todos los cálculos que se requerirán para seleccionar todos los materiales así como los cálculos para la selección de los rodamientos, para permitir dar solución, primero a los problemas más generales que se tenían en la versión anterior y dejar la selección de materiales para el diseño a detalle de la plataforma, que es en donde se seleccionarán los espesores necesarios de cada perfil.

Para dar el movimiento se decidió colocar una polea en la parte inferior imagen 2.1.5 4, ésto debido a que resulta más económico un sistema motriz mediante poleas, debido a que el lugar donde será colocada requiere de un tamaño y especificaciones selectivas lo que encarecería la realización de un tren de engranes.



**Imagen 2.1.5 4. Polea**

Esta polea está pensada en un principio como sistema motriz de la plataforma pero por su ubicación también permite funcionar como un sistema de apoyo y de transmisión de esfuerzos a las ruedas (rodamientos) de la plataforma, por lo que se decide que las ruedas sean colocadas bajo ésta como se muestra en la imagen 2.1.5 5.



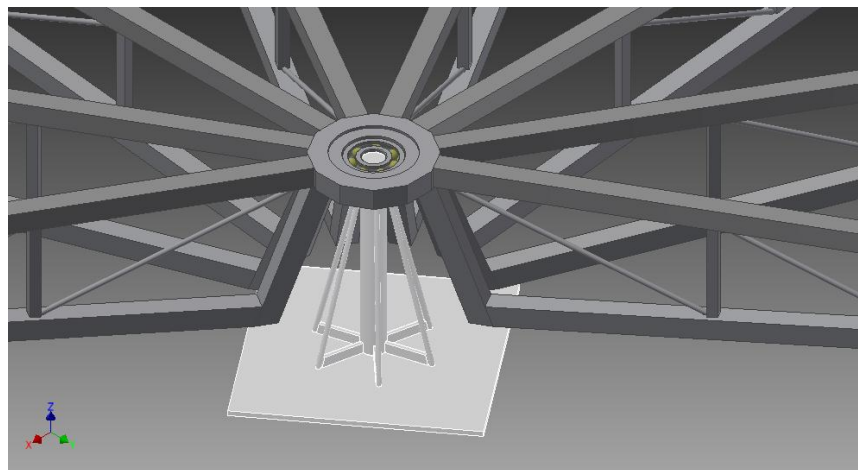
**Imagen 2.1.5 5. Rodamientos inferiores**

Este tipo de apoyo también nos permite eliminar el peso de la plataforma en el eje, por lo que éste solo será para dar soporte y no para soportar el peso de la plataforma.

Ya que este diseño está restringido por el eje central, así como por los apoyos, está diseñado como un aro para dar cabida a todos los apoyos del eje.

Se toma la decisión de cambiar la barra central que se tenía originalmente, por un tubo, ya que éste soporta más torsión lo que conlleva a la colocación de unos cartabones que van del tubo a los apoyos, los cuales le darán soporte a para impedir la flexión en la parte inferior como se muestra en la imagen 2.1.5 6.

Los apoyos trabajan con cargas, ya sea de compresión o de tensión dependiendo de la posición de éste en el momento de aplicarse la carga.

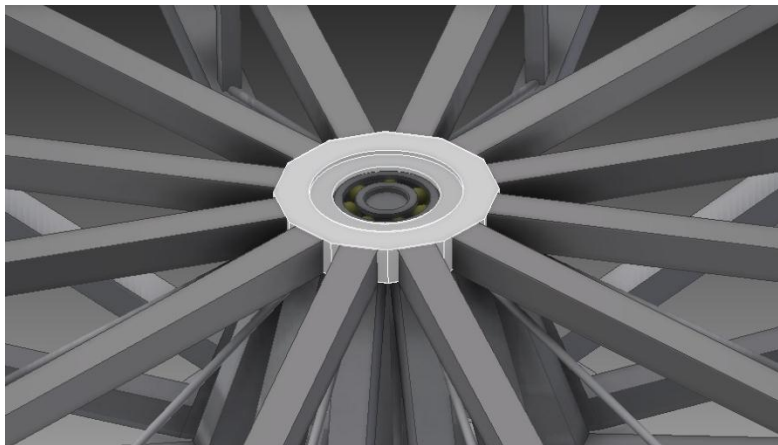


**Imagen 2.1.5 6. Soportes del eje**

A su vez estos apoyos también dan soporte al eje para que éste sufra en lo menor algún tipo de esfuerzo combinado, y así no falle por fatiga, también se tienen cartabones que unen los apoyos con el eje central para que se de apoyo en la base de ambos y no sufran esfuerzos cortantes en la parte inferior a causa del momento que se pueda generar en la punta del eje debido al apoyo de las ménsulas. Para estos apoyos se plantea utilizar redondos de  $\frac{1}{2}$  pulgada ya que estos estarán sometidos a esfuerzos de tensión y de compresión.

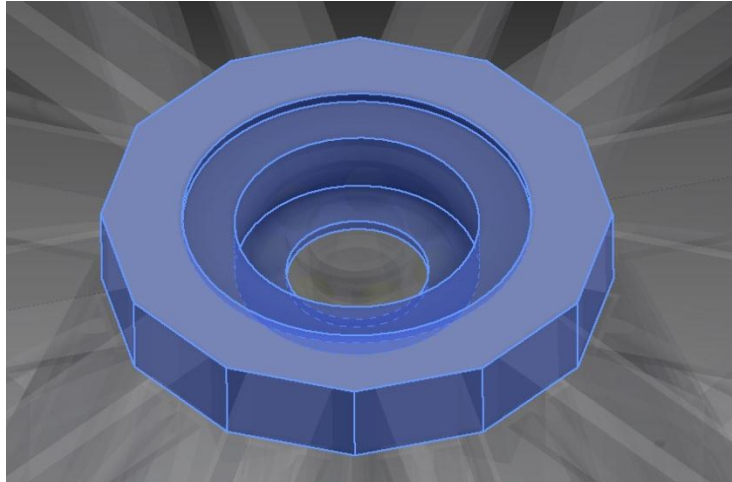
Se plantean tres tipos de rodamientos: uno superior (imagen 2.1.5 7) en el centro de la plataforma, seis en la parte inferior de la plataforma perpendiculares al piso y tangenciales al eje de giro de la plataforma y seis paralelos apoyados a una pestaña que sobresale del piso, los que impedirán que ésta se mueva en la parte inferior y se generen esfuerzos combinados, el análisis de éstos se pretende realizar en la parte de diseño a detalle para que su diámetro sea seleccionado junto con los espesores de los perfiles de la ménsula.

Se tiene también un sistema de sujeción de los brazos (ménsulas) en un dodecaedro al cual irán soldados (imagen 2.1.5 7). Este también albergará al rodamiento superior y permitirá que se tenga el mismo efecto de la polea, al transmitir los esfuerzos a todas las ménsulas.



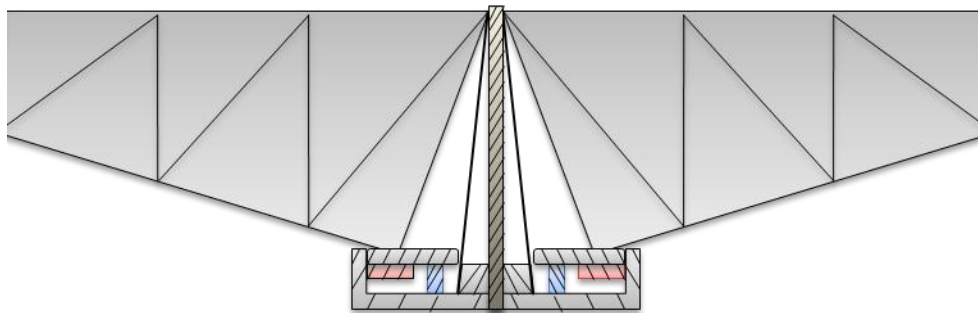
**Imagen 2.1.5 7. Dodecaedro central y rodamiento superior**

Este dodecaedro, tiene un espacio de 5mm entre las ménsulas para poder ser soldadas a él, además de tener en el centro la cavidad donde estará colocado el rodamiento superior como se muestra en la imagen 2.1.8, y que contará con una tapa para evitar el contacto con el polvo en la parte superior, esta tapa también permitirá que se pueda retirar el rodamiento, en la parte inferior tiene una pestaña con la función de cubrir el rodamiento del polvo y permitir el acceso del eje central, y que el lubricante que sea colocado siempre esté dentro de esta cavidad.



**Imagen 2.1.5 8. Dodecaedro superior**

El problema encontrado en esta versión es la selección que se tomó para colocar los rodamientos inferiores, es por eso que la pieza que se planteaba que fuera diseñada para que los rodamientos paralelos al suelo rodaran sobre ella, crea un problema en el momento de requerirse un cambio de alguno de los rodamientos que se encuentran perpendiculares al suelo, por lo que se tomó la decisión de no hacer esta pieza y en su lugar buscar otro tipo de solución al desplazamiento que se pueda generar en la parte inferior de la plataforma. Como se puede observar en la siguiente imagen 2.1.5 9.



**Imagen 2.1.5 9. Configuración de los rodamientos inferiores**

Queda claro que los rodamientos (representados por los rectángulos en color rojo y azul) serían inaccesibles en esta configuración por lo que se tiene que considerar una solución en la que éstos puedan ser removidos para dar un correcto mantenimiento.

### 2.1.6 Sexta versión

Al observar lo inaccesible que resultan ser los rodamientos inferiores, se tomó la decisión de colocar solo los rodamientos que cargarán la plataforma en la parte inferior de la polea (imagen 2.1.6 1).

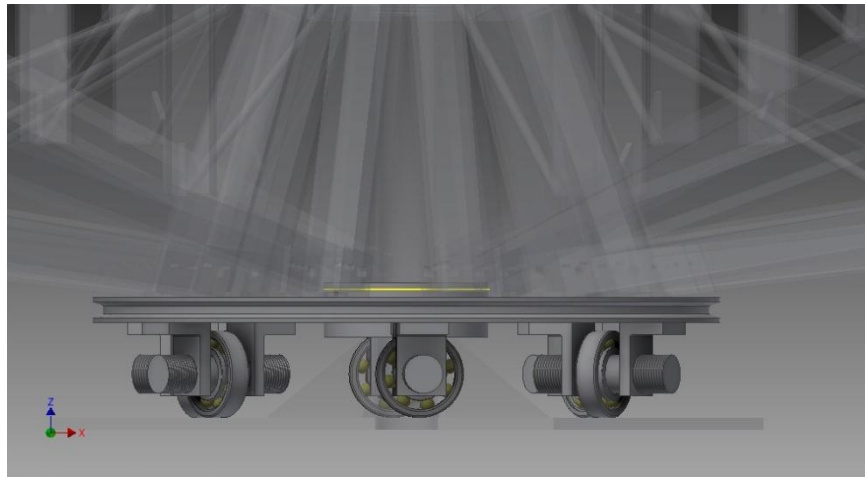


Imagen 2.1.6 1. Rodamientos inferiores

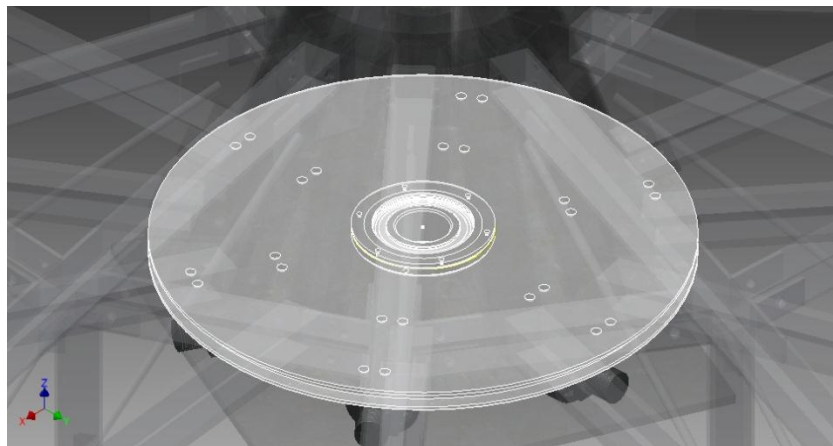


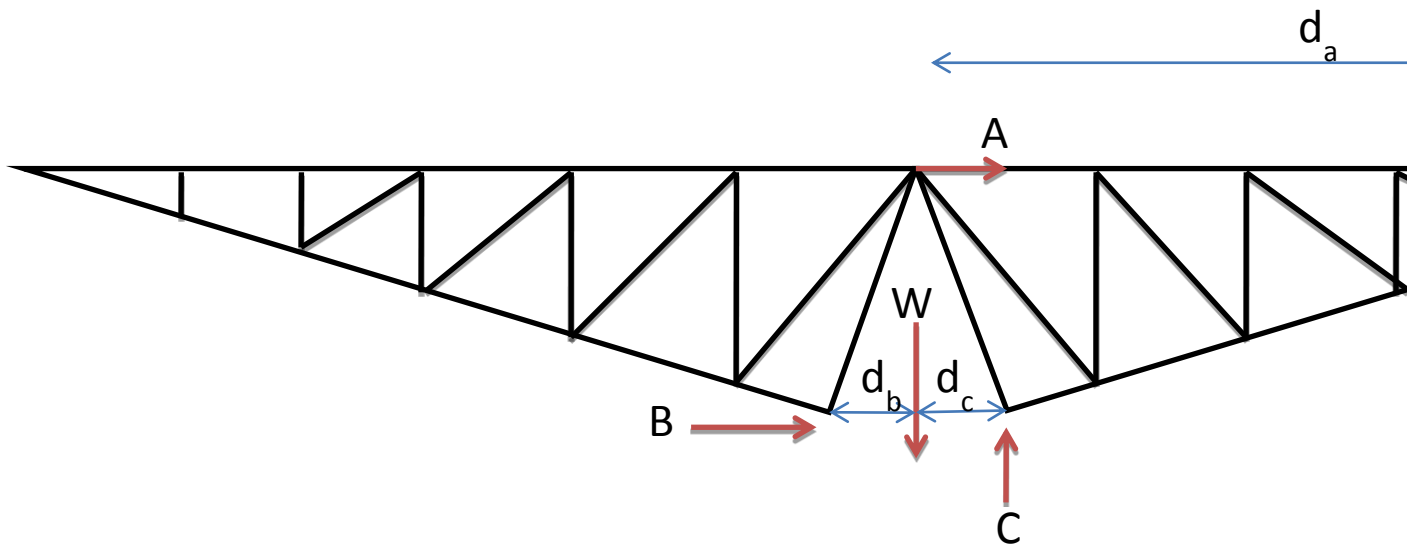
Imagen 2.1.6 2. Polea con rodamiento en el centro

Por lo que se plantea utilizar dos rodamientos sobre el poste uno en la parte superior y otro en el centro de la polea como se puede observar en la imagen 2.1.6 2, ya que se observa que es inconveniente que los rodamientos estén en la parte inferior de la polea o al menos los rodamientos que evitarían el desplazamiento horizontal, ya que esto



impediría que puedan ser removidos para ser cambiados en el caso de que se requiera por motivos de mantenimiento, este nuevo rodamiento es igualmente complicado en su remoción, pero al ser un rodamiento más voluminoso que los que se pretendía colocar y considerando que el esfuerzo al que será sometido solamente será máximo en el momento de colocar el vehículo en la punta de la ménsula y disminuirá conforme avance éste al centro de la plataforma, su cambio será por consiguiente menos frecuente, además de que permite que se tenga un libre acceso a los rodamientos inferiores que son más pequeños y requerirán de cambios más frecuentes por el tipo de trabajo y cargas a las que serán sometidos.

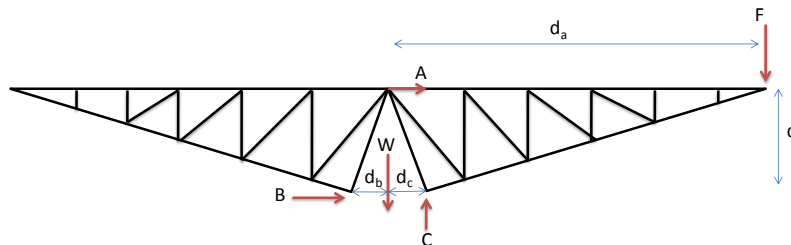
El cálculo de los rodamientos se hizo mediante el siguiente diagrama de cuerpo libre, donde se consideran los puntos de apoyo que se cree estarán sometidos en el momento de colocar el vehículo en el extremo de la plataforma; esto, tomando en cuenta que es el momento donde las cargas en los rodamientos serán máximas por el momento genera la distancia a la que esta es aplicada.



**Diagrama de cuerpo libre 2.1.6 1. Cargas ejercidas en los rodamientos**

Como se observa en el diagrama de cuerpo libre 2.1.6 2 se plantea un sistema con solo dos ménsulas y en 2D en lugar de 3D, esta consideración se puede hacer gracias al cálculo que se realizó con anterioridad para la distribución de las cargas mediante los tirantes que unen las ménsulas, por lo que es válido hacer éste con tan solo una de las ménsulas, el único dato que se considerará de la plataforma en su totalidad será su peso dividido entre seis que es el número de rodamientos que se pretende serán usados.

Considerando lo anterior se calculó lo siguiente para la selección de los rodamientos.



Teniendo como datos lo siguiente:

$$d_a = 2.73489 [m]$$

$$d = 0.4$$

$$W = 13068.206 [N]$$

$$F = 8233.0425 [N]$$

$$d_c = 0.25$$

$$\sum F_y = C - F - W = 0 \dots\dots\dots 24$$

$$\sum F_x = A + B = 0 \dots\dots\dots 25$$

$$\sum M_A = -F * d_a + B * d - C * d_c = 0 \dots\dots\dots 26$$

Resolviendo para  $A, B, C$  el anterior sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes valores:

$$A = 48123.53 [N]$$

$$B = 48123.53 [N]$$

$$C = 21301.24 [N]$$

Con estos valores se puede seleccionar un rodamiento de acuerdo a las condiciones de carga que se tiene. Para el caso de los rodamientos inferiores se seleccionó el rodamiento de "bolas radiales" como el que se muestra en la Imagen 2.1.6 3, el cual cumple con las características necesarias para satisfacer las condiciones de carga, a las que será sometido.



**Imagen 2.1.6 3. Rodamiento de bolas radiales**

Este rodamiento tiene la característica de ser uno de los más utilizados para casos de movimiento con altas rpm, además de soportar cargas axiales de forma parcial, pero también puede soportar cargas elevadas con solo aumentar el número de bolas en su interior, otro punto a considerar es que por ser muy común su uso es barato y de fácil acceso.

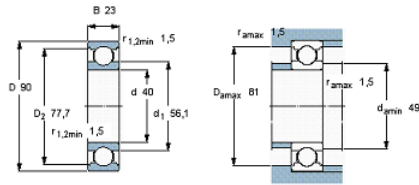
El tamaño del rodamiento se seleccionó por su capacidad de carga estática, esto debido a que la carga inicial será aplicada cuando la plataforma esté en estado de reposo.

En las tablas de rodamientos, que se revisaron se indican los valores de capacidad de carga dinámica  $C$  y de capacidad de carga estática  $C_0$  de los diferentes rodamientos ofrecidos, como se puede observar en la imagen 2.1.6 4, lo que facilitó la selección de los rodamientos calculados.

**Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados**

Tolerancias , ver también el texto  
 Juego radial interno , ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica / estática		Carga límite de fatiga	Velocidades / Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>				
mm			kN		kN	rpm		kg	-
40	90	23	42,3	24	1,02	17000	11000	0,63	6308 *



**Factores de cálculo**  
 k<sub>r</sub> 0,03  
 f<sub>0</sub> 13

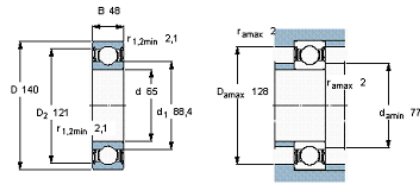
Imagen 2.1.6 4. Tabla de datos, rodamientos inferiores (Tabla obtenida de la página del fabricante)

**Imagen 2.1.6 5. Tabla de datos, rodamiento Inferior ce**

**Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados**

Tolerancias , ver también el texto  
 Juego radial interno , ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica / estática		Carga límite de fatiga	Velocidades / Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>				
mm			kN		kN	rpm		kg	-
65	140	48	92,3	60	2,5	-	3200	3,00	62313-2RS1



**Factores de cálculo**  
 k<sub>r</sub> 0,03  
 f<sub>0</sub> 13

ntro (Tabla obtenida de la página del fabricante)

La marca seleccionada para el producto es SKF, gracias a que cuenta con software online que permite seleccionar sus productos. Por lo que para este rodamiento su utilizó el método que SKF brinda para sus productos, el cual se basa en la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 que contiene una fórmula de la vida para su cálculo usando un factor de ajuste para tener en cuenta las condiciones de lubricación y contaminación del rodamiento y el límite de fatiga del material.

La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o en uno de sus elementos rodantes.

La normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 también permite que los fabricantes de rodamientos recomienden un método adecuado para calcular el factor de ajuste de la vida a aplicar a un rodamiento en base a las condiciones de funcionamiento.

Es por ello que se seleccionó mediante los datos que ofrece SKF de sus productos y después se prosiguió con el cálculo de la vida del rodamiento con el método que dicha empresa ofrece, ésto se hizo con la carga que se obtuvo en los cálculos anteriores utilizándola como carga estática, ya que es de esta forma como será aplicada dicha carga, también para asegurar que al momento de girar la plataforma, el rodamiento no va a fallar se aseguró que la carga dinámica de dicho rodamiento fuera mayor a la carga estática calculada, como se pudo observar en la imagen 2.1.6 4; otro dato que se calculó para la obtención de la vida, fue las rpm de los rodamientos inferiores, ya que éstos serán los únicos que no girarán a 1.3 rpm que es la propuesta para el giro de la plataforma, lo que permite que la plataforma sea mas estable en el momento de girar, este dato se tomó a partir de la referencia tomada de la empresa Bumat.

Se sabe que el perímetro de un círculo se calcula como  $P = \pi r$ , además que la plataforma girará a 1.3 rpm y que la distancia a la que estarán los rodamientos inferiores será próxima a los 65 cm que tiene la polea como diámetro, ya que estos actuarán de forma radial a ésta, se puede determinar lo siguiente:

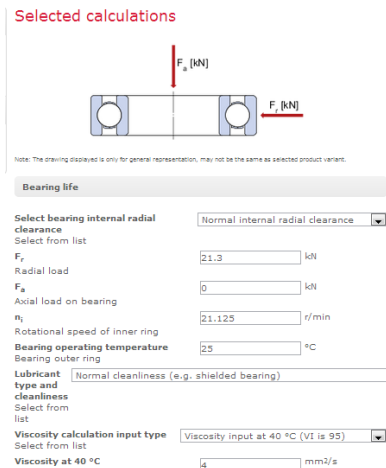
$$P_1 = \frac{\pi 65}{2} = 102.102[\text{cm}]$$

$$P_2 = \frac{\pi 4}{2} = 6.2832[\text{cm}]$$

Con lo que podemos determinar que para cubrir los 65 cm los rodamientos inferiores darán 16.25 giros completos considerando las rpm a las que girará la polea (1.3 rpm) se puede calcular las rpm a las que irán los rodamientos inferiores.

$$16.25 \times 1.3 = 21.125 \text{ [rpm]}$$

Con esto se puede calcular la vida del rodamiento a partir de los medios que nos brinda SKF para este cálculo, con tan solo llenar los datos que nos solicita como se muestra en la imagen 2.1.6 6, en donde se puede observar que se utiliza la carga estática ( $C_0$ ), la temperatura de trabajo (temperatura ambiente), carga axial (cero para nuestro caso) y tipo de lubricante (grasa ya que SKF la pone como predeterminada).



**Selected calculations**

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

**Bearing life**

Select bearing internal radial clearance: Normal internal radial clearance

Select from list

$F_r$  Radial load: 21.3 kN

$F_a$  Axial load on bearing: 0 kN

$n_i$  Rotational speed of inner ring: 21.125 r/min

Bearing operating temperature: 25 °C

Bearing outer ring

Lubricant type and cleanliness: Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)

Select from list

Viscosity calculation input type: Viscosity input at 40 °C ( $\nu_{10}$  is 95)

Select from list

Viscosity at 40 °C: 4 mm<sup>2</sup>/s

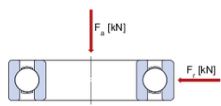
Imagen 2.1.6 6. Calculo de la vida del rodamiento (obtenida de la página para el cálculo de SKF)

RESULTS	
$L_{10mh}$ SKF rating life, operating hours	630 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	0.102
$\kappa$ Viscosity ratio	0.02
$P$ Equivalent dynamic bearing load	21.3 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.0664
$\nu_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	418 mm <sup>2</sup> /s
$L_{10h}$ Basic rating life, operating hours	6180 hour
$C/P$ Load ratio	1.99

Imagen 2.1.6 7. Resultado del cálculo de la vida del rodamiento (obtenida de la página para el cálculo de SKF)

Como se puede ver en la imagen 2.1.6 7, lo que podríamos considerar como un dato poco fiable para nuestro caso, ya que por falta de mantenimiento, pueden fallar antes de poco menos de 1 mes de uso continuo de trabajo que se indican en el cálculo, ya que el tiempo al día que la plataforma estará activa no sobrepasara los 13 minutos suponiendo que los 5 carros que se consideran en el estacionamiento consumen una vuelta al día, lo que daría un acumulado de 6 horas al mes, esto mismo aplica a los resultados del rodamientos central, mostrado en las imágenes 2.1.6 8 y 2.1.6 9, donde se observa que el sistema de SKF no fue capaz de indicar las horas de trabajo de vida a las pocas rpm a las que éste operará, en comparativa en la imagen 2.1.6 10 se puede observar la vida de éste a las rpm más comunes de operación de un motor eléctrico (1575 rpm), como se puede observar la vida sigue siendo elevada para el uso que se le va a dar al rodamiento.

Selected calculations



Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

**Bearing life**

$F_r$ Radial load	<input type="text" value="48.1"/>	kN
$F_a$ Axial load on bearing	<input type="text" value="0"/>	kN
$n_i$ Rotational speed of inner ring	<input type="text" value="1.3"/>	r/min
Bearing operating temperature	<input type="text" value="25"/>	°C
Bearing outer ring		
Grease used in the bearing	<input type="text" value="MT33"/>	
Select from list		

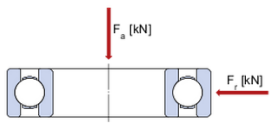
Imagen 2.1.6 8. Cálculo de la vida del rodamiento (obtenida de la página para el cálculo de SKF)



Results	
<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life, operating hours	hour
<b>a<sub>SKF</sub></b> SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	
<b>κ</b> Viscosity ratio	
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	48.1 kN
<b>η<sub>c</sub></b> Factor for contamination level	0
<b>v<sub>1</sub></b> Required kinematic viscosity for κ=1	mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life, operating hours	hour
<b>L<sub>10</sub></b> Shielded bearing grease life	hour
<b>C/P</b> Load ratio	

Imagen 2.1.6 9. Resultado del cálculo de la vida del rodamiento (obtenida de la página para el cálculo de SKF)

**Selected calculations**



Note: The drawing displayed is only for general representation. may not be the same as selected product variant.

**Bearing life**

**F<sub>r</sub>**  
Radial load  kN

**F<sub>a</sub>**  
Axial load on bearing  kN

**n<sub>i</sub>**  
Rotational speed of inner ring  r/min

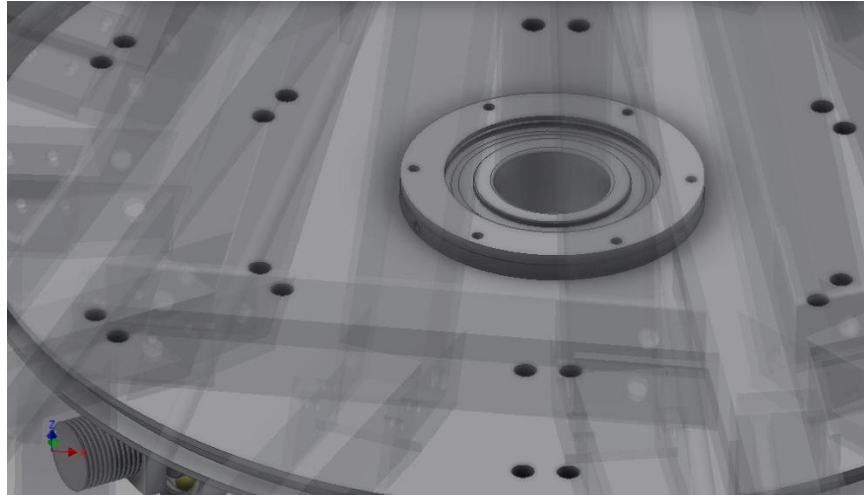
**Bearing operating temperature**  
Bearing outer ring  °C

**Grease used in the bearing**  
Select from list

**Results**

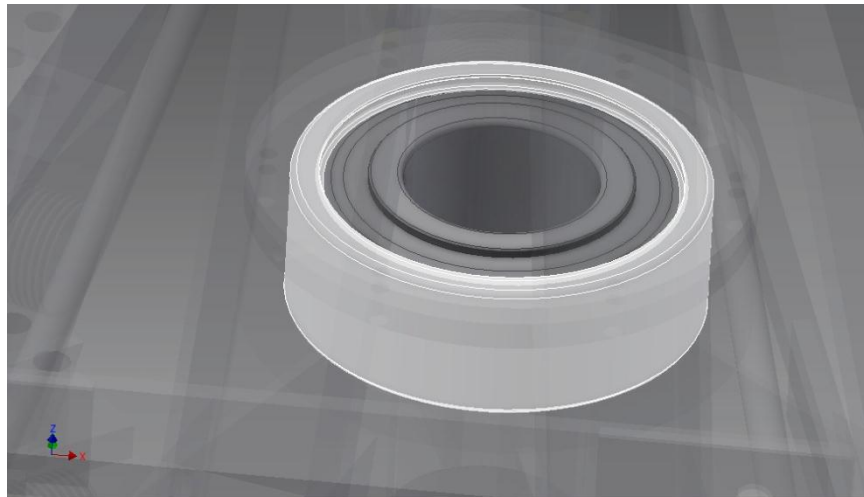
<b>L<sub>10mh</sub></b> SKF rating life, operating hours	161 hour
<b>a<sub>SKF</sub></b> SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	2.15
<b>κ</b> Viscosity ratio	27.8
<b>P</b> Equivalent dynamic bearing load	48.1 kN
<b>η<sub>c</sub></b> Factor for contamination level	0.855
<b>v<sub>1</sub></b> Required kinematic viscosity for κ=1	9.26 mm <sup>2</sup> /s
<b>L<sub>10h</sub></b> Basic rating life, operating hours	74.8 hour
<b>L<sub>10</sub></b> Shielded bearing grease life	hour
<b>C/P</b> Load ratio	1.92

Imagen 2.1.6 10. Resultado del cálculo de la vida del rodamiento a 1575 rpm (obtenida de la página para el cálculo de SKF)



**Imagen 2.1.6 9. Alojamiento del rodamiento inferior central**

También se diseñó un cilindro, el cual alojará en su interior al rodamiento que evitara el desplazamiento en la parte inferior y una tapa barrenada la cual estará atornillada al cilindro para evitar que el rodamiento se mueva de su posición además de que el cilindro (Imagen 2.1.6 11) tendrá un barreno en uno de sus costados al cual se le introducirá un prisionero que impedirá que el rodamiento intente deslizarse en el interior del contenedor, también se ha seleccionado un rodamiento sellado y auto lubricado para este caso en particular, donde no es tan accesible el mantenimiento de éste.



**Imagen 2.1.6 12. Rodamiento central inferior**

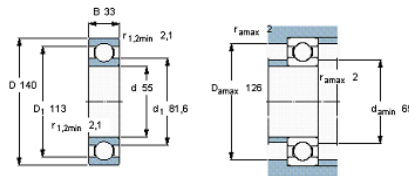
Para la parte superior de la plataforma se plantea un rodamiento cónico, ya que los rodamientos de rodillos cónicos están específicamente diseñados para soportar grandes cargas radiales y axiales combinadas a velocidades que van de moderadas a altas el cual va montado sobre ejes rectos o cónicos tal como sea requerido; en este caso se eligió uno de eje recto para poder utilizar el eje de la plataforma como su mismo eje.

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados



Tolerancias, ver también el texto  
 Juego radial interno, ver también el texto  
 Ajustes recomendados  
 Tolerancias del eje y del alojamiento

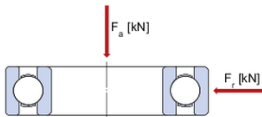
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
55	140	33	99,5	62	2,6	11000	7000	2,30	6411



Factores de cálculo  
 k<sub>v</sub> 0,035  
 f<sub>0</sub> 12

Imagen 2.1.6 13. Tabla de datos, rodamiento cónico (Tabla obtenida de la página del fabricante)

Así mismo, están especialmente indicados para soportar choques. Por lo que éste será el que evitará que la plataforma intente volcar por el momento generado al instante de colocar el vehículo en la punta de la ménsula en conjunto con los rodamientos inferiores. La vida útil de éste se calculó de la manera antes explicada, lo que dio como resultado lo que se puede observar en la Imagen 2.1.6 14 y la Imagen 2.1.6 15, tomando las consideraciones y observaciones que se realizaron en los casos anteriores.



Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

**Bearing life**

$F_r$  Radial load  kN

$F_a$  Axial load on bearing  kN

$n_1$  Rotational speed of inner ring  r/min

**Bearing operating temperature**  °C

Bearing outer ring

**Lubricant type and cleanliness**  Select from list

**Viscosity calculation input type**  Select from list

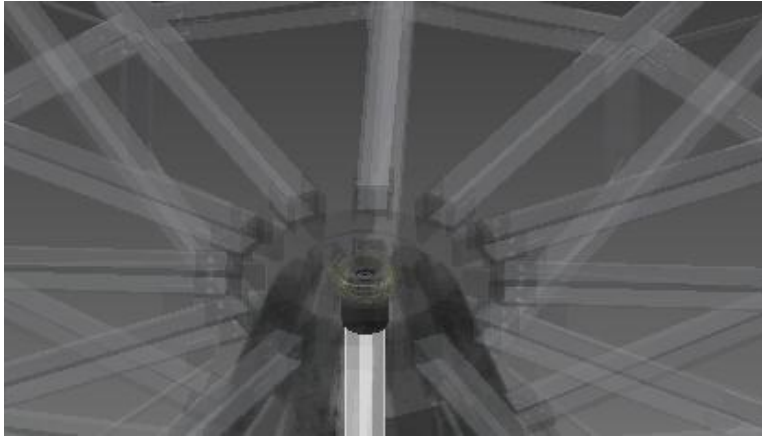
**Viscosity at 40 °C**  mm<sup>2</sup>/s

Imagen 2.1.6 14. Cálculo de la vida del rodamiento cónico (obtenida de la página para el cálculo de SKF)

Results

$L_{10mh}$ SKF rating life, operating hours	31.2 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	0.333
$\kappa$ Viscosity ratio	0.66
$P$ Equivalent dynamic bearing load	48.1 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.305
$\nu_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	9.5 mm <sup>2</sup> /s
$L_{10b}$ Basic rating life, operating hours	93.7 hour
$C/P$ Load ratio	2.07

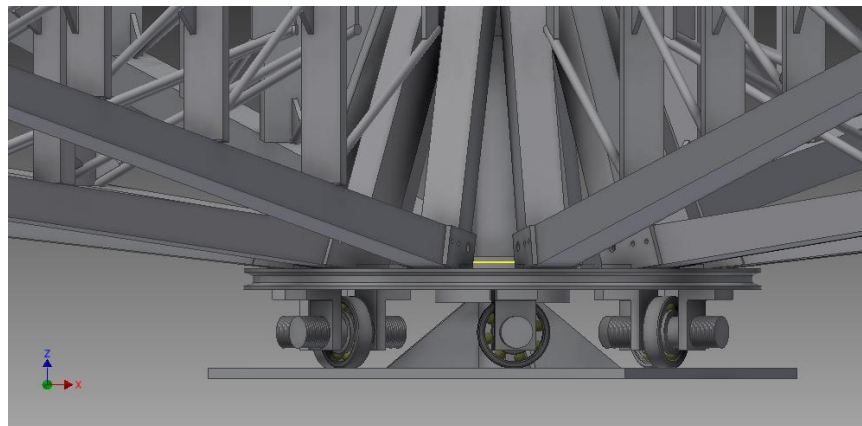
Imagen 2.1.6 15. Resultado del cálculo de la vida del rodamiento cónico (obtenida de la página para el cálculo de SKF)



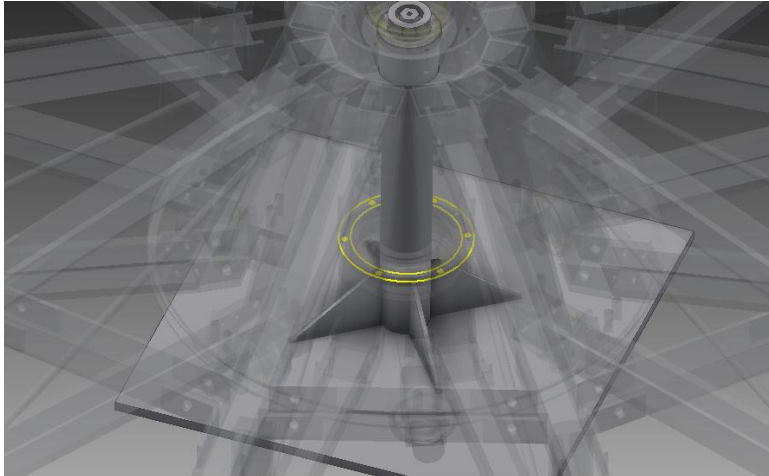
**Imagen 2.1.6 16. Eje central como barra solida**

Esto nos lleva a que el eje central pase de ser un tubo a una barra sólida (Imagen 2.1.6 16), puesto que no estará sometido a torsión sino sólo será un eje de giro para la Plataforma, además de que también estará sometido a esfuerzos cortantes por los efectos de los rodamientos por lo que es necesario que pueda soportar dichas cargas.

Para su selección se usaron los datos brindados por SKF acerca del eje que se requiere para los rodamientos superior e inferior.



**Imagen 2.1.6 17. Vista del ensamble de los rodamientos**

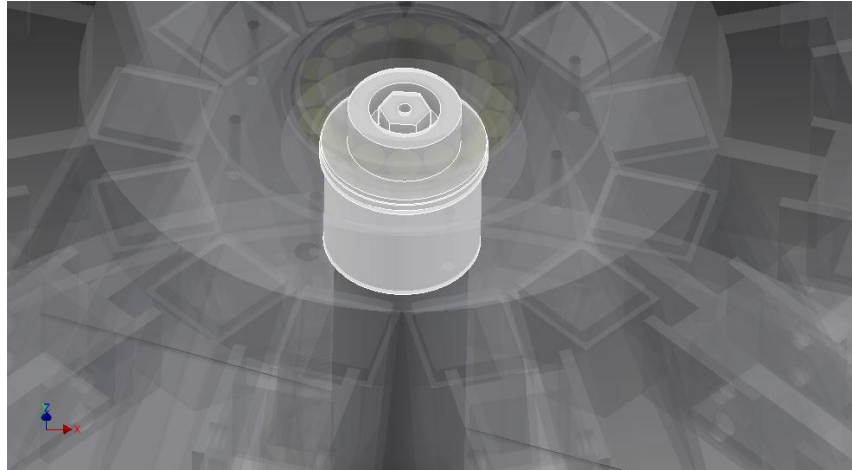


**Imagen 2.1.6 18. Eje de rodamiento cónico**

Otra pieza que se diseñó fue el eje del rodamiento superior (Imagen 2.1.6 18) ya que éste no coincidía con ningún diámetro de barras comercial, esta pieza tiene la peculiaridad que permite ser removida gracias a que está roscada tanto la pieza como el eje en la punta como se puede observar en la Imagen 2.1.6 19, esto nos permite hacer que esta pieza sea la que remueva el rodamiento, para ello se colocó una ranura para un dado de 7/8", lo que logra que con tan solo remover esta pieza se pueda cambiar el rodamiento superior, lo que facilita por completo esta acción, y si se sabe que el cálculo de los esfuerzos cortantes se calcula de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots \dots \dots 27$$

Lo que nos da un valor de 603.07 [KPa] para una barra de 1", ya que el acero más común es el ASTM A36 con un esfuerzo máximo de 250 MPa, no se tendría ningún problema con solo elegir el diámetro comercial más cercano al recomendado por SKF, que en este caso es de 2", para el rodamiento inferior central.



**Imagen 2.1.6 19. Eje rodamiento cónico con ranura para llave de 7/8"**

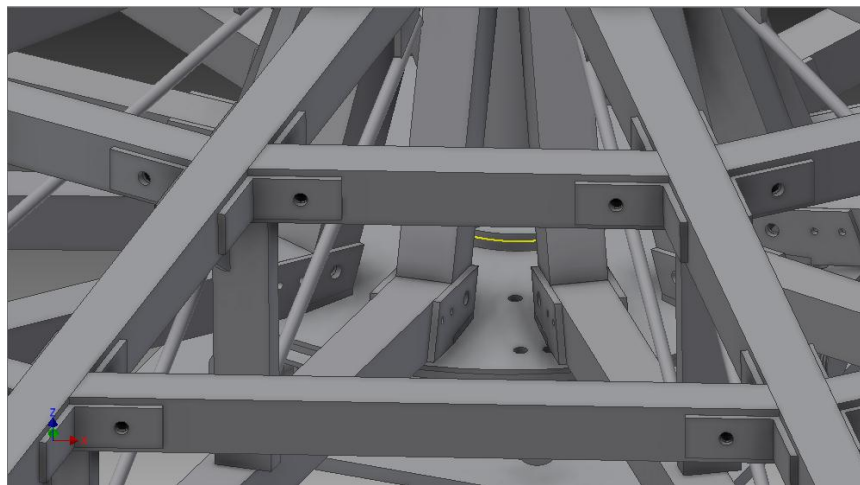
Se propone que la plataforma sea desarmable para poder dar un mejor mantenimiento y permitir reemplazar componentes averiados sin tener que exponer o dañar otras partes de ésta como en el caso de la soldadura. Por lo que se decide que las ménsulas serán montadas mediante pernos al dodecaedro central en lugar de ser soldadas como se tenía previsto en versiones anteriores dando como resultado un cambio en la forma del dodecaedro, pasando a ser circular (Imagen 2.1.6 20) ya que no se requiere soldar piezas con perfiles cuadrados en él y también sufriendo un cambio en su tamaño al que se tenía originalmente.



**Imagen 2.1.6 20. Centro circular para la sujeción de las ménsulas**

Este cambio se logra hacer, ya que se observa que el esfuerzo en la unión de la ménsula con el centro es un esfuerzo de tensión pura, ésto debido a que los postes que se colocaron para unir las ménsula evitan otro tipo de esfuerzo, por lo que la unión se puede quedar como una placa soldada al núcleo, también se toma en cuenta que esta placa debe de soportar más que el PTR, para evitar que falle antes que las ménsulas.

Por otro lado pasa lo mismo con la polea donde se colocan unas bases hechas de solera donde se montaran las ménsulas mediante pernos (Imagen 2.1.6 21), dando así la posibilidad de ser desarmadas si se llegara a requerir.

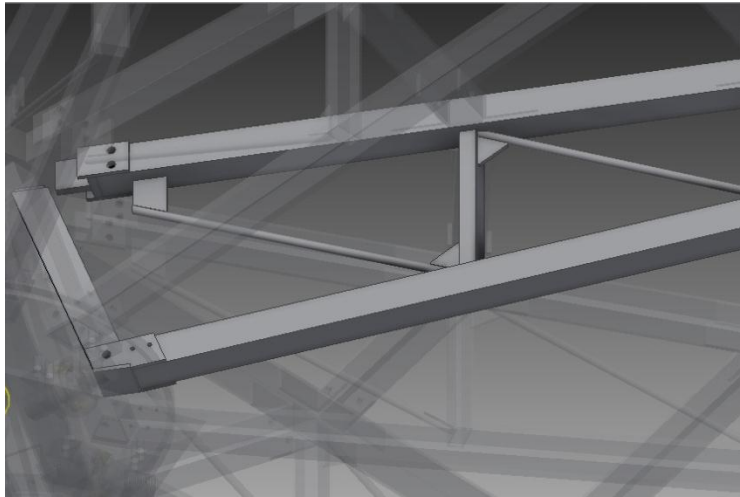


**Imagen 2.1.6 21. Unión de las ménsulas a la polea**



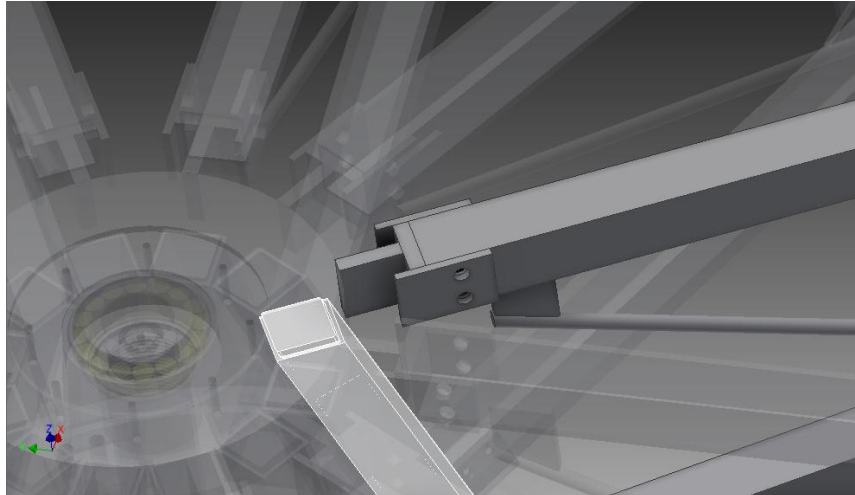
Las bases en la polea al igual que las del núcleo están diseñadas a partir de solera ya que éstas solo estarán sometidas a esfuerzos simples de compresión y de tensión.

Esta unión estará soldada a la polea y permitirá que ambos postes de la ménsula puedan ser removidos, lo que permite que toda la ménsula se pueda retirar si así se deseara como se puede observar en la Imagen 2.1.6 22.



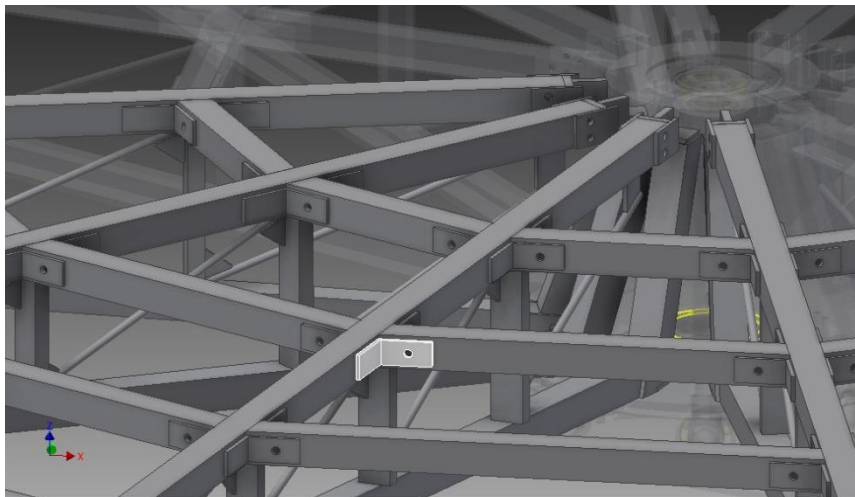
**Imagen 2.1.6 22. Ménsula removable**

Por su parte las piezas centrales de unión de las ménsulas se plantean para que éstas puedan ser insertadas y no soldadas, es por esto que se diseña una unión cuadrada que se insertaría en el PTR y que estaría soldada en uno de sus extremos al centro (Imagen 2.1.6 23).



**Imagen 2.1.6 23. Unión cuadra de la pieza que estará unida al centro y a la polea**

Este mismo sistema de pernos se plantea también a los perfiles que unen las ménsulas donde se colocarían piezas hechas mediante soleras dobladas a las ménsulas que darán el soporte al perno que sujetara los PTRs, logrando que la Plataforma en su totalidad sea desarmada en caso de requerirlo (Imagen 2.1.6 24).



**Imagen 2.1.6 24. Unión de los tirantes mediante pernos**

Estas están hechas de solera de  $1\frac{1}{2}$ " x  $\frac{1}{8}$ ", y estarán soldadas a la ménsulas mediante un cordón de soldadura en todo su contorno, además tendrán un barreno para poder colocar el perno que soportará el PTR.

Se han eliminado los tirantes del poste central para poder dar paso al rodamiento que evitara el desplazamiento de la Plataforma en la parte inferior, en su lugar son colocados cartabones que harán la misma función (Imagen 2.1.6 25) con la diferencia de que no es necesario que estos lleguen hasta la punta del eje por lo que requieren de menos espacio en comparación con los tirantes que se plantearon con anterioridad.

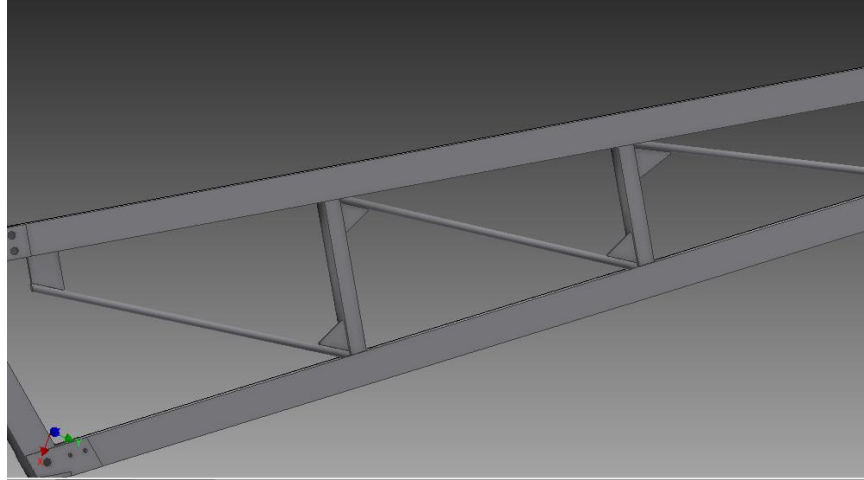


**Imagen 2.1.6 25. Cartabones**

Estos cartabones también servirán para dar soporte al contenedor que se diseñó para colocar el rodamiento, ya que éste era más ancho de lo que es la polea, por lo que se decidió que se colocara dentro de un contenedor el cual estaría soldado a la polea y permitiría la transmisión de los esfuerzos al rodamiento como indica el fabricante de éste.

Los materiales propuestos para este diseño serán PTR de 3 y 6 mm de espesor para la ménsula y de 2 pulgadas de ancho, donde el único perfil que tendrá 6mm de espesor es el de la parte inferior ya que este es vital para no tener una flexión importante en la punta de la ménsula. Los otros perfiles serán de 3mm de espesor. Todas estas propuestas se corroborarán mediante las ecuaciones que se plantearon con anterioridad.

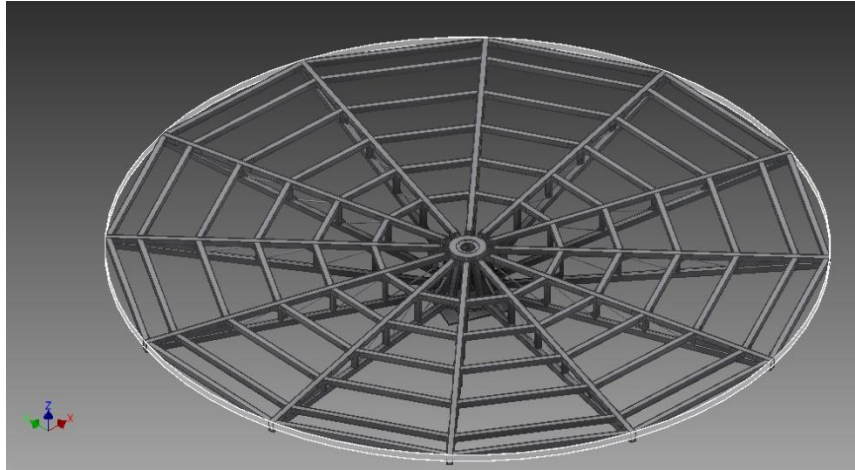
Se agregan cartabones en los tirantes de la ménsula lo que permite que estos sean hechos tan solo con cortes rectos ya que irán soldados a los cartabones y no necesariamente a los postes como se pensaba originalmente (Imagen 2.1.6 26).



**Imagen 2.1.6 26. Cartabones de la ménsula**

Este tipo de unión permite que se transmitan los esfuerzos de una manera más uniforme al tirante, además de dar soporte a los perfiles con los que están soldados los cartabones, otro punto a favor de este tipo de unión son que no necesariamente tiene que ser de un tamaño en específico.

Se considera la colocación de una solera rolada en todo el contorno de la Plataforma (Imagen 2.1.6 27), lo que brindara un mayor soporte en los extremos donde no haya postes de ningún tipo, también permitirá que los esfuerzos generados en el instante en que el vehículo coloque las redas sobre la Plataforma sean transmitidos a las ménsulas colindantes a las que se les está aplicando la carga, además de lograr dar un efecto circular a la plataforma para tener un mejor aspecto.



**Imagen 2.1.6 27. Solera rolada**

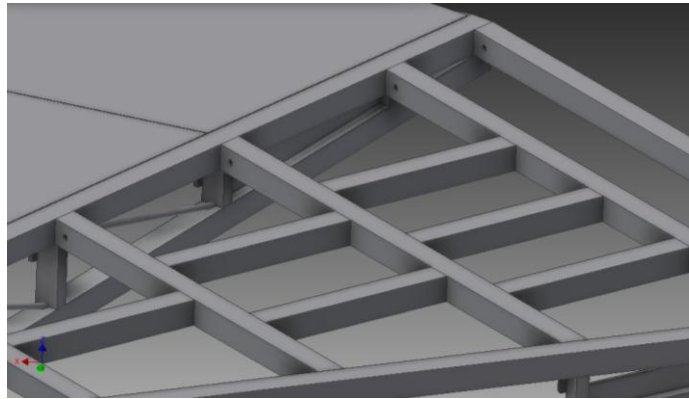
Se plantea el uso de una lámina calibre 10 antiderrapante para cubrir la Plataforma esto debido a que algunos claros entre los perfiles son grandes, además de que se plantea el uso de remaches para unir a ésta con los PTRs superiores de las ménsulas, lo que evitaría que se deforme y que afecte el acabado final.

El inconveniente encontrado en esta versión fue la idea de la inclusión de la lámina antiderrapante, ya que ésta según los datos del fabricante es de un peso elevado lo que hará que la plataforma aumente considerablemente su masa, lo que afectará considerablemente el calibre de los perfiles propuestos, por lo que este análisis se pospondrá hasta corregir el problema del peso de la lamina y de la plataforma en sí.

### **2.1.7 Séptima versión**

Gracias al cambio que sufrió la plataforma para que pudiera ser desarmable, se elimina uno de los postes que se tenían para unir las ménsulas una con otra, en específico el más cercano al centro, esto debido a que se requiere espacio suficiente para la colocación del perno así como de la tuerca que lo sujetará, además de que se colocarán postes perpendiculares a los usados como unión de las ménsulas (Imagen 2.1.7 1), ésto ya que

se ha seleccionado una lámina calibre 10 y se ha detectado que los claros entre los postes son demasiado grandes y genera problemas con esta.



**Imagen 2.1.7 1. Postes perpendiculares a los tirantes**

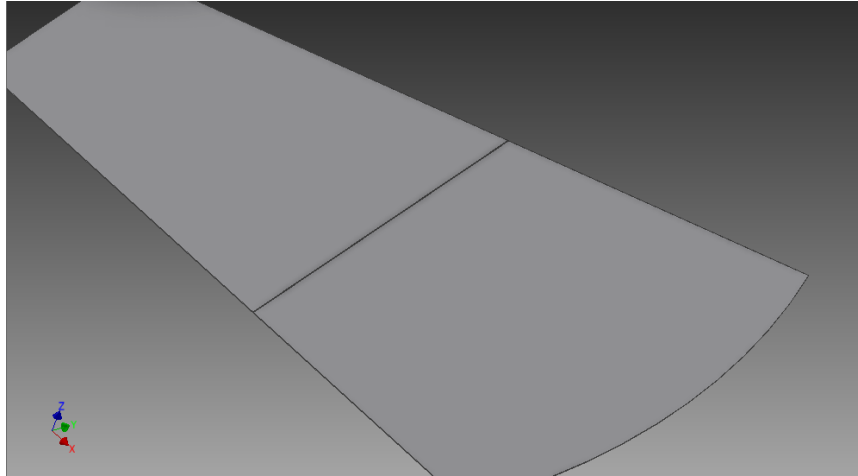
Estos postes permiten que la lámina tenga un mejor apoyo en los perfiles lo que evitará que ésta se deforme mucho menos al momento de ser la que cargue al vehículo en los espacios donde no haya un perfil.

También se observa que la lámina antiderrapante es demasiado pesada, lo que afecta directamente a los rodamientos, haciendo que éstos aumenten considerablemente su tamaño, lo que modificará considerablemente algunas piezas, como el eje del rodamiento cónico y la cámara del rodamiento inferior.

Ya que se quiere que la lámina sea antiderrapante, solo por cuestiones de agarre de las ruedas del vehículo en los casos de que estas estén húmedas y por consiguiente no se tenga algún tipo de tracción, se ha decidido que se use una lámina lisa con un acabado de esmalte antiderrapante.

La ventaja que se obtiene con el uso de este tipo de recubrimientos, es que, permite el mismo efecto que el relieve que se tiene en la lámina antiderrapante, pero sin el inconveniente del peso agregado, además de que si se tiene un desgaste lo único que se tiene que hacer es renovar el recubrimiento en lugar de cambiar la lámina.

Se pretende que la lámina sea cortada en secciones que permite optimizar lo más posible el lienzo de tamaño comercial (Imagen 2.1.7 2).



**Imagen 2.1.7 2. Corte de la lamina**

Esta será soldada a los perfiles de las ménsulas superiores, además de los postes que las unen, lo que evitará que la lámina se desgarre por el peso de vehículo. Para que se pueda seguir el concepto de que la plataforma sea desarmada en su totalidad, se plantea que la lámina estará soldada a una ménsula y a los tirantes que la unen con la siguiente, pero en la siguiente ménsula ésta será atornillada.

También se observa que las piezas propuestas en la versión anterior para colocar los perfiles que van de ménsula a ménsula son complicadas en su manufactura, por lo que se decide que estos sean removidos y en su lugar los tirantes sean soldados en uno de sus extremos a una ménsula, y en el otro extremo sea colocado un ángulo de  $2 \times 2 \times 3/8$ , donde será apoyado y sujetado mediante la ayuda de la lámina, lo que permite que la plataforma siga siendo desarmable de una forma más parcial pero con la misma utilidad, para la selección del tamaño de los ángulos se utilizó el análisis mediante FEM (Imagen 2.1.7 4), ya que es el método que puede simplificar la elección de los elementos más complejos de resolver de forma manual, éste se utilizó tomando como referencia lo antes obtenido, en

la distribución de cargas en cada ménsula debido a los tirantes y utilizando el acero ASTM A36 como material.

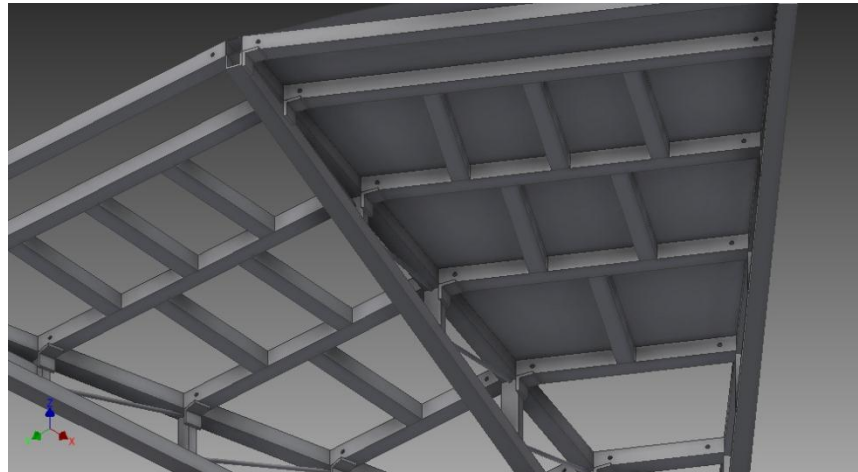


Imagen 2.1.7 3. Unión de la lámina y los tirantes a las ménsulas

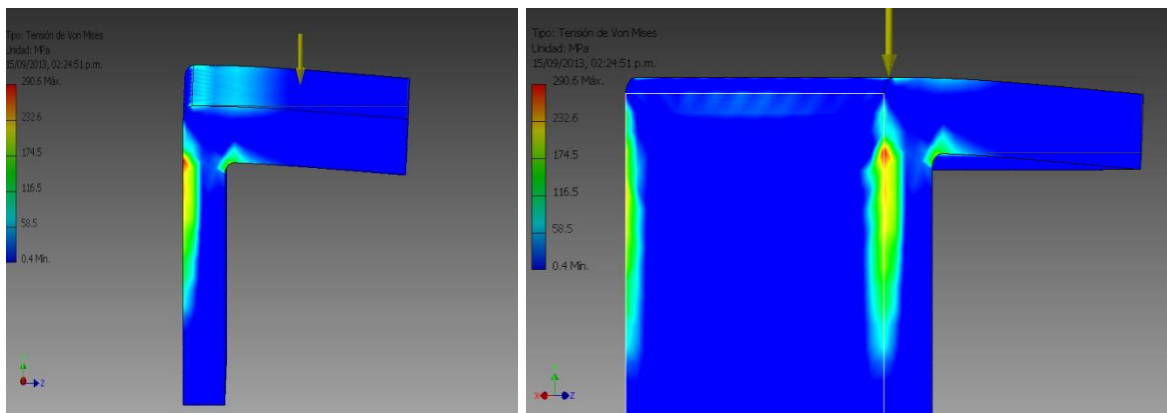


Imagen 2.1.7 4. Resultado del análisis FEM al ángulo (calculado en inventor mediante su modula de análisis de tensión)

Como se puede observar en la Imagen 2.1.7 4 estos ángulos soportan las cargas con acepciones de los concentradores de esfuerzos que aparecen en los extremos de éste, pero que serán suprimidos con la unión a la ménsula mediante la soldadura al generar continuidad en estos.

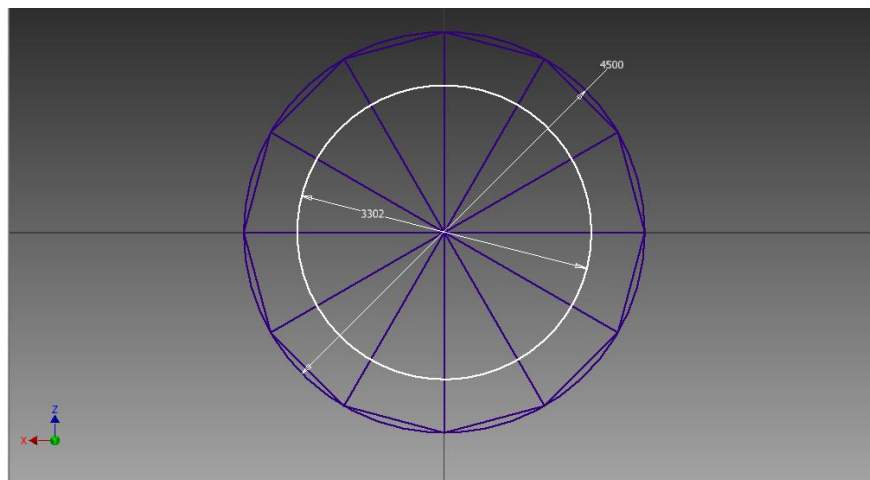
El problema que se encuentra en esta versión, es un error que se repitió en todas las versiones anteriores, que es el tamaño excesivo de la plataforma, considerando la



longitud total de la Suburban, en lugar de la distancia entre ejes, que es la parte del vehículo que estará sobre la plataforma.

### 2.1.8 Versión final

Al revisar los datos técnicos de la Suburban se observa que su longitud es de 564.9 cm pero la distancia entre ejes es de 330.2 cm, lo que nos indica que el diámetro de la plataforma es demasiado grande para los requerimientos necesarios para colocar una Suburban sobre ella, por lo que se decide que la longitud de la plataforma debe de cambiar de 6 m a 4.5 m (imagen 2.1.8 1), este último diámetro permite albergar la Suburban tan solo con estar apoyadas sus ruedas sobre ella, solo dejando un pequeño rango de holgura entre el diámetro de la plataforma y la distancia entre ejes de la Suburban, lo suficiente para que el usuario tenga un margen de error para poderse posicionar sobre la Plataforma.



**Imagen 2.1.8 1. Distancia entre ejes de la Suburban, con respecto al diámetro de la plataforma**

El cambio en el diámetro de la plataforma permite que se reduzca el peso de la plataforma así como el espacio necesario para albergarla; la disminución en el material es tan considerable que se reduce a la mitad la lámina contemplada, permitiendo que no solo se redujera el tamaño de la Plataforma, sino que además los perfiles antes contemplados

puedan ser aún más delgados y a su vez más ligeros de los que se tenían previstos y de los que se propusieron en versiones anteriores.

Otros cambios en los perfiles se dan en los tirantes que unen las ménsulas, ya que los soportes que anteriormente se agregaron para dar ayuda a la lámina se han acercado al centro de la plataforma gracias a la reducción del diámetro de la misma, dando como resultado que los perfiles estén más cerca de lo que se tenía anteriormente.

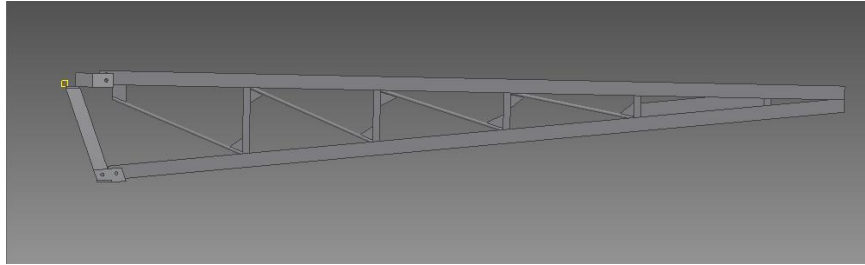


**Imagen 2.1.8 2. Cambio en la distancia de los postes de soporte de la lamina**

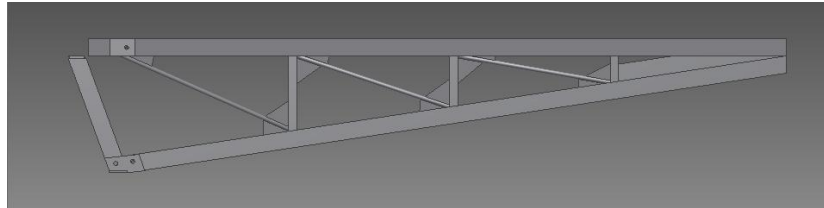
Por lo antes mencionado los perfiles propuestos son PTR de 2x1" en los perfiles que unen las ménsulas y PTR de 2x2" en los perfiles que se utilizan para el contorno de la ménsula así como PTR de 2x1" en los postes de la ménsula. Estos cambios dan como resultado una disminución considerable en el peso de la Plataforma.

Además se decidió que los perfiles que se colocaron para dar soporte a la lámina también debían cambiar su tamaño ya que éstos solo daban soporte, y las cargas aplicadas en estos son menores que los perfiles que conectan a las ménsulas por lo que se cambiaron por PTR de 2x1".

El mayor cambio que se dio, fue en la ménsula, ya que esta fue la pieza que cambió su tamaño para poder ajustarse al diámetro que se decidió que debe de tener la plataforma.



**Imagen 2.1.8 3. Ménsula completa**



**Imagen 2.1.8 4. Ménsula reducida**

Como se puede observar en las imágenes 2.1.8 3 y 2.1.8 4, los cambios que se realizaron para pasar de la ménsula original a la nueva son demasiados, van desde el tamaño, ya que se pasó de 2886 mm a 2152 mm, lo que tiene una mayor repercusión en la deflexión, que se tiene al momento de colocarse el vehículo en la plataforma, ésto debido a que el momento generado por éste es mucho menor en la nueva ménsula que en la anterior.

Otro cambio fue en el número de componentes que las conforman, donde los postes pasaron de 5 a 3 y los tirantes de 4 a 3, los únicos elementos que aumentaron en número fueron los cartabones los cuales se duplicaron por tirante para que se tenga un mejor trabajo en ellos.

Después de la reducción de tamaño de la plataforma, el cálculo de las fuerzas que se transmiten a través de los P.T.R.s se redujo de 89,825 N a 53,622 N para la viga inferior y de 89265 N a 53022 N para la viga superior. Esto representa en ambos casos una reducción aproximada del 40% de las magnitudes lo cual se puede proyectar como una reducción del 40% de los esfuerzos transmitidos en la estructura. De este modo, se puede

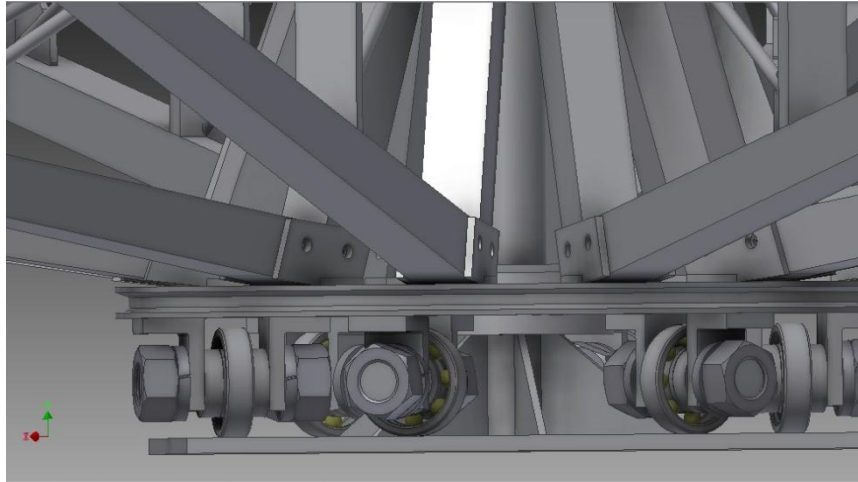
reducir los calibres de los materiales hasta un 40% que a su vez representarían un ahorro de igual magnitud en peso y en materiales.

Los cálculos muestran también que los esfuerzos dentro de los tirantes y los postes para la ménsula no tienen una carga significativa y que cumplen su propósito de darle rigidez a la estructura y distribuir las fuerzas aplicadas a las dos vigas principales.

Si se calculan los esfuerzos en las vigas superior e inferior con un P.T.R. de medidas de 50.8 X 50.8 mm y un calibre 14 (1.89 mm de espesor), se obtienen esfuerzos de 143 y 145 MPa respectivamente.

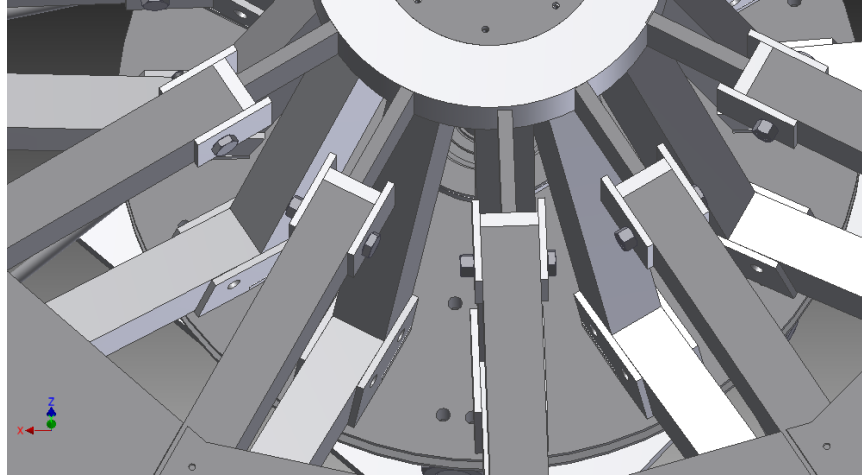
Se diseñó una nueva forma de sujeción de los rodamientos, quedando estos iguales ya que los precios entre estos y los que se requerirían para esta versión eran sumamente similares, además de que al dejar los mismos estos aumentan su vida útil en un ¿????%.

También se mejoró la sujeción de los rodamientos la cual consiste en dos tuercas de seguridad y dos arandelas de presión (vista en la Imagen 2.1.8 5), como elementos para evitar el movimiento del eje de los rodamientos inferiores además de que para asegurar que los rodamientos siempre estén perpendiculares al piso, se colocan dos aros que servirán como soportes para evitar que el rodamiento tenga algún movimiento no deseado, para ello el eje de los rodamientos contará con una rosca en ambos extremos [rosca "Standard Thread" de 11.5 hilos por pulgada con un diámetro de rosca de 38 mm], el diámetro del eje se obtuvo de las especificaciones de la hoja técnica del fabricante.



**Imagen 2.1.8 5. Sujeción de los rodamientos a la polea**

También se le ha dado paso al perno para sujetar las ménsulas al centro de la plataforma el cual será el mismo que se utilice en la unión con la polea (imagen 2.1.8 6), ya que esto nos permite reducir en cierta medida la cantidad de tornillería de distintos tamaños que se va a utilizar, además de que los esfuerzos analizados son casi idénticos en ambos casos.



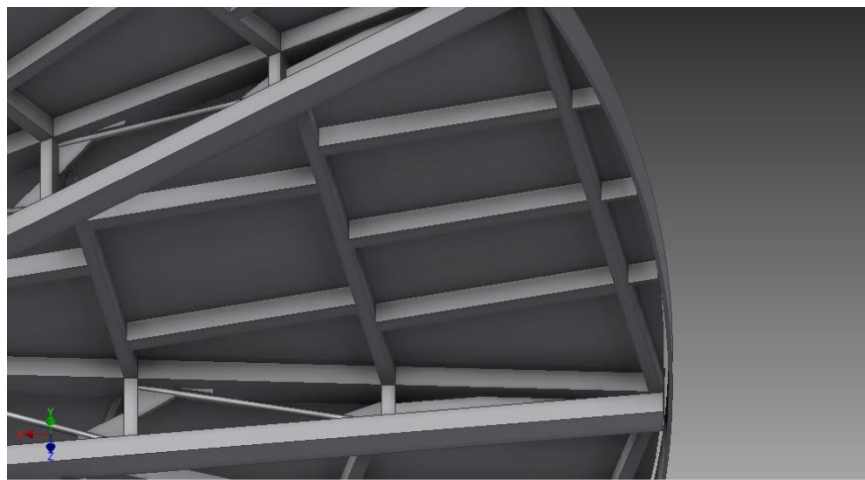
**Imagen 2.1.8 6. Sujeción de las ménsulas mediante pernos**

Este perno se seleccionará con el resultado de los siguientes cálculos:

Basándose en el cálculo anterior el perno seleccionado para ambos casos es un TORNILLO CAP CABEZA HEXAGONAL, SAE GRADO 2, diámetro de 3/4" y una longitud de 63.5 mm o mayor si exceder los 5 mm,

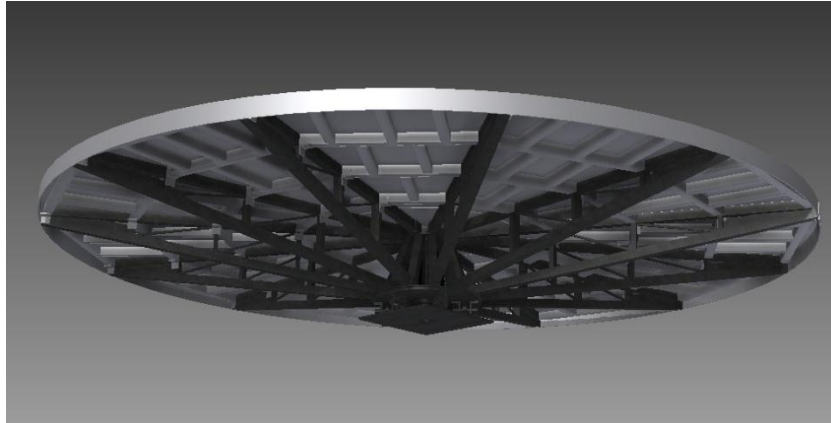
ya que puede complicar el poder colocarlo en su lugar, para su sujeción se ha seleccionado una TUERCA HEXAGONAL PESADA 2H y acompañada de una rondana de presión para poder evitar cualquier tipo de aflojamiento de la tuerca.

También en el extremo de la plataforma, y debido a que no se podía colocar un perfil en la zona entre el ultimo tirante y la solera perimetral, se han colocado pequeñas soleras para poder reforzar la parte más endeble de la lámina en ese punto, estas estarán soldadas tanto a los tirantes como a la solera perimetral, debido a que se ha decidido que la solera esté soldada al arco que corresponde a cada ménsula y sus respectivos tirantes, ya que el soldar un tramo de solera rolada evitará que se pudiera desarmar la plataforma, tal y como se observa en la imagen 2.1.8 7.

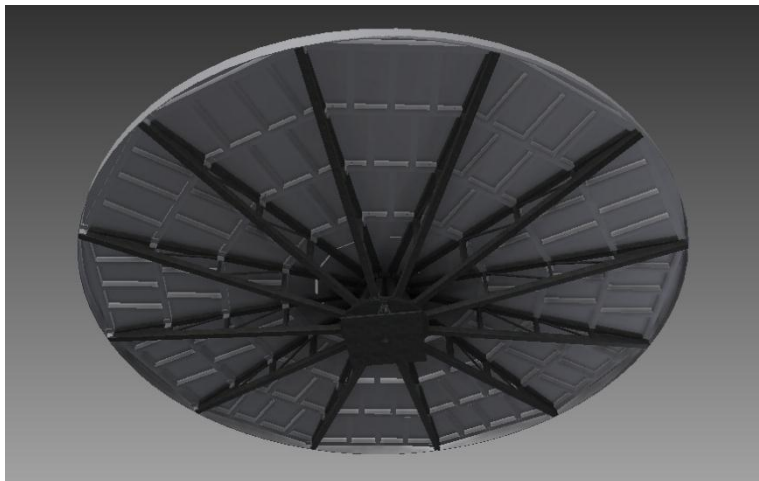


**Imagen 2.1.8 7. Solera rolada y refuerzos en el extremo de la lámina**

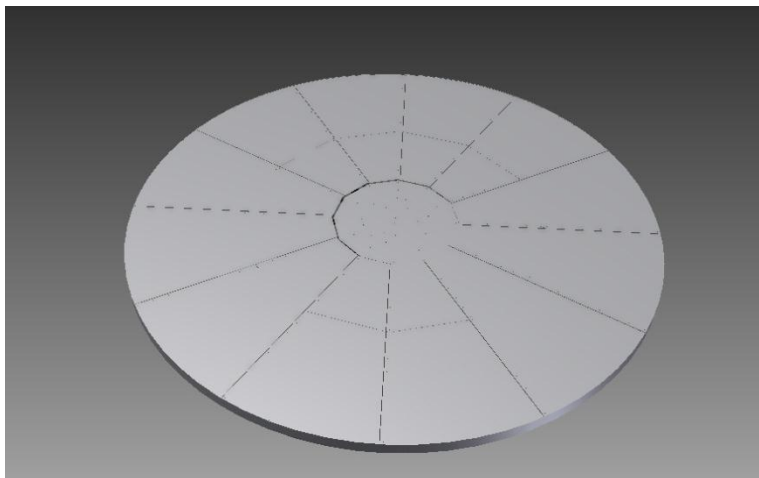
Esta ultima revisión dio como resultado la versión más confiable de la plataforma, y la que se puede considerar como la versión a manufacturar ya que es la única a la que no se le encuentran errores y que corrige todos los mencionados de la versiones anteriores, de esta manera la plataforma completa se puede observar en las imágenes 2.1.8 8, 2.1.8 9 y 2.1.8 10



**Imagen 2.1.8 8. Plataforma completa Vista 1**



**Imagen 2.1.8 9. Plataforma completa Vista 2**



**Imagen 2.1.8 10. Plataforma completa Vista 3**

## **2.2. Embrague**

### **2.2.1 Planteamiento del problema**

Se requiere un sistema para transmitir la acción del motor a la plataforma y que permita usarla en caso de falla eléctrica.

La plataforma cuenta con un motor de  $\frac{1}{4}$  hp a 1575 RPM y un motorreductor que reducirá la velocidad angular hasta 35 RPM. El motor estará acoplado a la plataforma por medio de un sistema de bandas y poleas que se diseñará. Posteriormente, se debe realizar una reducción en la velocidad de giro de la plataforma lo más cercano a 1 RPM para que este movimiento permita al operario poder maniobrar la plataforma de manera más fácil.

Por ello se debe buscar un sistema de bajo costo con el cual se pueda transmitir de mejor manera el movimiento del motor a la plataforma.

### **2.2.2. Transmisión**

Se pueden utilizar varios métodos para la transmisión: flecha, cadena, banda entre otros. Dado que se requiere que el movimiento debe transmitirse del motor a la polea previamente diseñada en la plataforma, y teniendo en cuenta que el sistema debe también poderse utilizar de modo manual cuando hay falla eléctrica, se decide que el uso de poleas con bandas trapezoidales es el más adecuado ya que estas últimas no pierden la posición si se retira la tensión de ellas. También, dado que las poleas pueden encontrarse comercialmente, hace a esta selección la más adecuada.

Por ello se determina una configuración que pueda satisfacer las necesidades de reducción. Teniendo en cuenta que la polea más chica que se puede acoplar al motorreductor es de 3 pulgadas y el tamaño de la polea mayor acoplada a la plataforma, se determina utilizar dos poleas acopladas a un mismo eje con diámetros de 3 y nueve pulgadas. A continuación se muestran los datos de las poleas donde el diámetro uno  $D_1$



corresponde a la polea del motorreductor,  $D_2$  y  $D_3$  a las poleas acopladas al mismo eje y  $D_4$  a la polea de la plataforma.

Datos

$$D_1 = 7.62[\text{cm}]$$

$$D_2 = [\text{cm}]$$

$$D_3 = 7.62[\text{cm}]$$

$$D_4 = 62.8[\text{cm}]$$

$$\omega_1 = 35[\text{rpm}]$$

$$\omega_4 = 1.3[\text{rpm}]$$

Con los datos anteriores se obtienen para  $D_2$  los siguientes:

$$D_2 = \frac{D_3 \omega_1 D_1}{\omega_4 D_4}$$

$$D_2 = \frac{7.62 * 35 * 7.62}{1.3 * 62.8}$$

$$D_2 = 24.89 \rightarrow 9.8[\text{in}]$$

Seleccionando una polea de tamaño comercial:

$$D_2 \rightarrow 9[\text{in}]$$

Recalculando  $\omega_4$

$$\omega_4 = 1.36[\text{rpm}]$$

$$D_2 \rightarrow 10[\text{in}]$$

Recalculando  $\omega_4$

$$\omega_4 = 1.23[\text{rpm}]$$

Ya que la diferencia es aproximada en ambos casos, se decide elegir la más pequeña por cuestión de precio.

### **2.2.3. Sistema tensor de la banda**

Para poder llevar el movimiento al motor, las bandas deben tensarse. Sin embargo, también debe haber un sistema que nos permita liberar el sistema de poleas en caso de falla eléctrica. Es por ello que se debe generar un sistema tensor de la banda que nos permita estas dos funciones.

Sabiendo esto, se plantea una tabla de decisiones con las diferentes propuestas que pudiesen satisfacer el problema de la mejor manera. Los sistemas son los siguientes: 1) tensor con una polea extra, 2) adaptación que da movilidad al sistema de reducción.

Primero revisaremos el tensor con una polea extra.

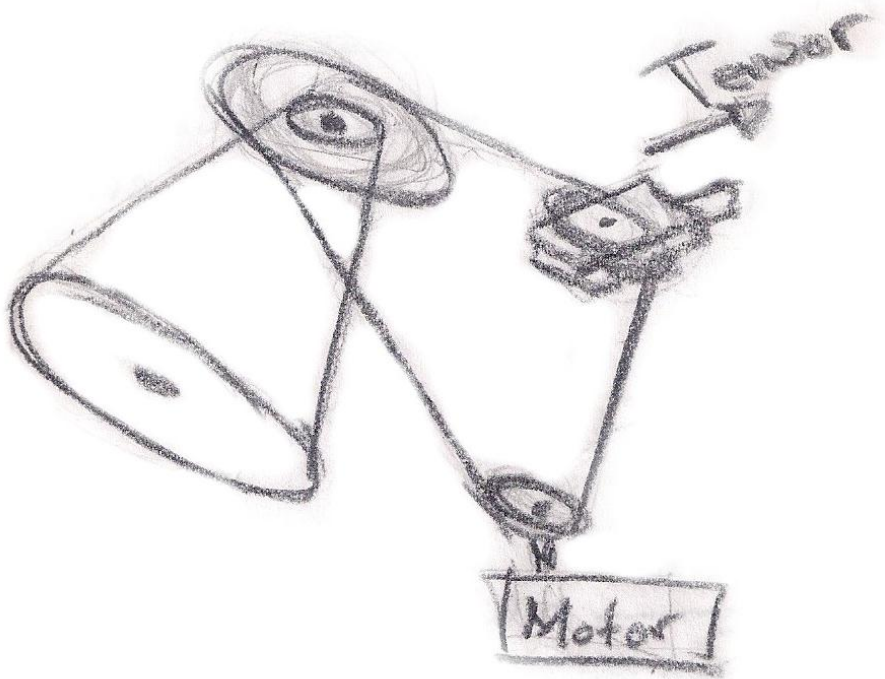


Imagen 2.2.1 1 Boceto Tensor normal

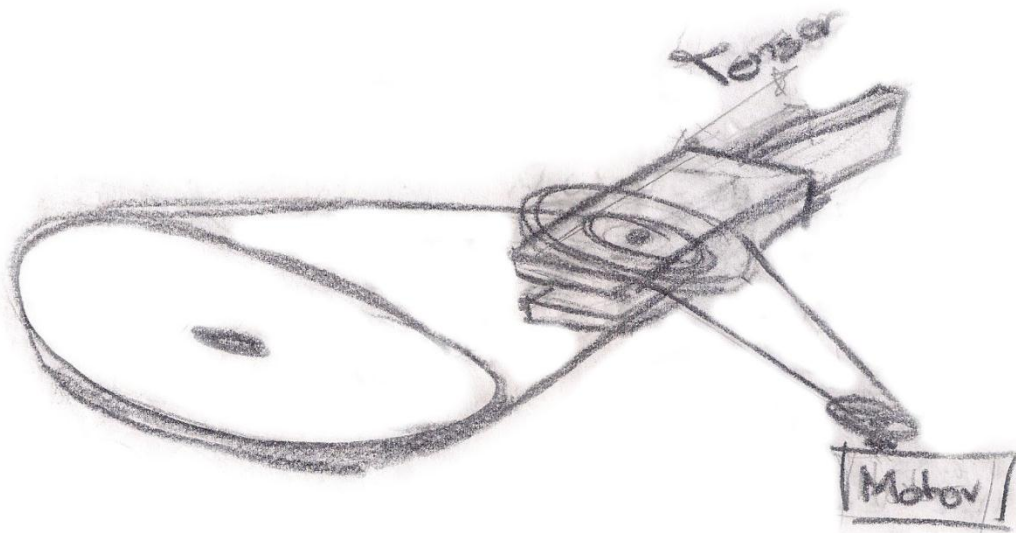


Imagen 2.2.1 2 Boceto Tensor reducido

En este boceto se plantea que la misma reducción sea la que tenga movilidad para que también haga las veces de tensor. Esto nos puede exentar de la polea extra para tensar la banda.

	Tensor normal	Tensor reducido
poleas extra	1	0
accionamiento	Chicote	chicote
soporte	independiente	el mismo que el sistema de poleas
material	independiente	el mismo que el sistema de poleas

Basándonos en esta tabla se puede tomar una decisión: el sistema con el tensor reducido es la mejor opción por costos.

### 2.2.3.1. Accionamiento

Este sistema es el que nos ayudara en caso de falla en el suministro eléctrico y así poder accionar la plataforma de manera manual.

Con este sistema se deja una parte fija (la que dará la rigidez y será la guía del sistema) y la otra móvil (será la que permitirá que la polea pierda tensión).

En este punto surge la manera en que será accionado a detalle para poder evaluar.

Surgen 3 ideas diferentes que serán evaluadas con una matriz de decisión.

Sistema de palanca

Este sistema surgió de la manera más sencilla de poder accionar el sistema.

Sistema de tornillo.

Este sistema surgió de una manera en la cual la estética del lugar no se vea afectada de manera tan drástica.

Sistema de fijación al suelo

Este sistema se nos ocurrió después de varias evaluaciones en los dos sistemas anteriores y nos da un poco de mas libertad para poder generar mas ideas.

Sistema de pedal

Este sistema surgió considerando que la estética del lugar se conserve y que sea de fácil accionamiento para el usuario.

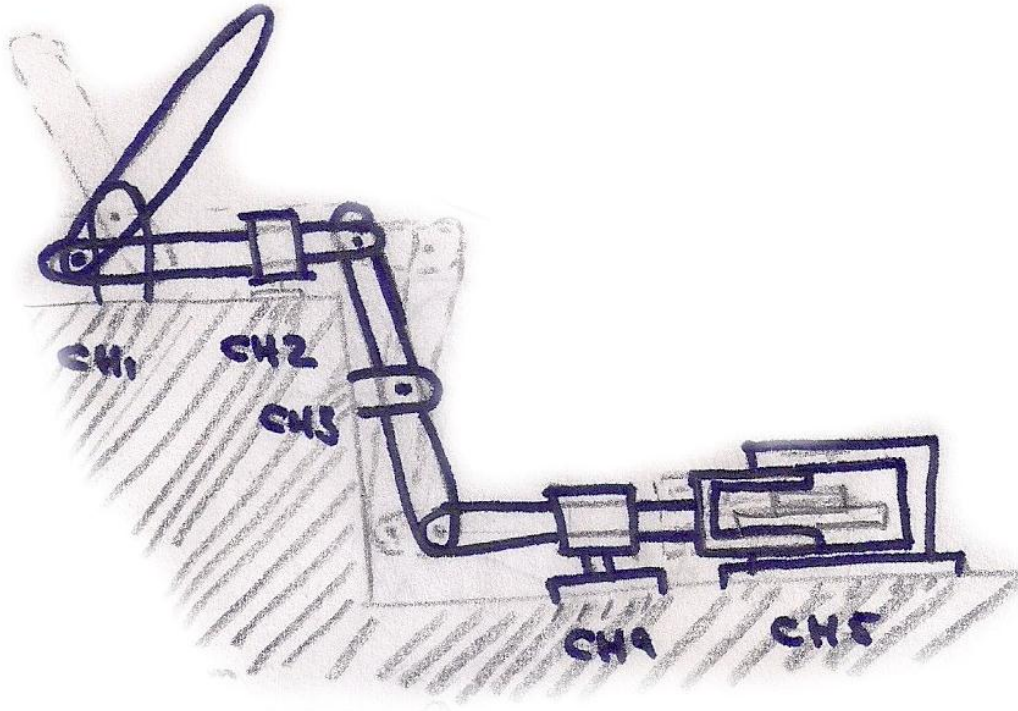
A continuación podremos observar los bocetos que se realizaron para poder evaluar de una manera mas visual y someterse a una tabla de decisión.

Comenzaremos en orden y observaremos las características del sistema de palanca.

Sistema de palanca

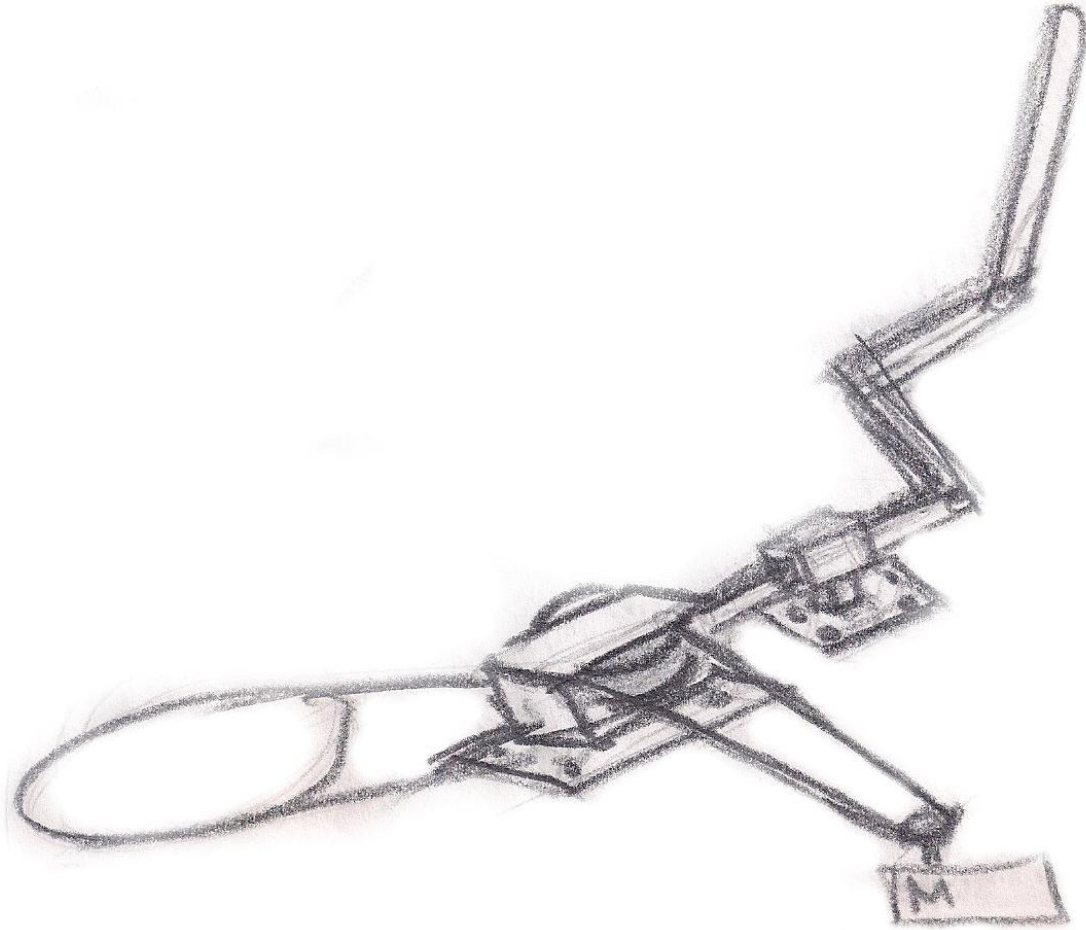
En este sistema tenemos, que es una palanca con 1[m] de alto sobre el nivel del suelo, que seria de fácil manejo para el usuario y no se requiere de algún aditamento extra para poder accionarlo.

Consta también de una serie de ejes en los cuales una serie de palancas irán realizando sus movimientos, esto es indispensable si es que queremos que la palanca lleve hasta el final de ella el movimiento.



**Imagen 2.2.1 3 Boceto Sistema de palanca**

En la imagen anterior se puede observar como es que se llevaría el movimiento de la palanca y como es que esta llevará el movimiento desde el usuario hasta las poleas.



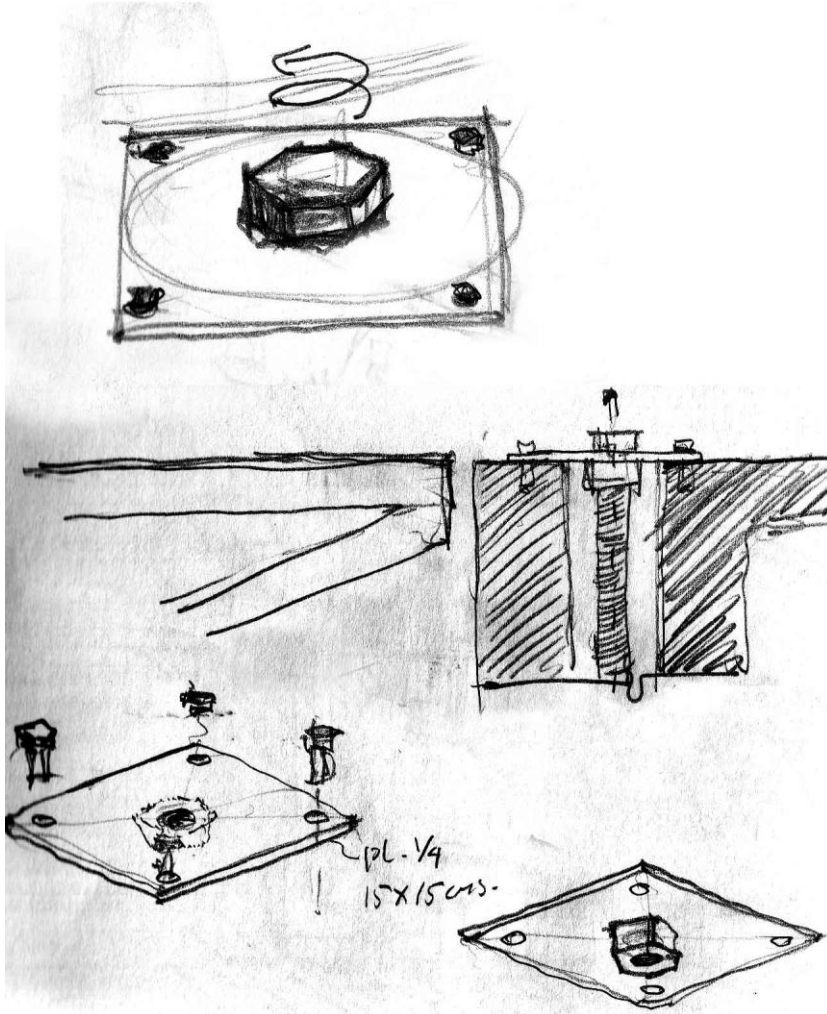
**Imagen 2.2.1 4 Boceto Sistema de palanca**

En esta imagen podemos observar como estaría el sistema de palanca acoplado a las poleas del motor al sistema de reducción y de éste a la polea de la plataforma.

Sistema de tornillo

En este sistema se busca que esté lo mas pegado al suelo, debido a que es importante para el usuario que no cambie la estética del lugar principalmente, y con esto nos

abocamos a esta propuesta; consta de una llave que irá acoplada a una "T" que estará posicionada en un lugar visible y cerca de la plataforma con las indicaciones de su uso.



**Imagen 2.2.1 5 Boceto Sistema de tornillo**

En esta imagen podemos observar como será la parte visible desde la perspectiva del usuario, no será mas que una placa con un tornillo al centro; con esto se busca que sea tan simple que prácticamente no sea un objeto que llame la atención de las personas que por ahí pasen.



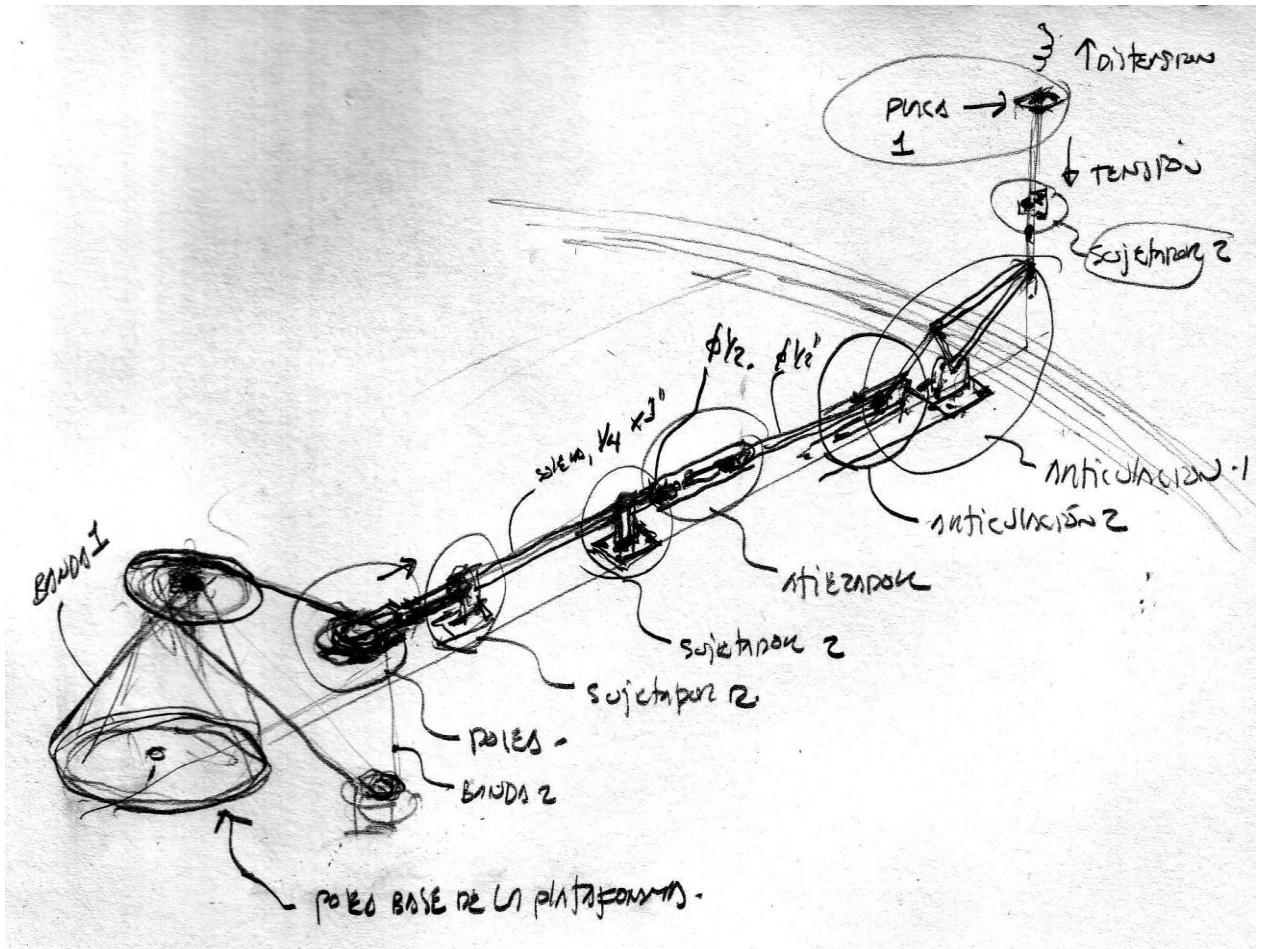
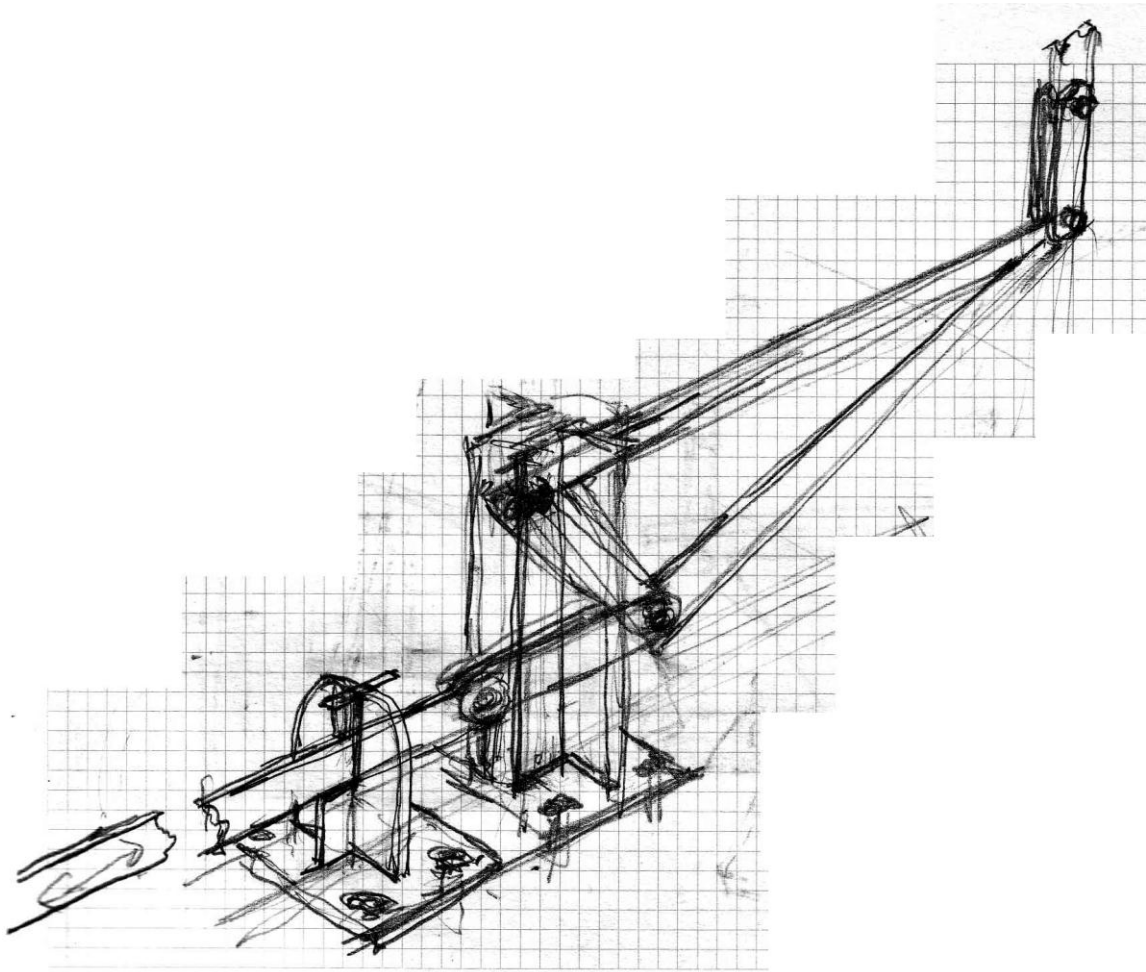


Imagen 2.2.1 6 Boceto Sistema de tornillo

En esta imagen podemos observar como es que el tornillo será la configuración de las guías que se necesitarán y también de cómo será el movimiento.



**Imagen 2.2.1 7 Boceto Sistema de tornillo**

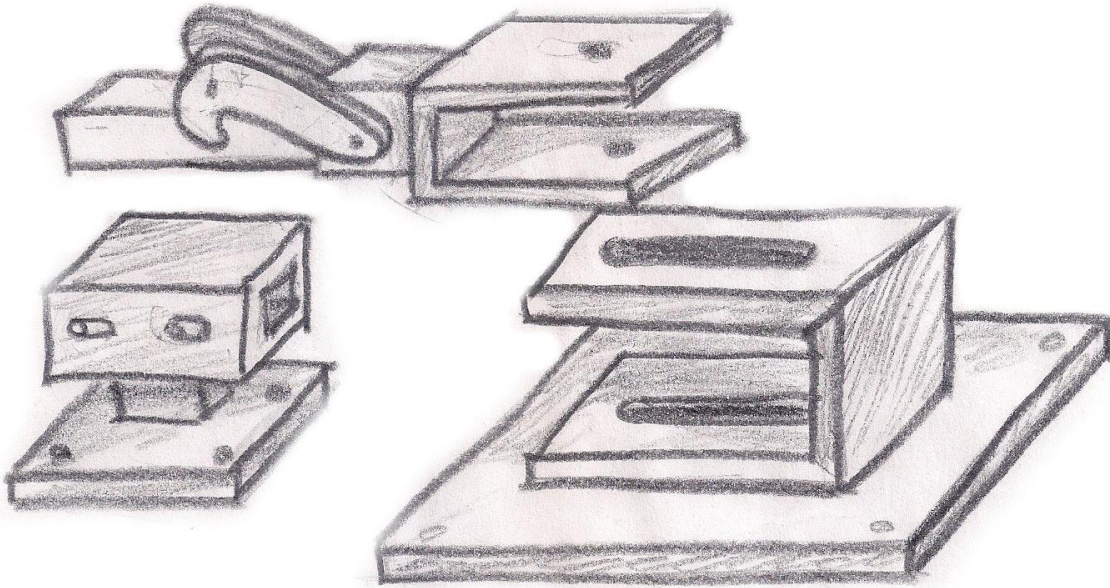
En esta imagen podemos observar cómo se llevará a cabo el cambio de dirección del movimiento ya que el tornillo moverá una tuerca sobre su eje de manera vertical y el movimiento que necesitamos es horizontal.

En los dos casos tenemos que la palanca o el tornillo además de que la tensión de la es transmitida en el total del sistema.

Buscando la manera en que la tensión se mantenga solo en una parte del sistema tenemos la siguiente propuesta.

## Sistema de fijación al suelo

Con este sistema lo que se busca es darnos un poco de libertad para no tener que hacer cada casi independiente y específico.

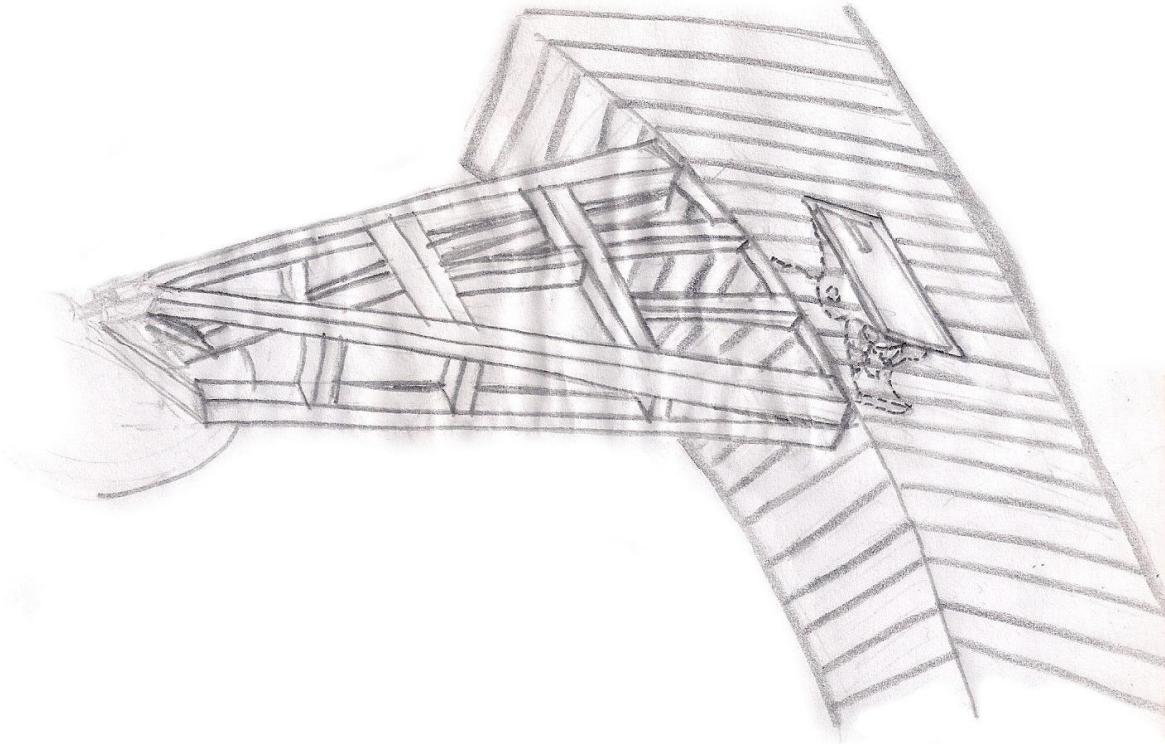


**Imagen 2.2.1 8 Boceto Sistema de fijación al suelo**

Se encontró que fijando estas partes al suelo, serian las que sufrirían la tensión de la banda.

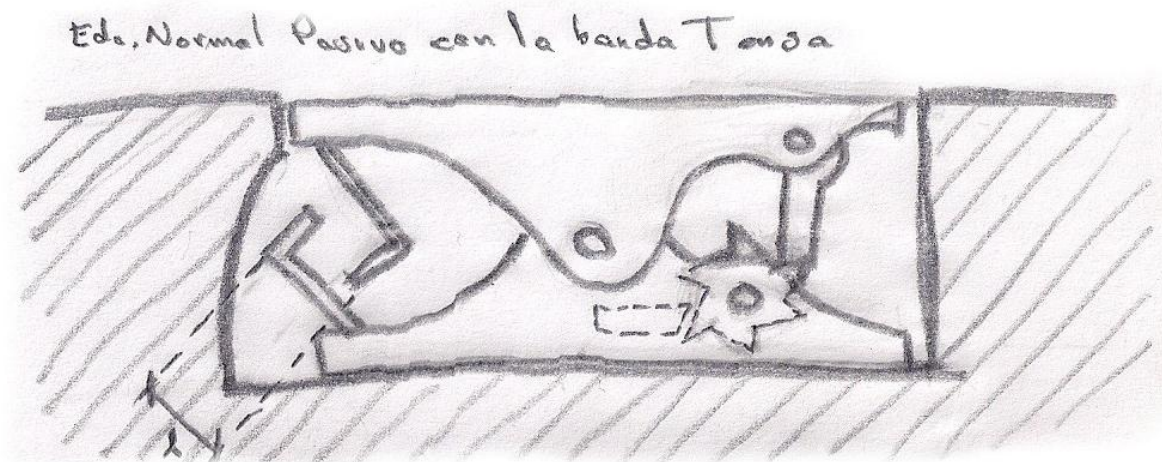
En este caso ya nos genera un sistema mas versátil y el sistema deja de ser completamente rígido y lo podemos modificar y que solo sea un cable el que genere la fuerza que accione y libere el sistema.





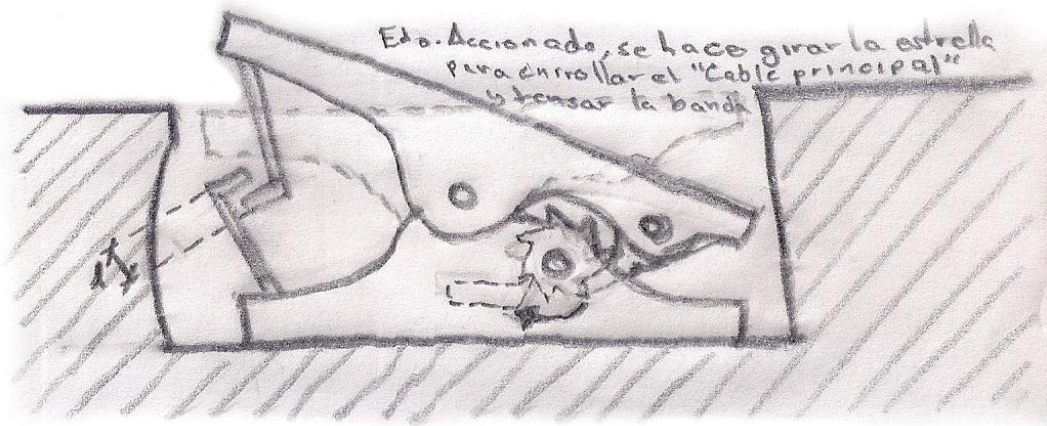
**Imagen 2.2.1 9 Boceto Sistema de pedal**

En esta imagen podemos observar que en esta propuesta de un sistema a base de un pedal se busca que la estética del lugar no quede afectada, además de que la fuerza ejercida con este sistema es con la misma masa del cuerpo para liberar el sistema y para regresarlo al funcionamiento normal.



**Imagen 2.2.1 10 Boceto Sistema de pedal**

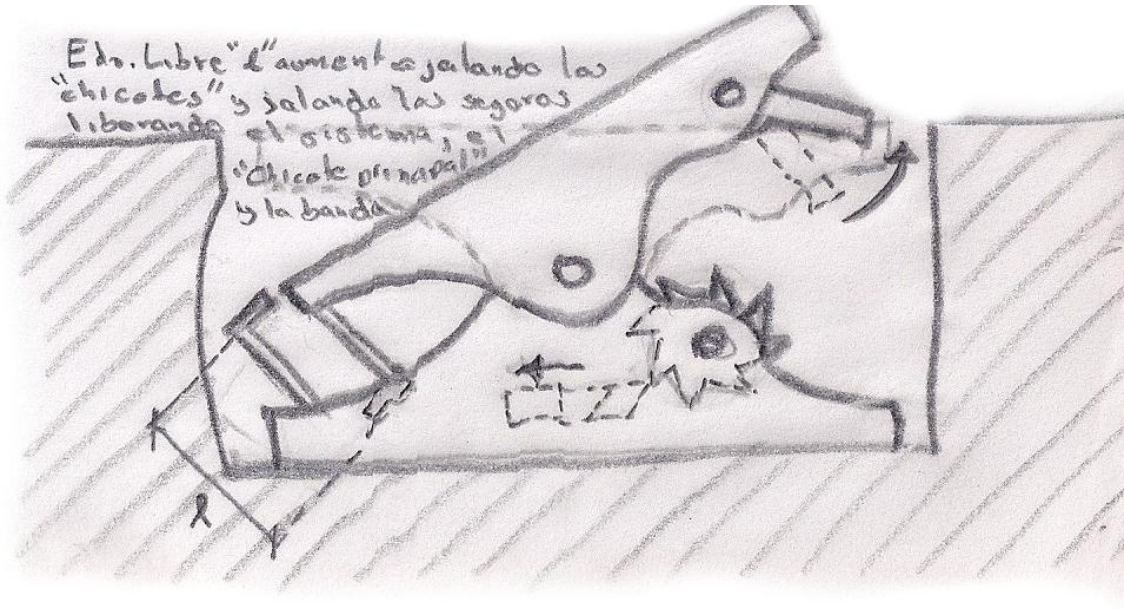
En esta imagen podemos observar la distancia "l" será en la cual todo el sistema estará en reposo, este pedal cuenta con una serie de resortes los que mantendrán el pedal en esta posición, además de los seguros en su lugar que en este momento se encuentran accionados de tal manera que no se moverá ni la estrella ni el gancho en la guía de las poleas.



**Imagen 2.2.1 11 Boceto Sistema de pedal**

En esta imagen se puede apreciar como es que al pisarlo del lado donde se encuentran los dobleces para fijar los chicotes de seguridad la distancia "l" aumenta y con eso accionan todos los chicotes y estos mismos serán los que tirarán de los seguros para liberar la estrella y el gancho en la base de las poleas y con esto se liberará todo, por lo tanto la tensión de la banda por si sola hará que se recorran las poleas hasta el punto en el que la banda ya no esté tensa.

Con una sola vez que se accione en este lado será suficiente para liberar todo el sistema.



**Imagen 2.2.1 12 Boceto Sistema de pedal**

En esta imagen podemos apreciar como la distancia “l” es menor, ésto hace que los chicotes no hagan ninguna fuerza sobre los seguros para liberarlos, sin embargo los resortes que en están ejerciendo una fuerza para que estos se queden en su lugar evita que estos liberen la estrella.

En este caso el que hará el trabajo con el movimiento del pedal será el seguro de la estrella que en cada pisada girará la estrella y esta tiene un seguro adicional que evitará que ésta regrese al ir enrollando el “cable principal” y luchando contra la tensión que se estará generando con la banda, de esta manera será necesario que se pise en varias ocasiones el pedal de este lado para llevar la banda a la tensión ideal.

**Tabla de decisión del sistema de accionamiento**

SISTEMA	MATERIAL	FACILIDAD DE MANEJO	COMPONENTES EXTRAS	ESTETICA	OBSERBACIONES
PALANCA	MUCHO	DEBE TENERSE LA FUERZA PARA ACCIONAR LA PALANCA	NO SE REQUIERE	LA PALANCA SOBRE SALE DEL PISO	SE DEBEN TOMAR LAS MEDIDAS EN CUENTA Y DEPENDERA MUCHO DE ESTE EL PRECIO DEL SISTEMA ADEMAS DE LA RESISTENCIA DEL MISMO
TORNILLO	MUCHO	AL SER UN TORNILLA NO SE REQUIERE FUERZA PERO SI SE TIENE QUE REALIZAS MAS TRABAJO	SE REQUIERE UNA LLABE O EN OTRO CASO UN COPLER DEL TORNILLO A UNA PALANCA PARA PODER	QUEDA LA CABEZA DEL TORNILLO SOBRE EL NIVEL DE PISO	SE DEBEN TOMAR LAS MEDIDAS EN CUENTA Y DEPENDERA MUCHO DE ESTE EL PRECIO DEL SISTEMA ADEMAS DE LA RESISTENCIA DEL MISMO

			ACCIONARLO		
PEDAL	EL INDISPENSABLE	EL PESO DE LA PERSONA APOYADO EN UNO DE SUS EXTREMOS ES EL QUE HARA EL TRABAJO	NO SE REQUIERE	QUEDA COMPLETAMENTE A RAS DE PISO	DEBIDO A QUE SON COMPONENTES INDEPENDIENTES EL PRECIO ES EL MISMO DE ESTOS LO UNICO QUE DIFERENCIA SERIA EL LARGO DEL CABLE QUE SE UTILIZARIA , ESTO NOS FACILITA TAMBIEN LA INSTALACION Y TEMBIEN EL PRECIO SOLO VARIA POR EL CABLE

Con esto llegamos a la conclusión de que la mejor opción es el pedal y comenzaremos a trabajar sobre ella

### 2.2.3.2 Desarrollo de embrague

#### Desarrollo del sistema de fijación de poleas de reducción y tensión

Con las decisiones ya tomadas procederemos al diseño, comenzaremos con el sistema de fijación que es el primero que nos marcó la pauta del sistema de accionamiento.

El primer paso de debemos cumplir es el de fijar la fuerza al piso, para esto generaremos un riel que sirva de guía y de seguro para que en él esté trabajando toda la fuerza de la banda.

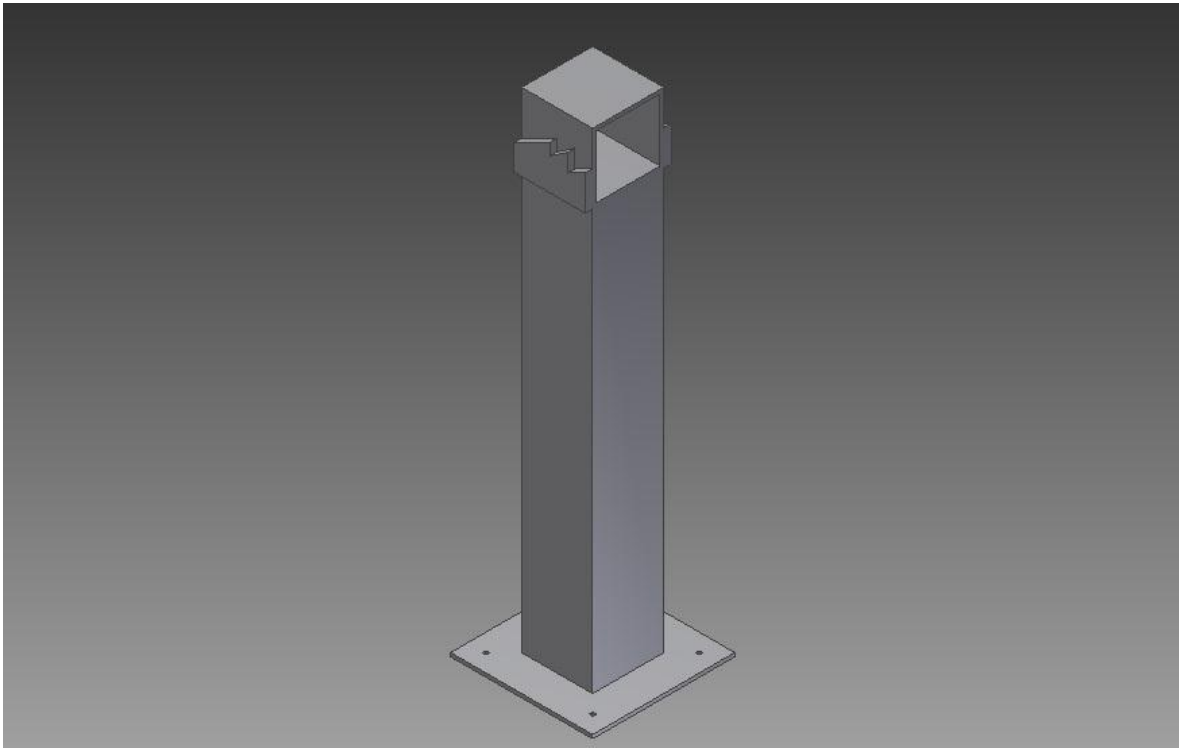


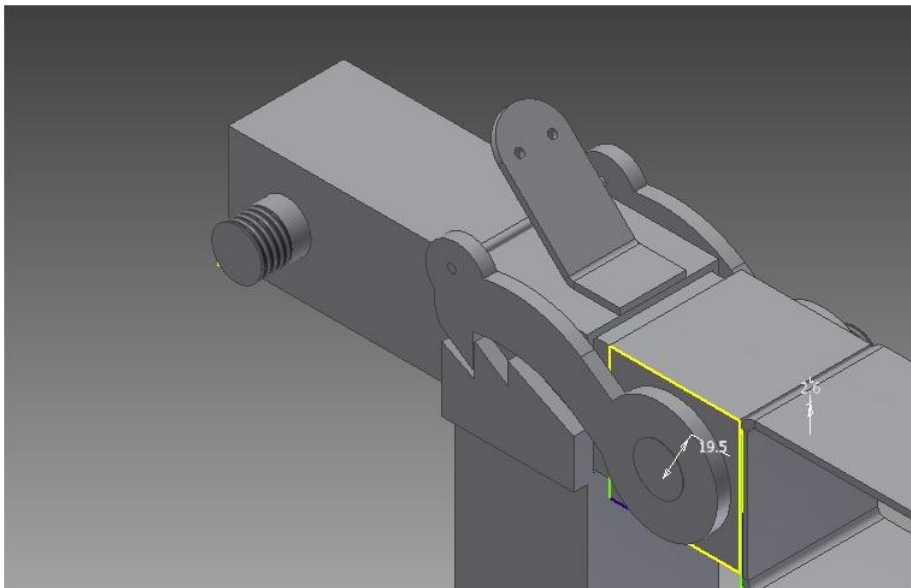
Imagen 2.2.2 1 Riel de transferencia de fuerza

En esta imagen podemos observar que el riel estará fijo al piso y es el que resistirá la tensión de la banda, funciona como guía al pasar por dentro del PTR que está unido a las



poleas y cuenta con una serie de topes que serán los que irán ayudando a que se atore el gancho en ellos para tener seguridad y también para que el accionamiento del pedal sea en partes y al término del recorrido de éste la banda quede totalmente tensa o totalmente suelta.

A continuación, y ya teniendo el riel, se necesitará un dispositivo que pase por dentro de él, que también se sujete a él, a éste será al que irán fijas las poleas que servirán como reductor y también como tensor.



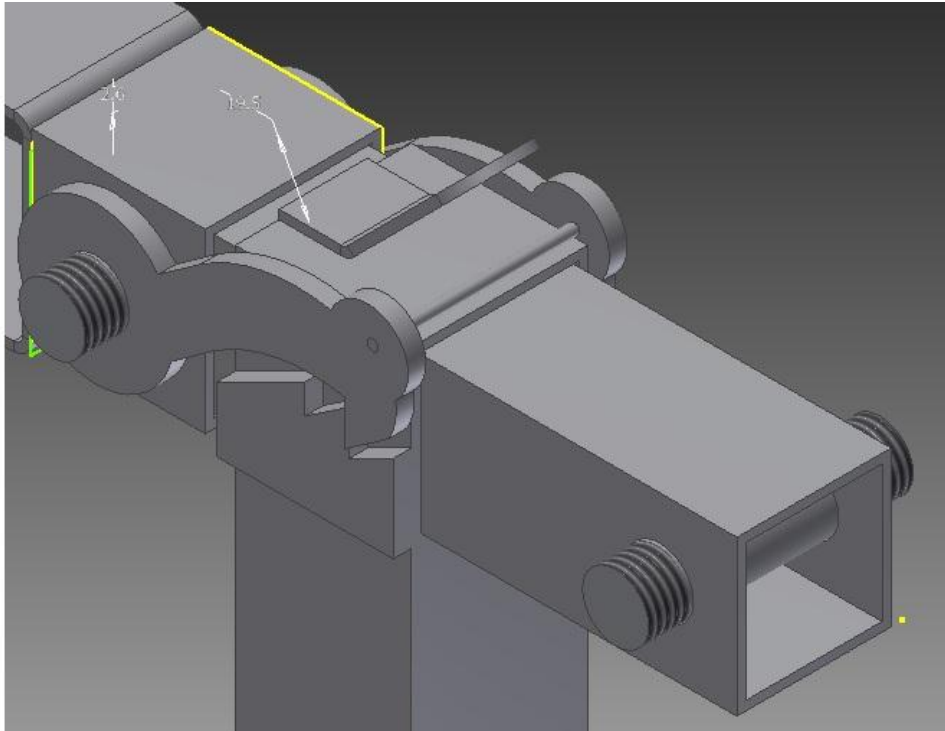
**Imagen 2.2.2.2 Freno y base de las poleas de reducción y tención**

En esta imagen podemos ver claramente, en la parte superior en los dos orificios será donde ira fijo el “chichote de accionamiento” de un lado y del otro lado ira solo como guía para que éste le de movimiento al gancho hacia arriba y hacia abajo; este movimiento será el que permita que se libere el gancho y con ésto se libere el sistema.

El gancho sirve como sistema de seguridad para el caso de que el cable principal se llegara a romper, este irá fijo a un arreglo de PTRs para que tengan fuerza para soportar

la tensión de la banda y éste mismo está conectado al “chicote principal” para lograr el movimiento.

Este arreglo de PTRs pasa por uno más que sirve de guía, y que es el que está fijo al suelo y es donde se encuentran los dientes que fijarán al gancho para poder quedar completamente fijo al suelo.



**Imagen 2.2.2 3 Freno y base de las poleas de reducción y tención**

En esta imagen se puede apreciar el perno que está atravesando el perfil, éste es el que irá sujeto el cable principal, de un calibre mas grueso que el “chicote de accionamiento” que es el del gancho, ya que éste es el que se llevará toda la carga al accionar y liberar el sistema.

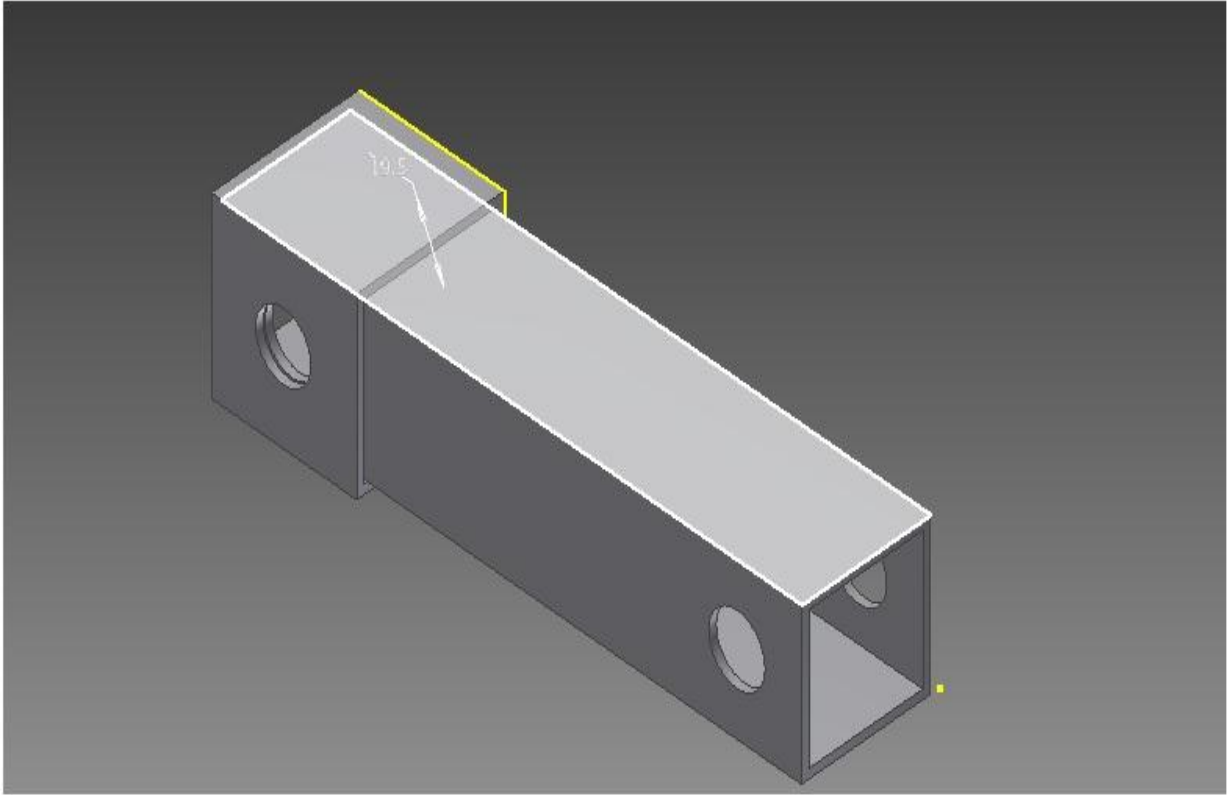


Imagen 2.2.2 4 Arreglo de PTRs

En esta imagen podemos apreciar como es que un PTR está soldado por dentro de otro, esto ayuda a aumentar la superficie que estará en contacto con la base de las poleas y aumentará la resistencia de la soldadura, así como también duplica el área que estará sometida en contacto con el perno para poder mantener el seguro y todo lo demás en su posición mientras la banda este tensa.

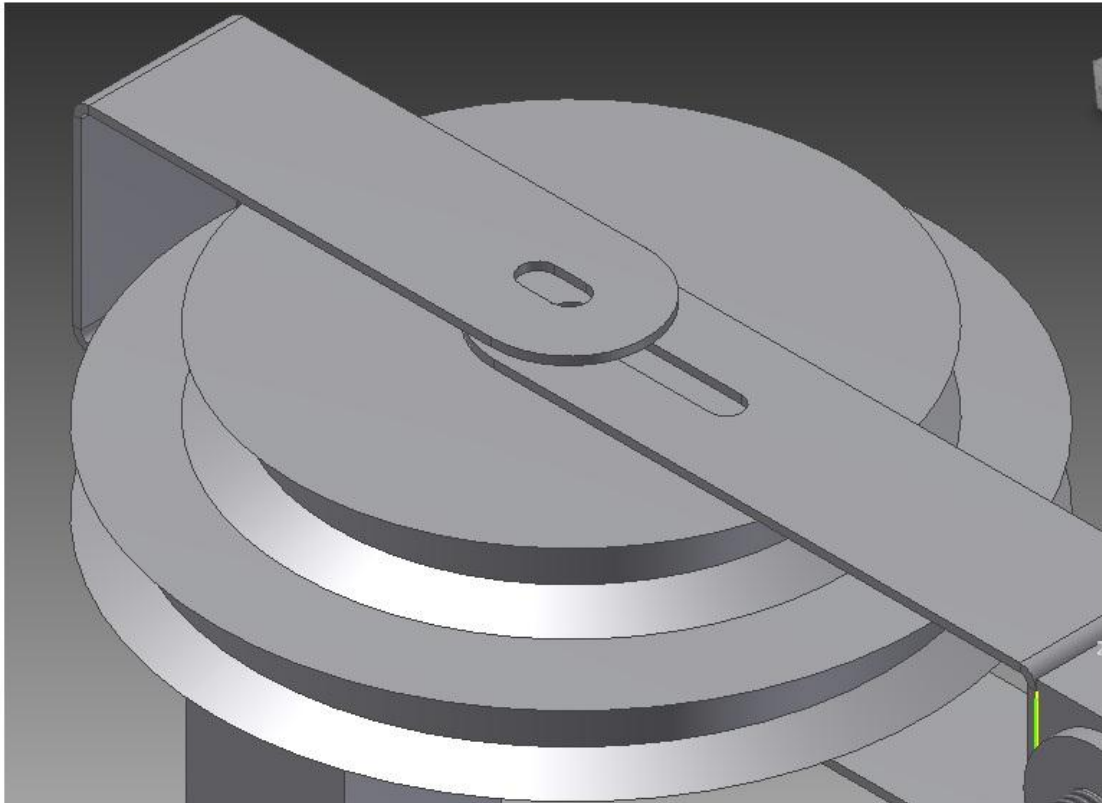


Imagen 2.2.2 5 Base de poleas de reducción y tensión

En esta imagen podemos ver como queda el arreglo de las poleas, éstas quedan en medio de una lámina con una guía que nos permitirá en dado caso que la banda fuera engrandase, ésto nos permite que la vayamos tensando sin necesidad de hacer un movimiento de todos los componentes de sistema de embrague y tampoco cambio de banda.

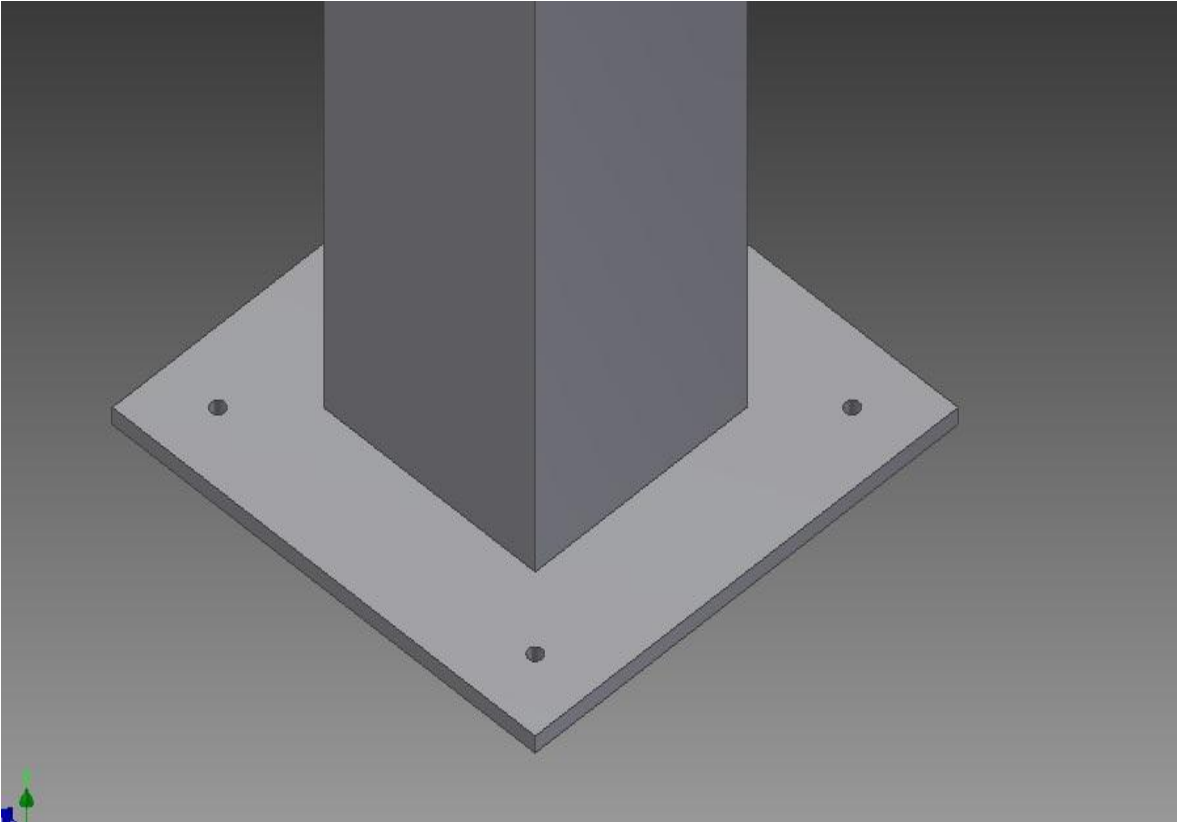
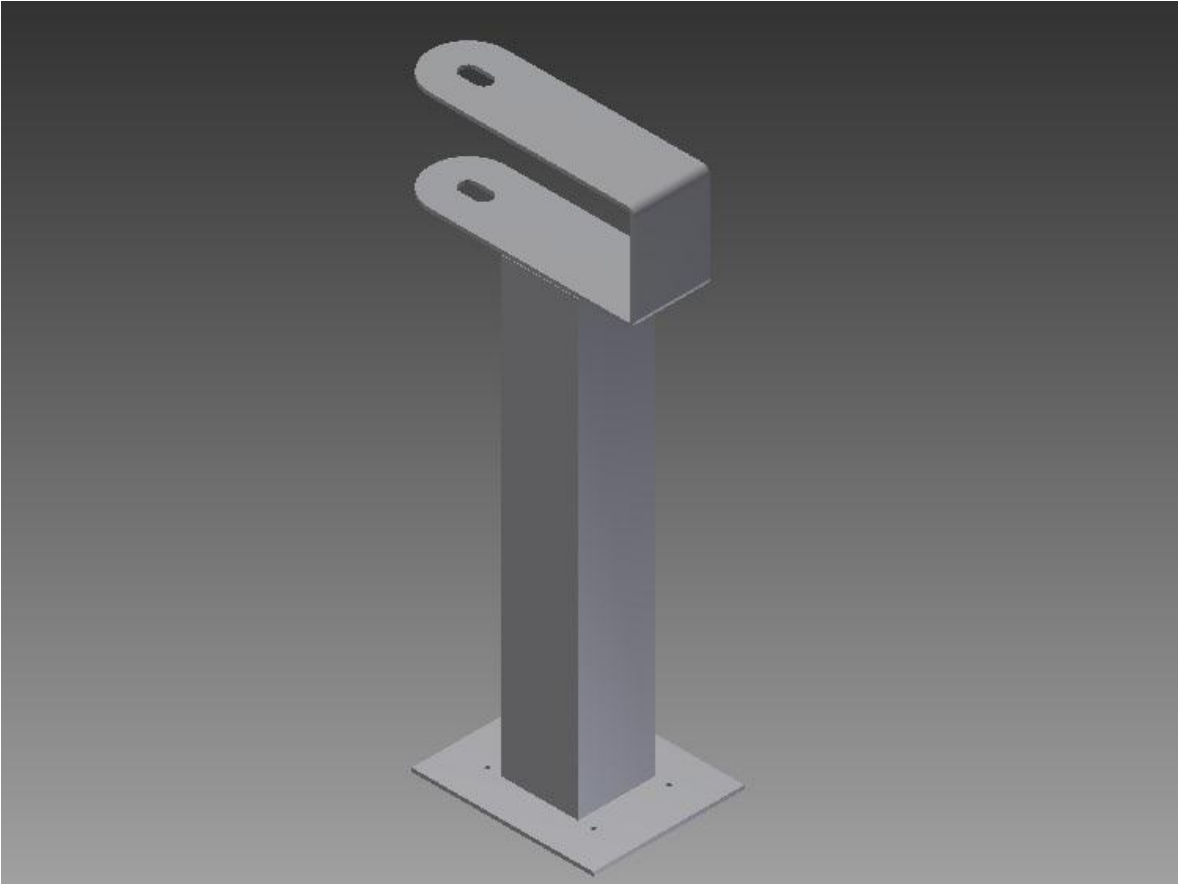


Imagen 2.2.2 6 Manera de fijación al piso

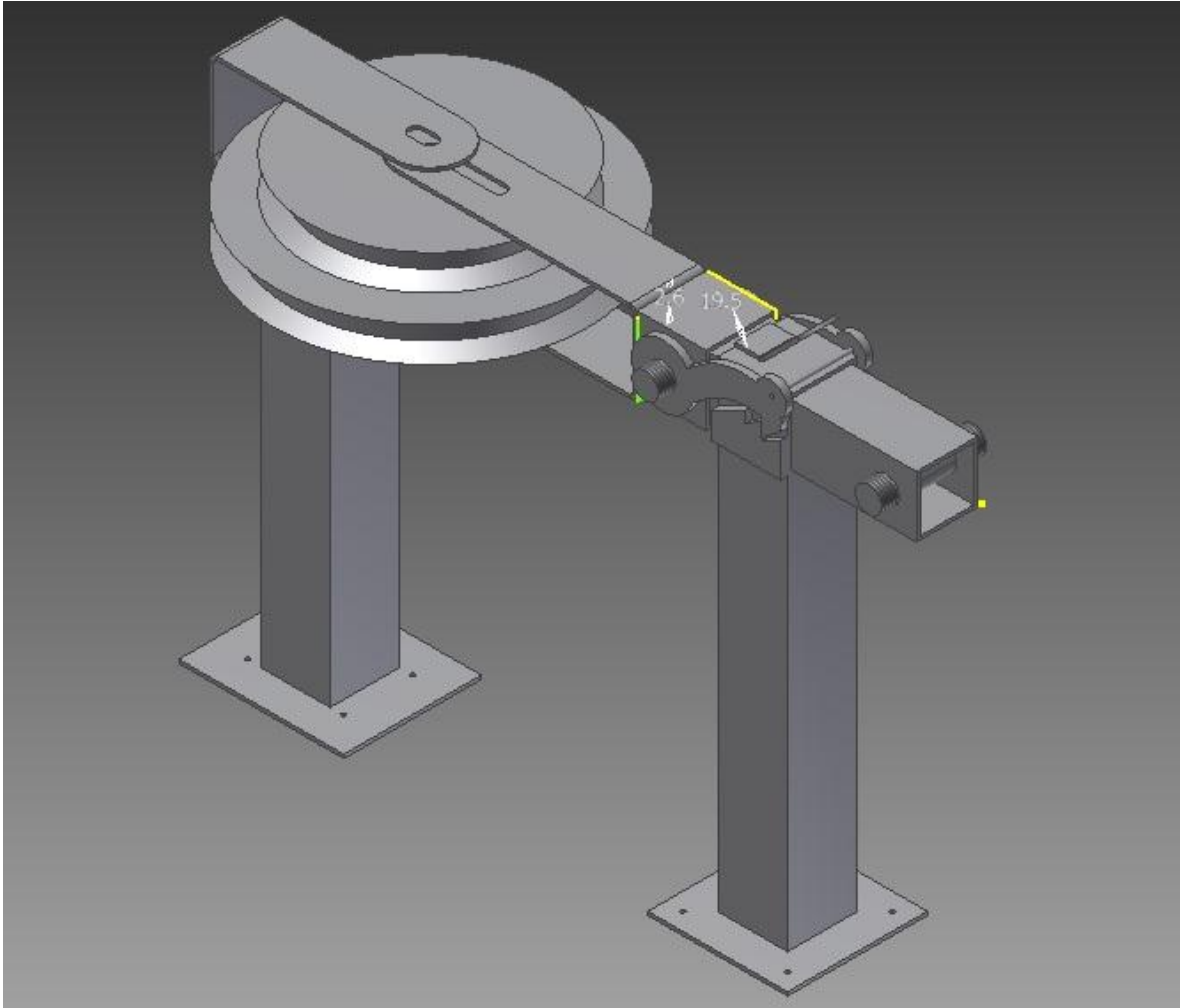
En esta imagen podemos apreciar como se llevará a cabo la fijación al piso que sería por medio de tornillos y taquetes de expansión lo que lo hace muy versátil.

También debemos generar una guía para que las poleas no queden sueltas y se vaya a desconectar el sistema, para esto generaremos una guía que funcionará para que este sistema esté también fijo a un movimiento lineal como seguridad de la banda.



**Imagen 2.2.2 7 Guía de poleas de reducción y tensión**

Este es el sistema que nos ayudara como guía para la base de las poleas, también va sujeto al piso y tendrá que ajustarse a las poleas y al “riel de transferencia de fuerzas” ya que esto funcionara todo en conjunto.



**Imagen 2.2.2 8 Embrague**

En esta imagen podemos ver como quedará el sistema de embrague por sí solo, ya lo que queda es unir el pedal y el embrague con el cable principal y los chicotes de seguridad, con ayuda de poleas para el cable principal dependiendo de los cambios de dirección que se tengan que hacer debido al terreno o a las características del caso en específico, los chicotes no requieren poleas ya que con la simple funda que tienen hará todo el trabajo de mantenerlos tensos.

### 2.2.3.3 Pedal de accionamiento

Comenzamos con el diseño del pedal que será hecho sobre lámina de acero calibre 12 en corte laser ya que el precio entre corte laser y plasma no varía considerablemente en el Distrito Federal.

Este pedal está pensado en que su funcionamiento sea muy sencillo y que los componentes que lo conforman sean de fácil obtención y de fácil reparación, así nos basaremos en los bocetos mostrados anteriormente para el desarrollo del mismo.

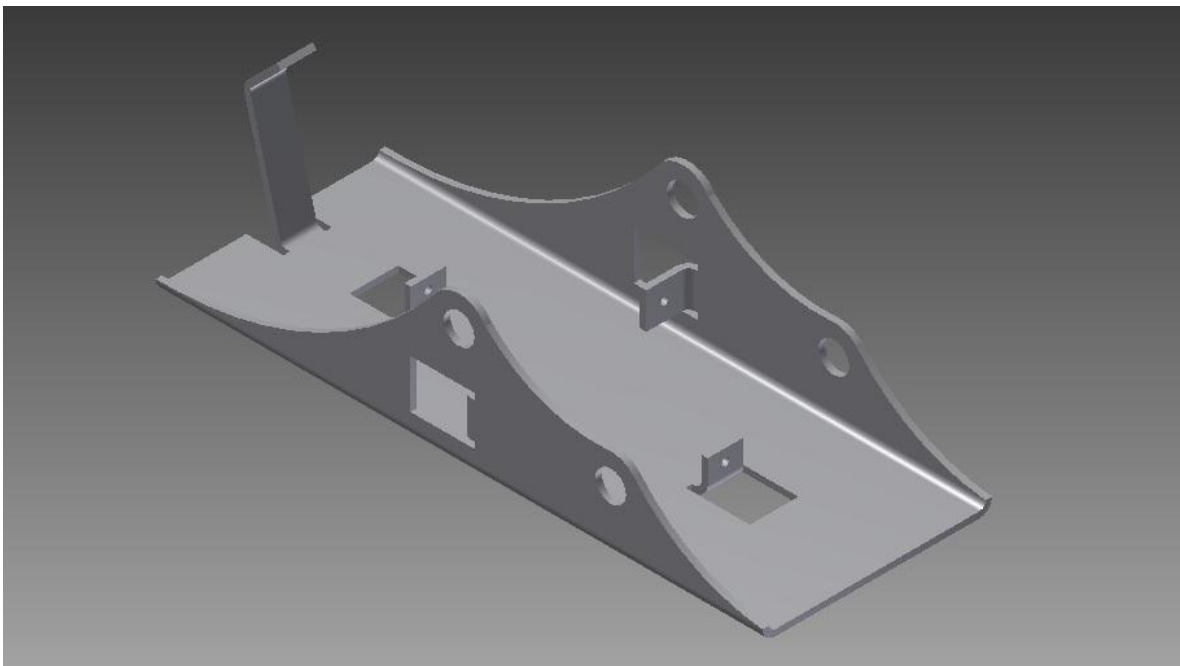
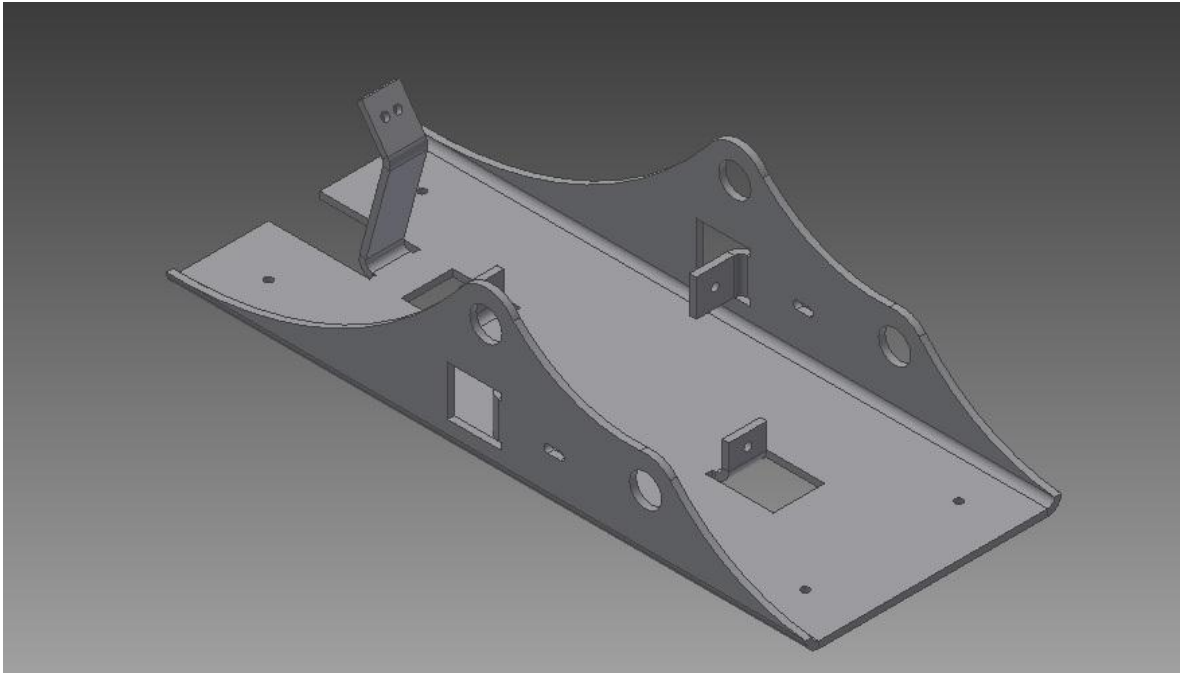


Imagen 2.2.2 9 Base superior del pedal



Comenzamos con esta base que será la que tenga contacto con el pie del usuario, lo acciona hacia el lado izquierdo en ese caso y los chicotes serán los que suelten el sistema, el dobléz que tiene del lado mencionado es donde irán acoplados los chicotes.



**Imagen 2.2.2 10 Base inferior del pedal**

Esta base es la que quedará fija al piso, por esto tiene los barrenos para las pijas de concreto y taquetes de expansión.

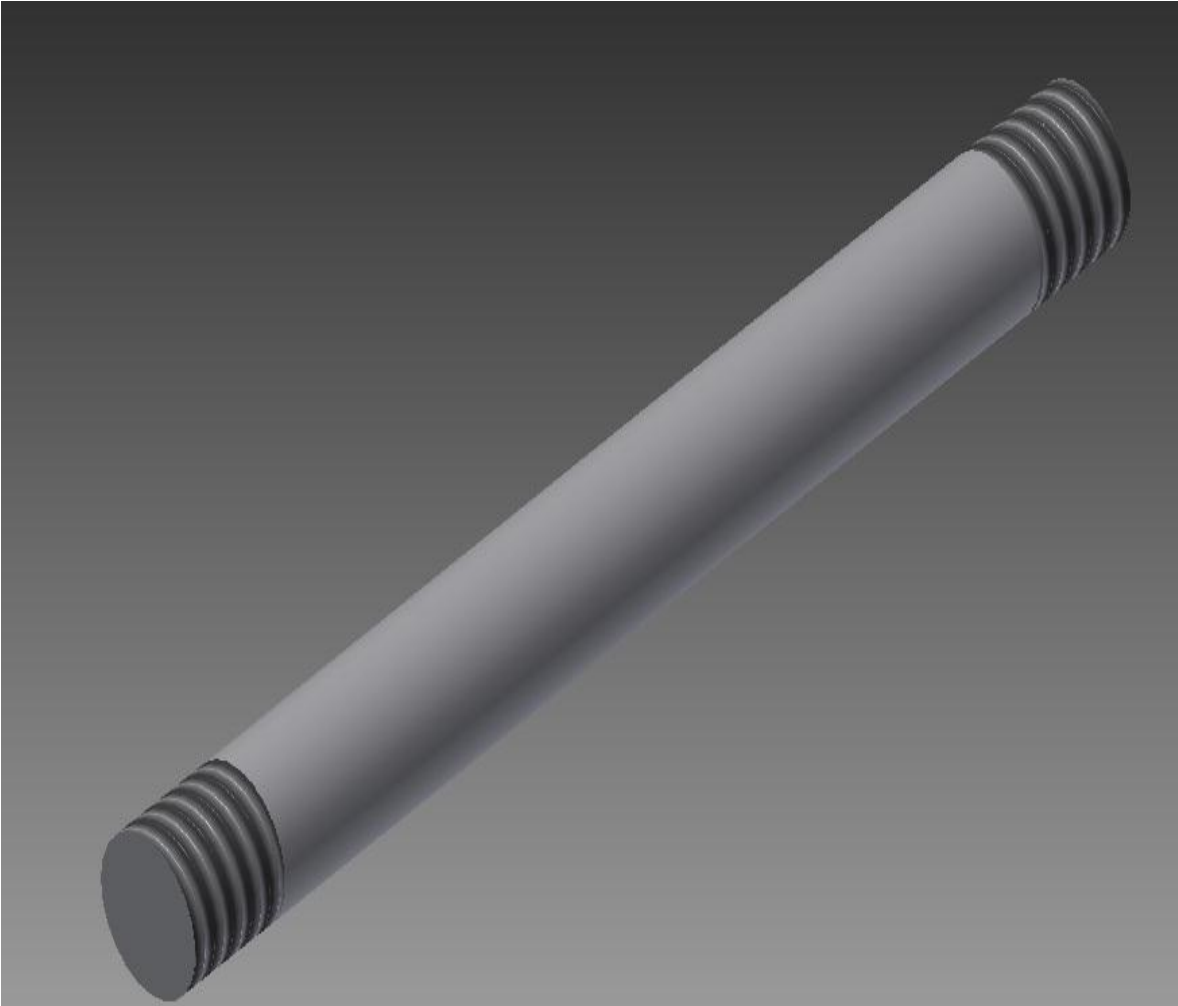
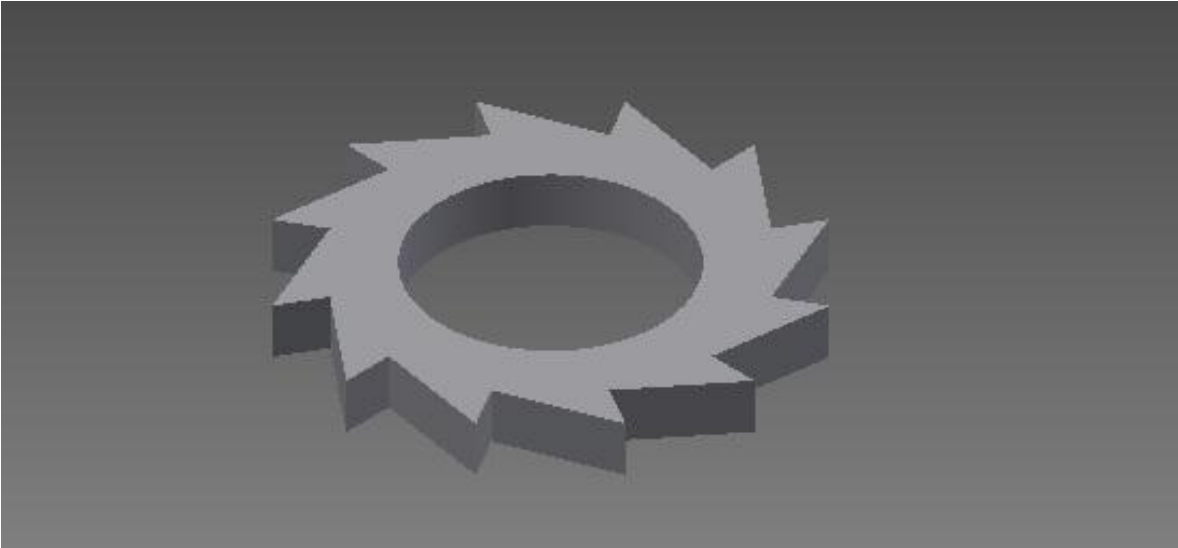


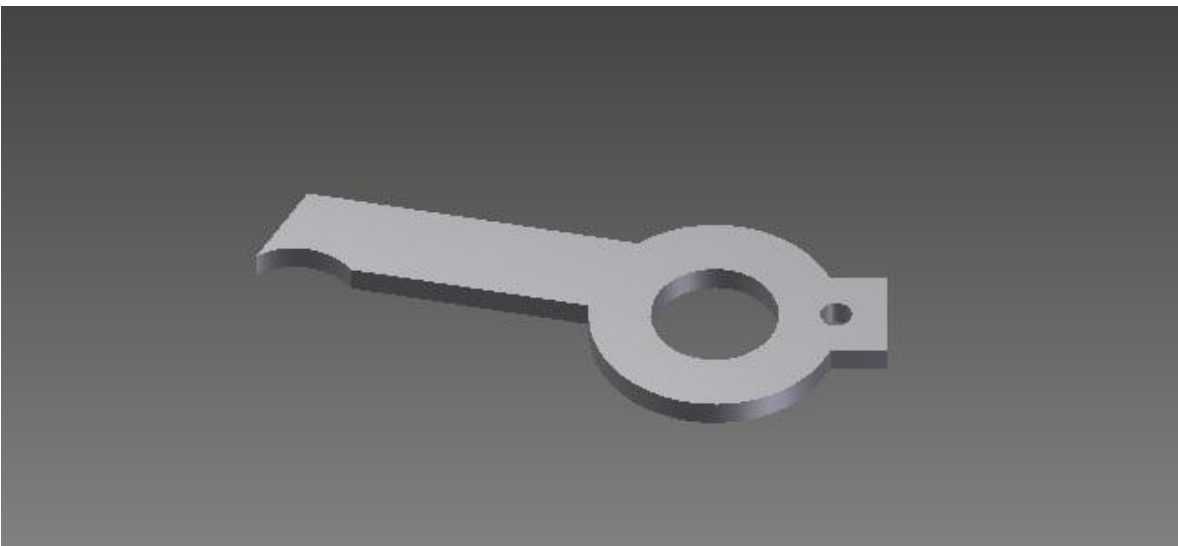
Imagen 2.2.2 11 Eje de pedal

En el Eje de pedal estarán fijadas las dos bases para que se de el funcionamiento de giro hacia un lado y hacia el otro para poder tener los movimientos con los cuales trabajará.



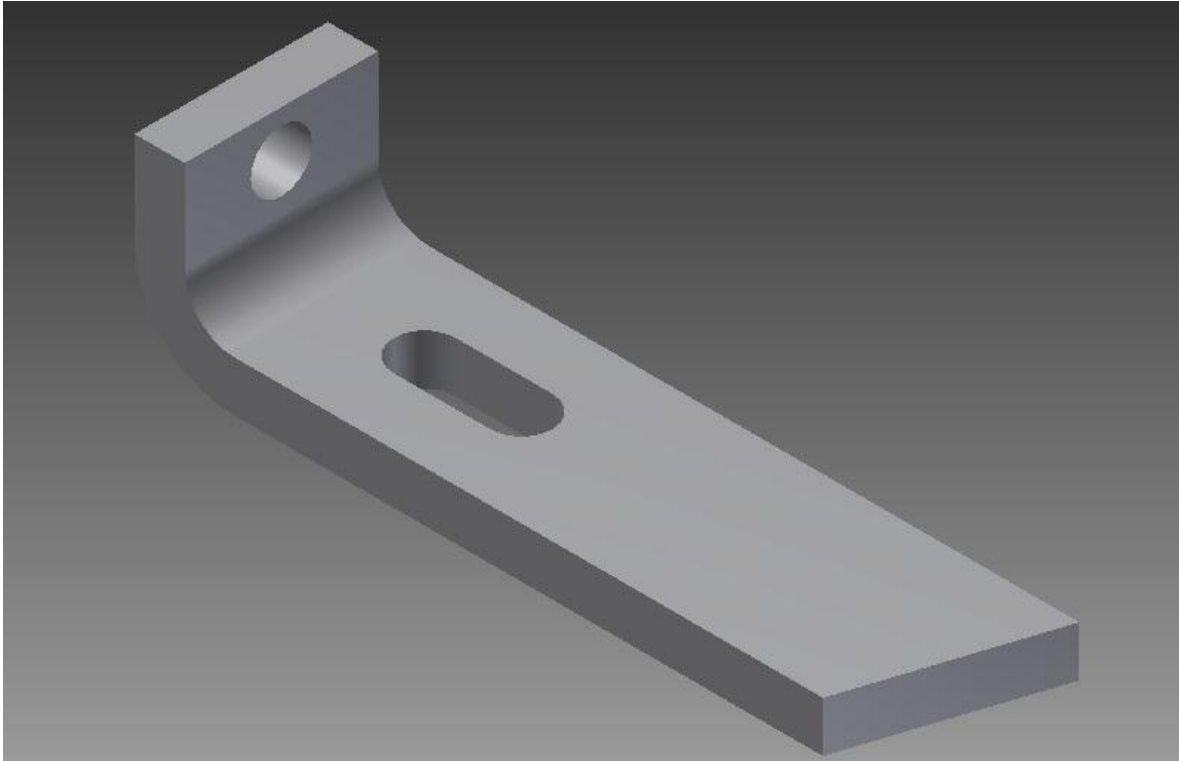
**Imagen 2.2.2 12 Estrella**

Esta es una estrella que en este caso proponemos hacerla en corte laser, y su finalidad es que se encargará de girar el perno al cual estará fijo el cable principal para irlo enrollando.



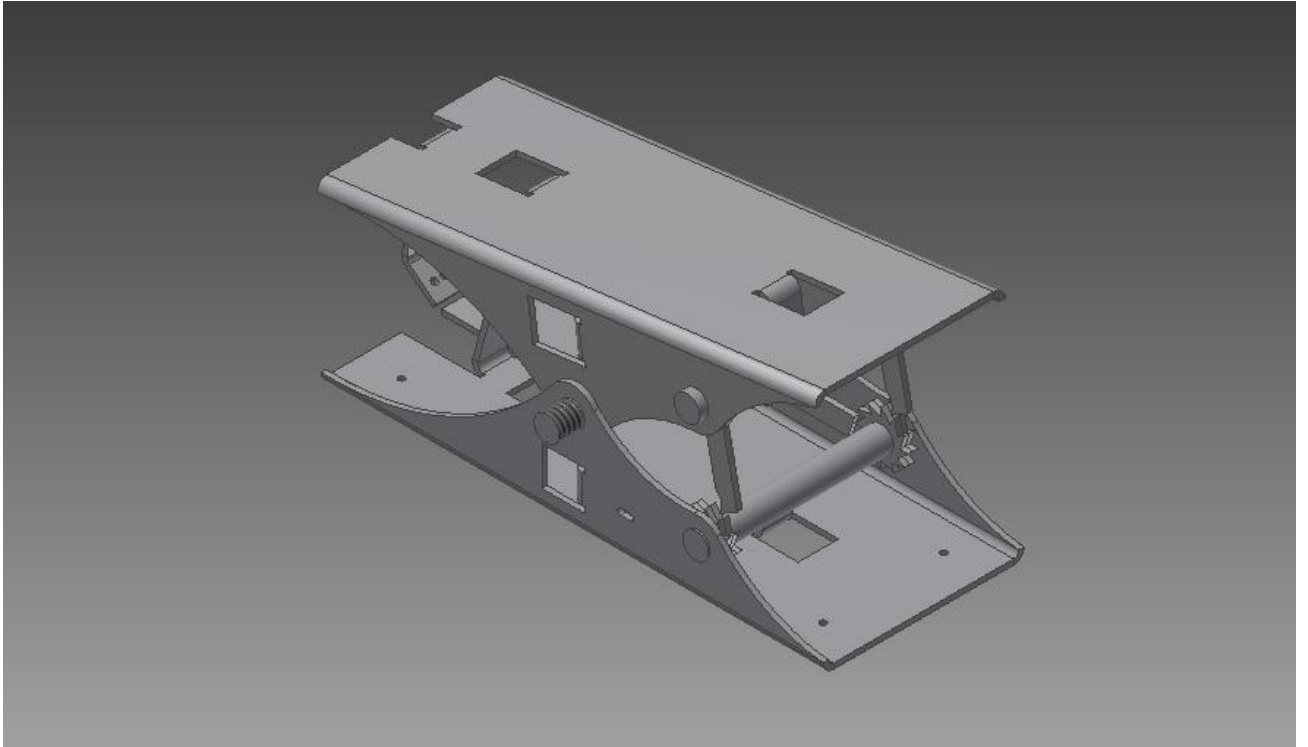
**Imagen 2.2.2 13 Seguro y accionamiento de la estrella**

Esta pieza está pensada en que al ir empujando la estrella hacia uno de sus lados pueda enrollar el “cable principal”.



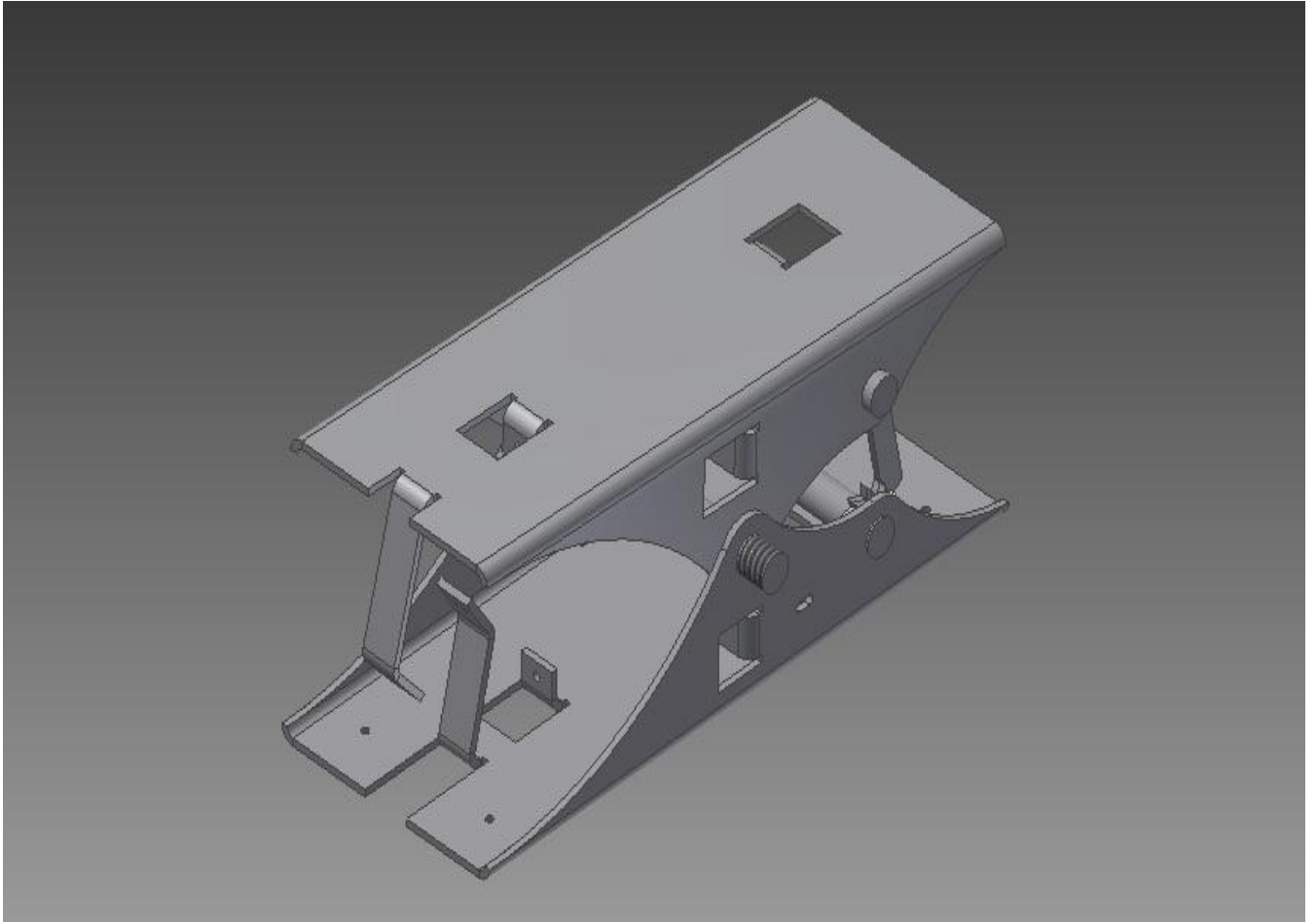
**Imagen 2.2.2 14 Seguro pasivo de estrella**

Este es un seguro que mantendrá la estrella fija, en esta pieza se tiene un dobléz el cual es para fijar el chicote en esta pieza, poner el separador en el dobléz del pedal y al final envolviendo el chicote quedara un resorte que mantendrá este seguro accionado para que la estrella no gire, al accionar el pedal este será jalado dejando junto con los demás seguros y gancho liberando la estrella y el “cable principal”.



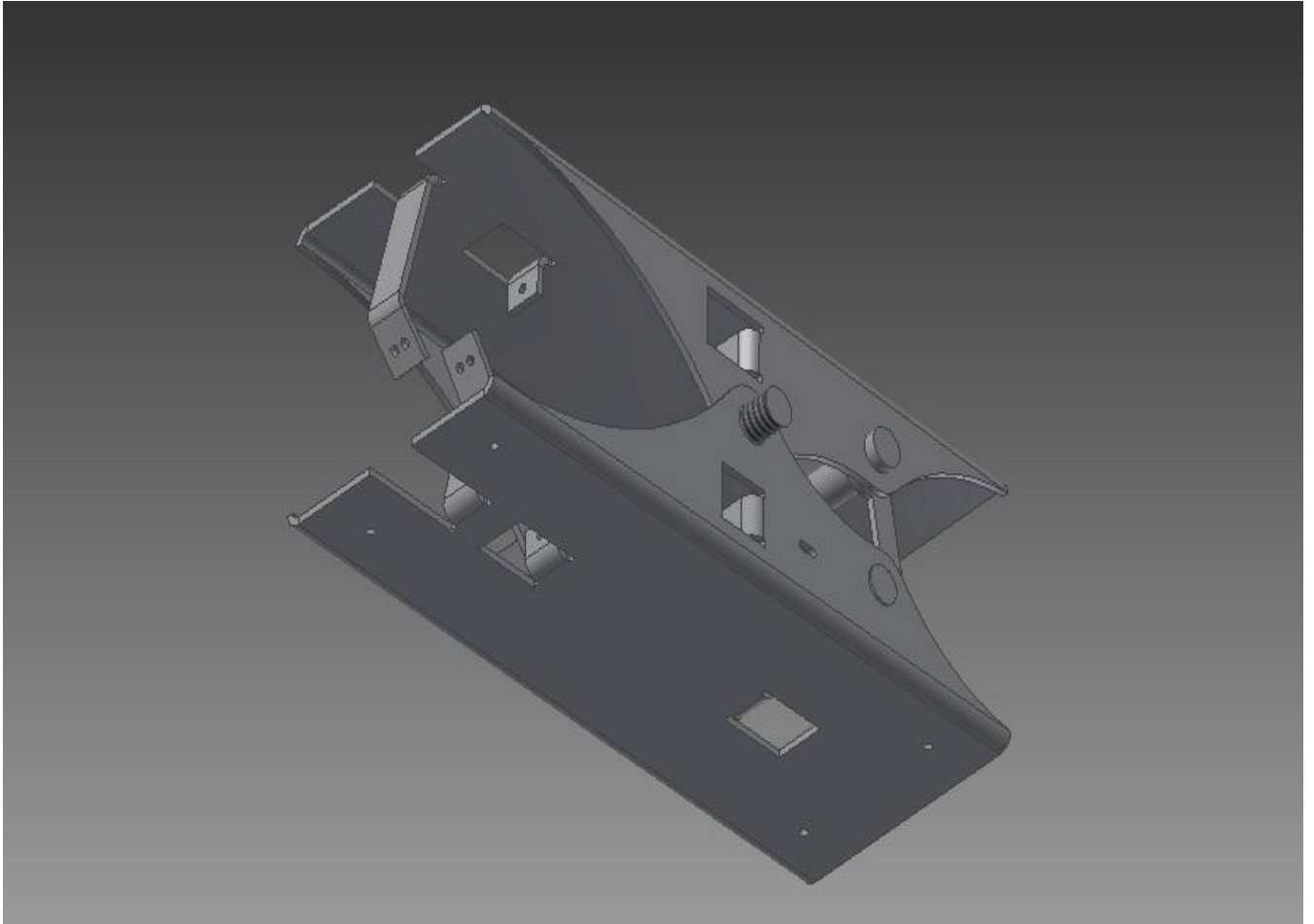
**Imagen 2.2.2 15 Pedal ensamblado**

En esta imagen podemos ver como es la configuración de la estrella y del seguro que servirá tanto para empujar la estrella hacia un lado para enrollar sobre el perno al cual están fijadas el “cable principal” y éste jale el sistema de poleas y al soltarlo libere la estrella y se suelte el sistema completo dejando la banda sin tensión.



**Imagen 2.2.2 16 Pedal ensamblado**

En esta imagen podemos apreciar como quedará la configuración de las láminas donde estarán fijos los “chicotes”, que tendrán como única función la de liberar los seguros que tiene la estrella, así como el gancho del freno.



**Imagen 2.2.2 17 Pedal ensamblado**

En ésta podemos apreciar algunos de los dobleces que tendrá el pedal, es éstos irán acoplados una serie de resortes que serán los que permitirán a los seguros regresar y sujetar la estrella, después de haber accionado el pedal con el fin de liberar el sistema.

### **3. Diseño Mecatrónico**

#### **3.1 Antecedentes**

Para el movimiento de la plataforma se requiere que el usuario no descienda del vehículo, sino que pueda controlarla desde la cabina del automóvil. Es por eso que se pretende utilizar un control remoto de radiofrecuencia que emita una señal para iniciar el movimiento.

Para ello se plantea un sistema parecido al control de puertas automáticas de garaje. El funcionamiento de estas puertas automáticas es sencillo: se utiliza un control con una serie de bits definidos que se modularán a una frecuencia tal, esta señal será recibida por el actuador para ser filtrada y procesada y abrir o cerrar la puerta si la serie de bits recibidos es la misma que se tiene programada. El procesamiento de esta señal es tanto analógico como digital.

En la parte analógica se hace la modulación de la señal y el filtrado de ésta misma en el control remoto y en el receptor respectivamente. La parte digital debe hacerse con un protocolo para que ambos dispositivos puedan comunicarse y actuar acorde. Este protocolo normalmente es un tren de pulsos a cierta frecuencia y de periodo variable que el receptor interpretará como bits según la frecuencia que se haya asignado para los cortes en el tren de pulsos.

Cuando se envía una señal que el receptor puede procesar, se utiliza una etapa de control para accionar los actuadores y que los mecanismos encargados de la apertura o cierre de puertas se lleven a cabo. Algunos sistemas utilizan una o dos señales: una para la apertura y una para el cierre. Sin embargo, esto puede hacerse también con una sola señal. Esto, es claro, se refleja en el número de botones que se deben utilizar en el control que se utiliza.



Estos receptores pueden utilizar controles hechos por el mismo fabricante o genéricos. La gran mayoría tiene la posibilidad de sincronizarse con varios controles y cada uno tiene su forma única de hacerlo. Desde el uso de DIP Switches (uno en el control y otro en el receptor), hasta una sincronización automática entre control y receptor.

Para que la plataforma pueda girar en dos sentidos se debe tener un motor capaz de girar en ambos sentidos. Esto puede lograrse con un motor de corriente directa o un motor trifásico.

También se debe tener en cuenta que la velocidad angular de la plataforma no puede ser muy alta para evitar accidentes, lo cual requiere un sistema motor reductor que permita disminuir las altas revoluciones por minuto de un motor y convertirlas en par mecánico.

### **3.2 Análisis dinámico y de potencia**

Para determinar los componentes que se utilizarán en el diseño electrónico, primero debemos determinar el motor que debe utilizarse. Esto está ligado directamente con la potencia necesaria para mover la plataforma.

Este análisis dinámico involucra obtener el momento de inercia de la plataforma respecto a su eje de giro, el par necesario para obtener la aceleración angular requerida y determinar la velocidad angular final de la plataforma.

Teniendo en cuenta las ecuaciones básicas de dinámica para el cálculo de par y potencia tenemos que:

$$\tau = I \cdot \alpha$$

y

$$P = \tau \cdot \omega$$

donde  $T$  es el par,  $\alpha$  la aceleración angular,  $\omega$  la velocidad angular,  $P$  la potencia e  $I$  el momento de inercia.

Para determinar la potencia necesaria primero debemos hacer algunas consideraciones que se asumen como simplificaciones necesarias del problema que, sin embargo, nos acercan a la solución del problema. La primera de ellas será asumir que la estructura es sólida, homogénea y de forma cónica. Esto para facilitar el cálculo del momento de inercia que deberá utilizarse posteriormente pues la complejidad de estos será menor. También se hace la consideración, para efectos prácticos, que la masa del automóvil está integrada al cono.

Con estas consideraciones, la fórmula para calcular el momento de inercia de masa respecto al eje de simetría que es perpendicular a la base y pasa por el vértice de un cono es la siguiente:

$$I = \frac{3}{10} \cdot m \cdot r^2$$

donde  $m$  es la masa del cono y  $r$  el radio de su base.

Si la masa conjunta de la plataforma y la suburban suman aproximadamente cuatro toneladas, el radio final de la plataforma es de 2.25 metros, la velocidad angular final deseada 1.3 rpm y se desea llegar a esa velocidad en tres segundos, se puede obtener la potencia final requerida para mover la plataforma, que es de 37.52 Watts.

Con esta consideración, y asumiendo que las pérdidas por fricción en el sistema de reducción de velocidad nos arroja una eficiencia de transmisión de potencia de 90%, obtenemos que la potencia mínima requerida que debe suministrar el motor debe ser de 41.69 Watts.

Este dato ideal parte del supuesto que los rodamientos utilizados en la plataforma generan una fricción mínima que puede tenerse por despreciable y no agregan carga ni disminuyen la eficiencia de giro de la plataforma.

### **3.3 Diseño electrónico**

#### **3.3.1.1. Motor**

Para la etapa de potencia se tuvo que elegir un motor que fuese capaz de cambiar de giro. Esto planteó dos posibles alternativas: utilizar un motor de corriente directa o un motor trifásico. Mientras que el motor trifásico representa una problemática de diseño menor para el sistema de cambio de giro (cambiar una fase por otra), sí presenta un problema si la red eléctrica doméstica no es trifásica. Es por ello que se elige un motor de corriente directa de 120 V.

Esto implica que se deben diseñar dos elementos de potencia para el sistema: el circuito de potencia para controlar el giro del motor y la fuente de alimentación de corriente directa.

Para la elección del motor se debe también tener en cuenta la cantidad de energía que requerirá para mover la plataforma. Para ello debemos considerar el análisis dinámico y de potencia que se hizo previamente. Con estos datos podemos concluir que el motor que más conviene es el de  $\frac{1}{4}$  de hp de Siemens (186.5 Watts) con capacitor de arranque para simplificar el circuito que controlará el motor.

Este motor, con una eficiencia del 56%, consume una corriente de arranque de 6.5 Amperes y es ideal para la tarea pues puede dar más potencia de la que se requiere, lo cual nos da un margen en caso de algún imprevisto como fricciones no consideradas causadas por el desgaste de los rodamientos o similares.

#### **3.3.1.2. Puente H**

Para el control de giro es necesario cambiar la polaridad del motor, lo que requiere el diseño de un circuito que lo permita. Por facilidad se pensó en una configuración de puente H. Ahora, el puente H bien se podría diseñar con dos elementos básicos distintos. El tradicional es utilizar transistores BJT o MOSFET. Otra forma es utilizar relevadores, sean mecánicos o de estado sólido. El problema de los relevadores mecánicos es el desgaste con el tiempo, y los relevadores de estado sólido suelen ser costosos. Por otra parte, los relevadores normalmente están aislados y son buenos elementos de control aunque requieren una etapa de baja potencia para activarlos con un control lógico.

Los transistores suelen ser baratos. Sin embargo, no aíslan la parte de control con la de potencia, lo cual requiere que se haga el diseño de una etapa de seguimiento que aisle las etapas. La ventaja radica en no necesitar una etapa de baja potencia para activarlos ya que requieren de poca corriente para ello.

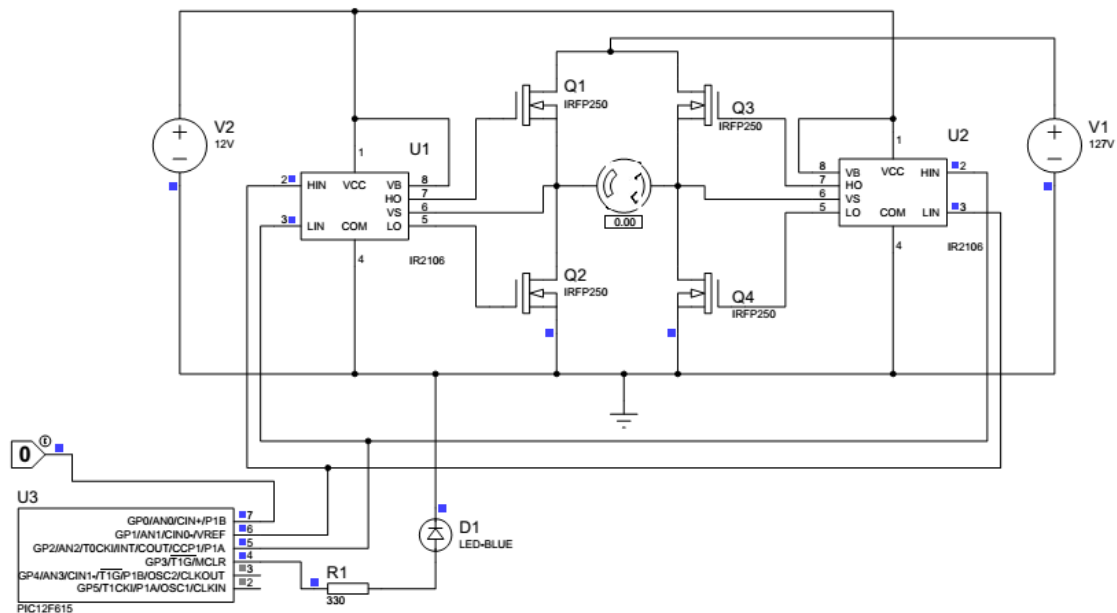
Con ambos elementos se necesita una etapa previa, sea de aislamiento o de potencia. Así pues, haciendo una investigación, se encontró que, mientras no existen puentes H de alta potencia, si existen controladores de puente H diseñados específicamente para utilizarse con transistores tipo MOSFET. Es decir, existe ya un circuito integrado que acondiciona la señal para utilizarse en la etapa de potencia.

Un ejemplo de este circuito integrado es el IR2106, un medio controlador de puente H. Es decir que el circuito tipo puente H bien se puede formar con dos de estos circuitos para formar el puente completo y cuatro transistores sin importar la potencia que estos últimos necesiten. Esto hace que el circuito sea versátil, ya que puede ser utilizado sin importar la corriente que vaya a pasar por los transistores.

Así pues, por facilidad de diseño, se elige utilizar este circuito y transistores tipo MOSFET de canal n que puedan soportar la carga necesaria de al menos 6.5 Amperes. Por ello escogemos el MOSFET IRF631

Una vez que el puente H está formado, activar el motor no requiere más que recibir las señales de control de sentido de giro.

El circuito del puente H conectado con el motor y el microcontrolador sería el siguiente:

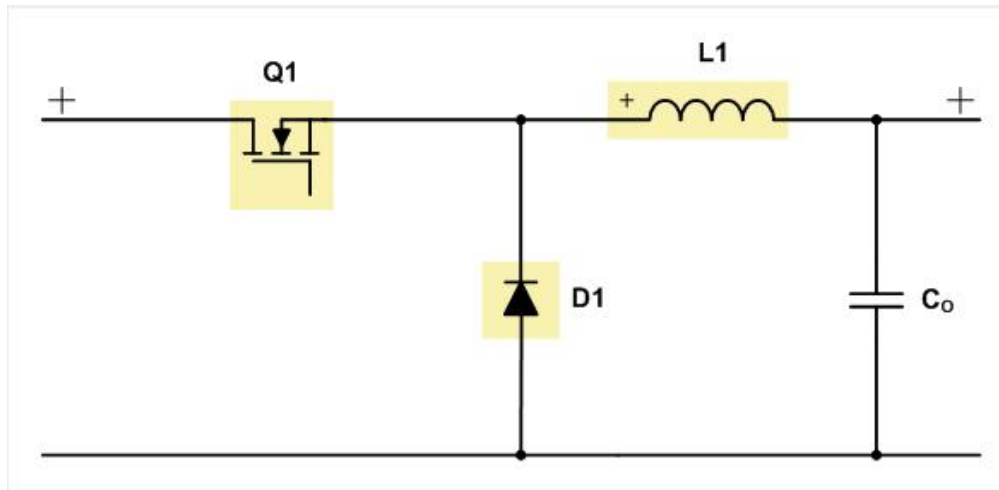


### 3.3.1.3. Fuente

Se debe tener en cuenta que el sistema debe funcionar con sólo conectar el circuito a la toma de corriente. Así pues, se debe tener en cuenta que, con la toma de corriente, se deben alimentar todos los circuitos y el motor. Así pues, la fuente que alimente al sistema debe estar dividida en dos partes: la que alimentará los circuitos de control y la que alimentará el motor cuando este se active.

Para los circuitos de control se propone una fuente sencilla utilizando un transformador, un puente rectificador de diodos y un regulador de voltaje a 12 V y 2 A.

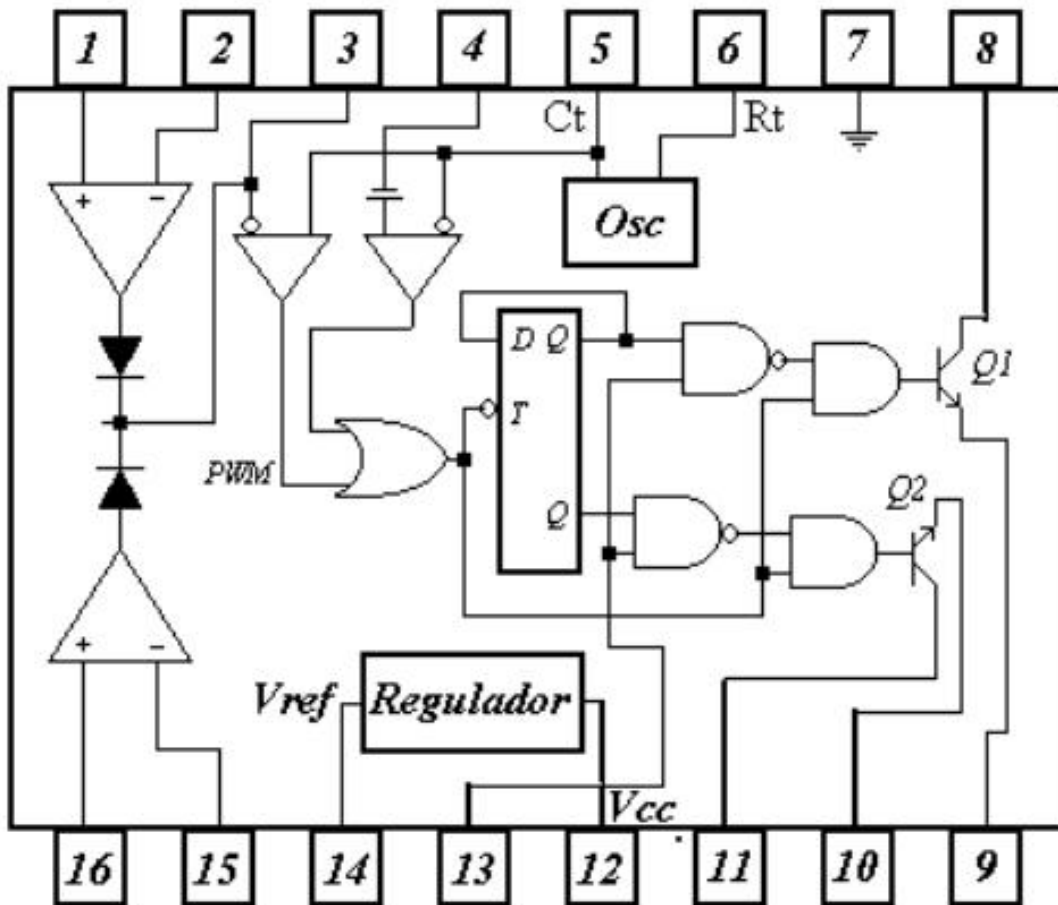
Sin embargo, el diseño de la etapa que alimentará el motor debe ser de mucho mayor cuidado. Así pues, se plantea una fuente conmutada. Para ello se rectificará la señal de la red de alimentación para pasarla de corriente alterna a directa. Para ello se utiliza la configuración de fuente conmutada de bajada como se muestra a continuación:



esta configuración funciona encendiendo y apagando el transistor Q1 a cierta frecuencia de modo que el voltaje de entrada se reduzca al deseado mientras que la configuración del diodo, inductor y capacitor suministran la corriente y aplanan la señal de entrada (ya que esta, al ser tomada de un puente rectificador, es una señal de onda completa, pero no plana). Cuando el transistor se activa, el inductor almacena energía mientras la corriente pasa a través de él, y cuando el transistor se apaga el diodo se activa, disipando el remanente de energía en el inductor en la carga del circuito. El encendido y el apagado normalmente se hace con una modulación de ancho de pulso.

Para ello, se requiere un circuito que regule el encendido y el apagado del transistor. Esto se puede resolver con el circuito integrado TL594, un circuito especial para generar una modulación por ancho de pulso, ideal para este tipo de aplicaciones.

El TL594 está compuesto por dos comparadores de voltajes, un regulador interno de voltaje que puede utilizarse como voltaje de referencia para los comparadores, dos salidas de transistor Darlington, entrada para una configuración RC para determinar la frecuencia de oscilación y control de tiempo muerto. Su esquema es el siguiente:



**TL594**

Donde

Terminal	Función
1	Amplificador de error 1, entrada positiva
2	Amplificador de error 1, entrada negativa
3	Entrada de retroalimentación



4	Etapa de control de tiempo muerto
5	Capacitor para la frecuencia
6	Resistencia para la frecuencia
7	Tierra electrónica
8	Colector del transistor 1
9	Emisor del transistor 1
10	Emisor del transistor 2
11	Colector del transistor 2
12	Entrada de alimentación ( $V_{cc}$ )
13	Control del modo de salida
14	Voltaje de referencia (5 V)
15	Amplificador de error 2, entrada negativa
16	Amplificador de error 2, entrada positiva

Primero determinaremos los parámetros que se requieren para una fuente que alimente con 10 amperes y 127 V la fuente.

Primero se plantea el voltaje de salida y de entrada, que son de 127 y 180 volts correspondientemente y un voltaje de rizo del 2% que equivale a 0.2 veces el voltaje de salida (2.54 V). Con ello se puede determinar el periodo útil de trabajo que debe tener el circuito con la fórmula siguiente:

$$d = \frac{V_o}{V_i}$$

donde  $V_o$  y  $V_i$  representan voltaje de salida y de entrada respectivamente. Así, el periodo útil de trabajo es de 74.81 por ciento.

Para determinar el rectificador de entrada, debemos saber qué corriente pasará por él, que se obtiene de la siguiente manera:

$$I_{rect} = d \cdot I_o$$

De modo que si se requiere una corriente de salida de 8 amperes, la corriente del rectificador será aproximadamente de 6 amperes.

Mientras más grande sea la frecuencia de oscilación, el inductor necesario será menor y más fácil de obtener. Sin embargo, se tiene la limitante del circuito TL594 pues no permite manejar frecuencias mayores a 300 kHz. Así pues, se utiliza una frecuencia de 250 kHz. Eso nos resulta un periodo de oscilación de cuatro microsegundos y, con el periodo útil de trabajo, podemos obtener que el tiempo de encendido del sistema tendrá que ser de 2.99  $\mu$ s y el de apagado de 1.01  $\mu$ s ya que el periodo es el inverso de la frecuencia y la suma del tiempo de encendido y el tiempo de apagado.

Si se considera que hay un rizo de corriente de 25% de la corriente de salida (1.72 A), la inductancia puede calcularse de la siguiente manera:

$$L = \frac{(V_i - V_o) \cdot t_{on}}{\Delta L_i}$$

donde L es la inductancia,  $t_{on}$  el tiempo de encendido y  $\Delta L_i$  la corriente de rizo. Entonces, obtenemos que el valor del inductor debe ser de 74.91  $\mu$ H.

La capacitancia máxima puede calcularse de la siguiente manera:

$$C = \frac{\Delta L_i}{8 \cdot f \cdot v_r}$$

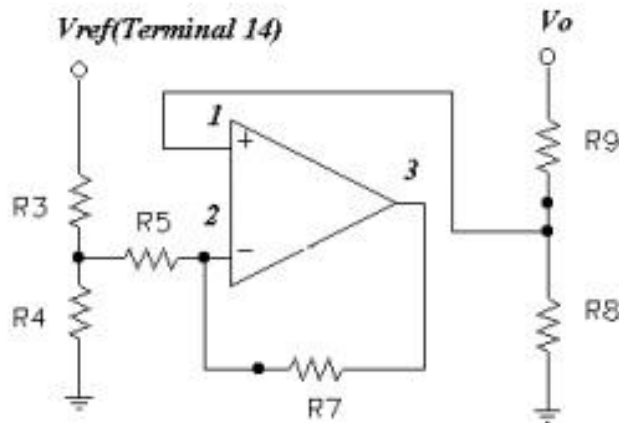
donde  $v_r$  es el voltaje de rizo. Después de sustituir con los valores ya previamente calculados, obtenemos una capacitancia mínima de 339 nF. Así pues, para asegurar una rizo adecuado de la señal, se utiliza un capacitor de 220  $\mu$ F.

Para determinar la frecuencia de oscilación del circuito TL594, se debe seleccionar una configuración RC que nos permita la frecuencia deseada. La fórmula para obtener los valores de la resistencia y el capacitor necesarios (que deben conectarse en las terminales 5 y 6 del circuito integrado), se utiliza la siguiente fórmula:

$$f = \frac{1}{R_t \cdot C_t}$$

Si asumimos un capacitor de 0.01  $\mu$ F, entonces la resistencia requerida es de 400  $\Omega$  para una frecuencia de 250 kHz.

Para controlar el encendido y el apagado del circuito TL594, se utiliza uno de los dos comparadores de voltaje como comparador de error en la siguiente configuración:

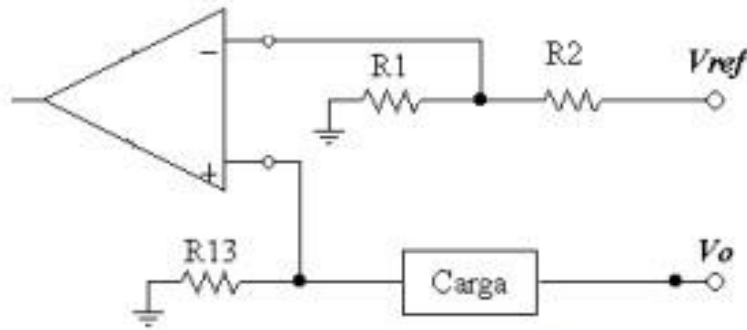


**Amplificador limitador de corriente.**

Esta configuración sirve para conocer el nivel de voltaje que hay en la salida de la fuente y proveer un buen control del PWM. Muestreando la salida de la fuente, se compara con el regulador de referencia interno. Entonces se plantea un par de divisores de voltaje, uno a la salida de la fuente y otro con el voltaje de referencia, y en ambos casos el voltaje de muestra deberá ser de 2.5 V. Para aumentar la estabilidad, la salida se retroalimenta a la entrada negativa con una ganancia de 100.

Así pues, haciendo los cálculos pertinentes de divisores de voltaje para los valores deseados, se obtienen los valores de  $R_3 = 5.1 \text{ k}\Omega$ ,  $R_4 = 5.1 \text{ k}\Omega$ ,  $R_5 = 510 \text{ }\Omega$ ,  $R_7 = 51 \text{ k}\Omega$ ,  $R_8 = 2.5 \text{ k}\Omega$  y  $R_9 = 124.5 \text{ k}\Omega$ .

Como sistema de seguridad, el TL594 tiene otro comparador de voltaje que puede ser utilizado como paro de emergencia de la fuente en caso de un corto circuito o de una demanda mayor de corriente a la que se desea.



**Circuito limitador de corriente.**

Este circuito se puede diseñar de modo que la corriente que pase por la carga de sea limitable. Esto se hace utilizando el divisor de voltaje conformado por  $R_1$  y  $R_2$  y estableciendo un voltaje de referencia que el voltaje mostrado en  $R_{13}$  no debe sobrepasar.

Entonces se especifica que el voltaje en la resistencia  $R_{13}$  no deberá ser mayor a 0.8 V con una corriente de 8 A. Por ello, su valor deberá ser de  $0.1 \Omega$  y los valores del divisor de voltaje, asumiendo que una corriente de 1 mA pasa por él, tendrán que ser de  $R_1 = 4.2 \text{ k}\Omega$  y  $R_2 = 800 \Omega$ . De este modo se garantizan los valores deseados para el corte de corriente a 8 A.

Para el control de encendido y apagado, las terminales 9 y 10 del TL594 se conectarán a la tierra electrónica del circuito mientras que las terminales 8 y 11 se conectaran a la entrada del transistor que servirá de interruptor para la fuente. Dicho transistor será el mismo que hemos utilizado para el puente H (MOSFET IRF631), ya que las características de corriente y voltaje que requieren ambos circuitos son las mismas.

Como medida de protección de arranque se recomienda el uso de un circuito para un arranque suave a fin de evitar las altas corrientes en el encendido de la fuente que pudiesen dañar el circuito integrado. Dicho circuito es sencillo pues sólo requiere una

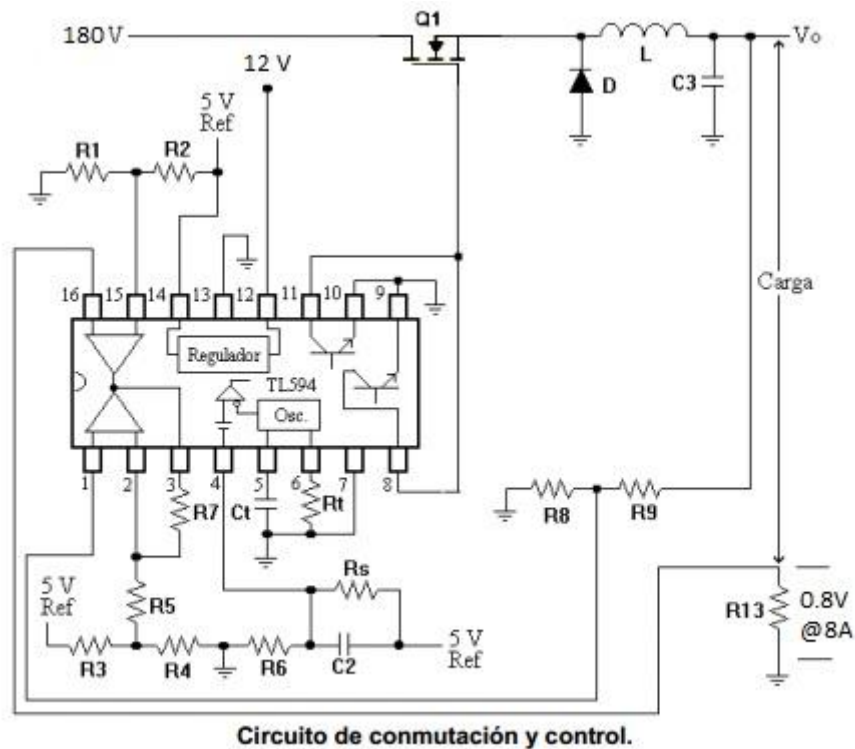
resistencia y un capacitor. Mientras el capacitor conectado entre el voltaje de referencia y la terminal de tiempo muerto del TL594 se carga, el voltaje de referencia descenderá a cero lo que provocará un descenso de 100 a 10 por ciento.

La configuración del circuito RC necesaria se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$C_s = \frac{\text{No. de ciclos}}{R_s \cdot f}$$

Asumiendo una frecuencia de oscilación de 250 kHz y un capacitor de 1 nF obtenemos que la resistencia necesaria para el tiempo muerto de 100 ciclos es de 400  $\Omega$ .

Así pues, el circuito de conmutación de la fuente es el siguiente:



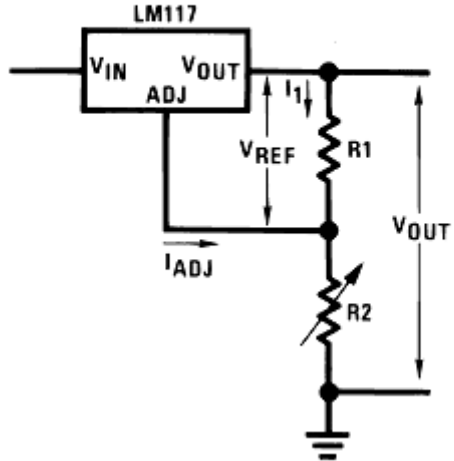
Para la fuente de 12 V que alimentará al receptor, los circuitos lógicos y el circuito de conmutación, se utilizará un transformador de 120 V a 12 V de corriente alterna a 2 A. Los 12 V de salida del transformador se rectifican utilizando un puente rectificador de diodos BR31, capaz de soportar 100 V a 3 A.

Ya habiendo rectificado la señal de 12 V, dado el fenómeno de RMS, el voltaje a la salida de éste será de 18 V no regulados. Así pues, se necesita bajar el voltaje y estabilizarlo. Para ello utilizaremos un capacitor de 2200  $\mu\text{F}$  a la salida del rectificador para aplanar la señal y poder utilizarla en un regulador de voltaje.

Para regular el voltaje se utilizará un LM317T. Este circuito nos permite establecer el voltaje deseado con una configuración de resistencias de ajuste y obtener una salida de corriente de hasta 3.4 A.

El circuito que propone el fabricante para ajustar el voltaje de salida es el siguiente:

$$V_{OUT} = V_{REF} \left( 1 + \frac{R_2}{R_1} \right) + I_{ADJ} R_2$$



Es así como se determina que los valores de  $R_1$  y  $R_2$  son de 1.2 y 10 k $\Omega$  respectivamente, asegurando un voltaje de 12 V con un mínimo margen de error.

Entre la entrada y tierra se deberá conectar un capacitor de tantalio de 0.1  $\mu$ F; lo mismo deberá hacerse entre la salida y tierra. Esto es para dar estabilidad al circuito integrado y obtener una mejor respuesta.

### 3.3.2. Etapa de control

#### 3.3.2.1 Receptor

Es necesario construir un sistema de comunicación de radiofrecuencia modulada para poder hacer llegar la señal de acción al actuador. Para esto se requiere: seleccionar una frecuencia específica, diseñar un protocolo de comunicación entre control (en adelante emisor) y receptor, un codificador, un generador de señales para la frecuencia deseada, un sistema de modulación, un sistema de recepción y demodulación, un sistema de decodificador, un sistema de control y un sistema de actuación.



También es conveniente que la plataforma pueda girar tanto en forma horaria como en anti horaria, pues así es mucho más sencillo controlar la dirección exacta en la que se desea posicionar el vehículo. Por ello se debe pensar que el sistema de control debe poder cambiar de sentido.

Para ello se necesita o un sistema de control capaz de manejar dos señales, o un sistema que utilice una sola señal, pero que sepa diferenciar el sentido en el que debe girar y que siempre debe ser contrario al anterior.

El diseño del sistema de codificación, modulación, demodulación y decodificación son de una gran complejidad y, en caso de que exista alguna falla en cualquiera de los sistemas, la sustitución de los componentes puede ser costoso y difícil. Además que la construcción de un control y un sistema receptor implican el proceso de diseño de varios componentes y circuitos más, lo que aumentaría el costo del producto.

Es por ello que se decide utilizar componentes ya existentes en el mercado que abarcan estas funciones: existen controles genéricos para control de apertura y cierre de puertas y el sistema receptor que decodifica la señal que recibe del control.

Después de una investigación, se encontró que la marca brasileña PPA fabrica tanto emisores como receptores y los costos de estos no son muy altos. Por ello se decide utilizar dos productos suyos: un emisor de dos botones de radiofrecuencia de 433.92 MHz y el receptor Alcance. Este último es capaz de guardar señales de cualquier control que utilice la misma radiofrecuencia, por lo cual no es estrictamente necesario, aunque sí recomendable, utilizar emisores de la misma marca.

El funcionamiento de almacenamiento de controles del receptor es el siguiente. Cuando se pone al receptor en modo de programación mediante presionar simultáneamente el botón del emisor y del receptor, el receptor filtra la señal que proviene del emisor y lee el

tren de pulsos recibidos. Después, almacena este tren de pulsos en una memoria como un tren de pulsos válido para accionar el sistema. El receptor puede almacenar más de cien trenes de pulsos, lo cual es un número más que suficiente si la plataforma es de uso doméstico.

Una vez que los controles están registrados, el receptor generará una señal que se deberá utilizar para el control del sistema. Este control se hará por medio de un microcontrolador PIC (Peripheral Interface Controller) y nos indicará cuando el usuario desea que la plataforma se active.

### **3.3.2.2 PIC**

Para procesar la información que obtenemos del receptor, debemos utilizar un sistema lógico que nos permita decidir qué se debe hacer con dicha información. Para ello se plantea utilizar un microcontrolador PIC de Microchip de gama baja ya que sólo se necesitará guardar la información del sentido del último giro que se dio a la plataforma y activar el puente H. Así pues, no se necesitan más que dos salidas para controlar el sentido de giro del motor y una entrada para recibir la información del receptor.

Para facilidad de diseño de fuentes, se utiliza un el PIC12HV615 ya que permite utilizar el dispositivo con una fuente no regulada mayor a 5V pues incluye un regulador interno de 5V que sólo requiere un configuración de RC en serie para funcionar. Esto nos ahorra por completo un circuito regulador de 5V para la parte lógica que se traduce en un ahorro de tiempo en el diseño y monetario.

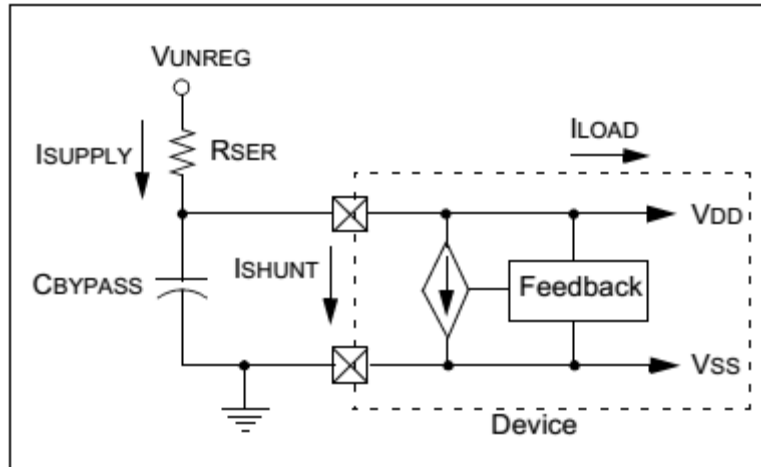


Imagen Circuito RC para el regulador de voltaje interno

Para el cálculo de la resistencia  $R_{ser}$  y  $C_{Bypass}$  se siguen las ecuaciones y procedimientos estipulados en la nota de aplicación AN1035 (anexo) provista por el fabricante Microchip.

Teniendo en cuenta que se diseñó un regulador de voltaje de 12V que no debe presentar una variación de más de medio volt simétricamente, tenemos que el voltaje máximo es de 12.5 Volts y el mínimo de 11.5 Volts. Con esos datos, y asumiendo que las cargas a la salida de los pines son mínimas pues se usarán resistencias de 330  $\Omega$  y 1 k $\Omega$ , resultará en una corriente de salida mínima de 5 mA y una máxima de 15 mA; podemos entonces concluir que los valores de la resistencia  $R_{ser}$  deben variar entre 143.5  $\Omega$  y 323  $\Omega$  y el valor del capacitor  $C_{Bypass}$  no debe exceder los 220 mF. Por ello se eligen como  $R_{ser}$  y  $C_{Bypass}$  los valores de 220  $\Omega$  y 2.2  $\mu$ F respectivamente.

Para el funcionamiento del sistema, se designa la siguiente configuración de pines y variables en el PIC:

I/O	Nombre	Función	Pin
I	rec	Recibe datos enviados por el receptor	GP0

O	s0	Activa el motor en sentido horario	GP1
O	s1	Activa el motor en sentido antihorario	GP2
O	ind	Led indicador de listo para funcionar	GP3
-	gir	Guarda en memoria cuál fue el sentido de giro anterior	-

Tabla 3.1 relación entradas, salidas y variables

Los pines GP1 y GP2 estarán conectados con el puente H por medio de una resistencia de 1 k $\Omega$  y GP3 a un led indicador por medio de una resistencia de 330  $\Omega$ . La conexión con el receptor será directa y sin resistencia entre elementos para no producir pérdidas de voltaje en el receptor.

### 3.3.2.2.1 Programación del PIC

Puesto que el PIC sólo tendrá la función de controlar el giro y dar la orden de giro al puente H, la programación no es muy complicada. Sin embargo, es necesaria ya que, al tener sólo una señal de control del receptor, se necesitan dos señales de salida distintas para que el giro pueda controlarse. Para ello se plantea un sistema de *toggle*. Es decir que con una sola señal de entrada podemos alternar la salida que se obtendrá: cuando se reciba por primera vez el pulso del receptor la plataforma girará en un sentido y cuando se oprima por segunda vez girará en el sentido contrario.

También se desea que haya una espera de cinco segundos entre salida y salida para dar tiempo a la plataforma a frenar y al motor de detenerse y no someterlo a esfuerzos mecánicos y eléctricos que puedan dañarlo.

A continuación se transcribe el programa propuesto y comentado.

```
//Control de cambio de giro Motor CD 127V

#include <12HV615.h>

#include <math.h>

#fuses INTRC_IO,NOWDT,NOPUT,NOMCLR,NOPROTECT,IOSC8,NOBROWNOUT

#use delay(clock=8000000 ) // FOsc = 8 MHz

#define rec input(PIN_A0)

#define s0 PIN_A1

#define s1 PIN_A2

#define ind PIN_A3

#define retardo delay_ms(5000)

int gir;

//Funcion principal

void main (void)

{
    //Inicializa

    output_low(s0); //Pone en bajo la salida s0

    output_low(s1); //Pone en bajo la salida s1
```

```
output_high(ind); //Pone en alto la salida de indicador listo

gir=0;           //Inicia la variable de giro

while(true)

{

    if (rec) //Si recibe la señal del receptor

    {

        if(gir) //Si la variable gir es 1

        {

            while(rec) //Mientras reciba la señal del receptor

            {

                output_high(s0); //Pone en alto el primer sentido de giro

                output_low(ind); //Apaga el led indicador

            }

            output_low(s0); //cuando se deja de recibir, se apaga

            retardo;           //Espera 5 segundos

            gir=0;           //Cambia de estado la variable gir

        }

    }

    else

    {

        while(rec) //Si gir está en cero
```

```

    {           //hace lo mismo que en el anterior, pero con

    output_high(s1); //s1 para dar giro en sentido contrario

    output_low(ind);

    }

    output_low(s1);

    retardo;

    gir=1;

    }

}

else

{

    output_high(ind); //Si no recibe, prende el led indicador

}

}

}

```

Como podemos observar, el programa no es complejo pero cumple con las funciones requeridas por el sistema para controlar el puente H que activará al motor.

### **3.4 Acople de electrónica con mecánica**

Una vez que ya se tienen resueltos los sistemas de transmisión y de potencia, se deben acoplar para que la potencia mecánica del motor mueva a la plataforma.

Como ya se mencionó anteriormente, se utilizará un motorreductor para disminuir las revoluciones que entrega el motor en una relación de 1 a 60, para después transmitir el movimiento al sistema de poleas. La primera polea de dicho sistema se acoplará al eje del motorreductor con un cuñero. El cuñero deberá fijarse mediante seguros para evitar que este tenga holgura y pueda zafarse del eje.

El diseño del cuñero debe ser específico para cada motorreductor, por lo que no se puede plantear un diseño específico que satisfaga a todos los motorreductores. Sin embargo, el eje del motorreductor puede adaptarse para ser utilizado como cuñero, lo cual facilita el uso de este.



#### 4. Costos

Para el cálculo del costo del costo de manufactura de la plataforma, se tomo la decisión de contactar especialistas (técnicos torneros, herreros, corte láser, corte plasma, etc.) para la elaboración de cada una de las piezas. Como se puede observar en la tabla 4 1, se tomo como referencia el tamaño o longitud que se comercializa para cada perfil, esto permite que considerando un margen de error en el corte de los perfiles se pueda aproximar la cantidad de piezas que se requieren para la construcción de la plataforma.

MATERIAL PREFABRICADO UTILIZADO EN LA PLATAFORMA											
NUMERO DE PIEZA EN PLANO	MATERIAL	TAMAÑO	CALIBRE	CANTIDAD [m]	NUMERO DE PIEZAS	TOTAL EN PLATAFORMA [m]	CALCULO EN PIEZAS	PERDIDAS	TOTAL CON PERDIDAS	PRECIO	TOTAL
1	PTR	2"x2"	ROJO	2.0028	12	24.0336	8.71278		10	\$430.00	\$4,300.00
2				1.99515	12	23.9418					
3				0.35844	12	4.30128					
SUMA TOTAL						52.27668					
4	PTR	2"x1"	14	0.22526	12	2.70312	12.17958		13	\$222.00	\$2,886.00
6				0.15245	12	1.8294					
8				0.07963	12	0.95556					
14				1.11554	12	13.38648					
15				0.85611	12	10.27332					
16				0.60644	12	7.27728					
17				0.35676	12	4.28112					
19				0.4405	12	5.286					
20				0.4405	24	10.572					
21				0.4587	36	16.5132					
SUMA TOTAL						73.07748					
14	MASISO REDONDO	1/2"		0.55813	12	6.69756	3.00728		4	\$95.00	\$380.00
5				0.48169	12	5.78028					
7				0.46382	12	5.56584					
SUMA TOTAL						18.04368					
SOLERA		2"x1/8"				14.1372	2.3562		3	\$135.00	\$405.00
PLACA	ACERO	1/8"	1.524X6.096	1	PERFILES AJUSCO SOLO MANEJA 1.524X3.048	ADAPTANDONOS	6		6	\$ 2,178.00	\$ 13,068.00
			1.524X3.048	3							
			1.2192X2.4384	1							
TOTAL A PAGAR EN MATERIAL											\$21,039.00

Tabla 4 1 Costos

Las piezas que se muestran en la tabla 4 1, tienen especificados tanto los números de piezas en plano como las dimensiones del perfil y las cantidades de este a utilizar, además de marcar el precio unitario y el precio total de los perfiles totales.

NUMERO DE PIEZA EN PLANO	MATERIA L	TAMAÑO	CALIBR E	CANTIDA D [m]	NUMER O DE PIEZAS	TOTAL EN PLATAFORM A [m]	CALCUL O EN PIEZAS	PERDIDA S	TOTAL CON PERDIDA S	PRECI O	TOTAL
solera											
12	acero	4x1/4"			132	9.708	3.97425				
contorno					2	14.1372					
Placa											
11	acero	2x1/4"			24	11.928	1.988				
12					12						
9					12						
Placa											
5	acero	5x10x1/4"			6	340.182	0.52728				
11		122x305x0.635cm			24	929.04	4149.45				
10					1	3220.41					
Tobo											
3	acero	ced. 40 de 2"			1	0.483	0.0805				
cuadrado											
10	acero	1 3/4"			6	0.804	0.134				
Redondo											
9	acero	1 3/4"			6	0.9	0.15				
Angulo											
7	acero	2x2x1/2"			12	0.612	0.102				
18		2x2x3/8"			48	1.2	0.2				

**Tabla 4 2 Continuación de costos**

Como se puede observar en las tablas 4 1 y 4 2 los costos de los materiales mostrados son los comerciales y los precios brindados por el distribuidor, pero considerando los precios que los fabricantes nos brindaron y sus consideraciones que ellos manejan para las piezas que fabrican.

Para el caso de los herreros consultados, estos manejan un costo de manufactura equivalente al costo de los materiales, al contrario de los torneros que los precios que manejan, es del 800 % del costo del material.

Para las piezas manufacturadas directamente, ya sea por un fabricante o por empresas dedicadas al corte, ya sea plasma o laser, se especifica en las tablas que a continuación se presentan (tablas 4 3, 4 2).

RODAMIENTOS			
MODELO	PRECO + IVA	IVA	PRECIO TOTAL
SKF 6308- 2 RODAMIENTOS	499	79.84	578.84
623132-RSI		0	0
TIMKEN CONICO 566/563A			
CONO	1890	302.4	2192.4
TAZA	750	120	870
	TOTAL		3641.24

**Tabla 4 3 Rodamientos**

CORTE LAMINA LASER (PEDAL)			
PIEZA	PRECIO +IVA	IVA	PRECIO TOTAL
BASE UNO	180	28.8	208.8
BASE DOS	180	28.8	208.8
RIEL	60	9.6	69.6
GUIA	60	9.6	69.6
	TOTAL		556.8

**Tabla 4 4 Corte laser**

CORTES DE PLACAS CON PLASMA						MAQUINADAS
FORMA	MEDIDA [CM]	CALIBRE [IN]	PRECIO	IVA	PRECIO TOTAL	PRECIO MAQUINADAS
CIRCULAR	65	1	1393.8	223.008	1616.81	12934.464
CIRCULAR	32	2	686.8	109.888	796.688	6373.504
CUADRADA	11X11	1/4	19.5	3.12	22.62	180.96
REDONDA	17	2	191.9	30.704	222.604	1780.832
REDONDA	17	1/4	33.3	5.328	38.628	309.024
REDONDA	20	1/4	36.36	5.8176	42.1776	337.4208
	TOTAL				2739.53	21916.2048

**Tabla 4 5 Corte Plasma**

## 5. Conclusiones

Al inicio del proyecto se deseaba diseñar una plataforma que permitiera reducir el área de maniobras en un estacionamiento de dimensiones reducidas. El proyecto debía ser de bajo costo utilizando elementos comerciales, de fácil mantenimiento, larga vida, que pudiese ser controlada desde la cabina del automóvil y que pudiese ser utilizada en caso de falla eléctrica. Todos estos objetivos se lograron cumplir.

La especificación de que la plataforma fuese de bajo costo y de elementos comerciales se pudo obtener mediante el uso del concepto de ménsula, ya que esta podía ser construida con dichos elementos sin disparar los valores de esfuerzos en la estructura general. Esto es importante ya que la relación entre la robustez del sistema (la carga que podía soportar) y la cantidad de material a utilizar, se logró en un rango óptimo para costos.

Esto se pudo obtener gracias a la iteración de versiones que se realizaron en el proyecto, descartando problemas que surgieron, como lo fueron los métodos de unión entre los distintos elementos. Usando este último caso como ejemplo, pudimos observar que hay soluciones que, si bien resuelven algunos problemas simples en funciones secundarias, generan otros mayores en funciones primarias. Es decir, el fácil armado de las ménsulas, utilizando pernos, resolvía el problema secundario de ensamble, sin embargo la robustez de las ménsulas podía verse comprometida, cosa que no sucedía si se soldaban los elementos. Este proceso de iteración nos permitió depurar todas las partes del diseño, llevándolas al punto más óptimo.

También se puede concluir que, si bien hay elementos de un sistema que se pueden diseñar, también conviene buscar en el mercado algo similar que pueda utilizarse en él. Esto lo pudimos comprobar en el diseño del sistema de transmisión y en la electrónica:

era mucho más sencillo y económico utilizar poleas y circuitos comerciales que diseñar, manufacturar y ensamblar subsistemas. El ahorro muchas veces no sólo era económico, sino de tiempo, ya que, por ejemplo, el diseño de un circuito de radiofrecuencia, tanto de receptor como de emisor, resultaba más complejo y tardado que utilizar y acoplar un sistema ya comercial.

Respecto a los tres conceptos elementales (forma de la plataforma, transmisión y electrónica), debemos concluirlos individualmente.

Para el caso de la estructura básica de la plataforma, concluimos que la ménsula fue la mejor opción, dado que era la estructura que mejor distribuía los esfuerzos, y que nos permitió el uso de materiales más ligeros, pero que en conjunto daba una mayor rigidez. El uso de doce de estas ménsulas también fue importante ya que ayudaban a distribuir de manera uniforme las cargas aplicadas en puntos intermedios.

Respecto al sistema de reducción de velocidad y embrague, se puede concluir que el sistema de poleas puede ser tanto económico como fácil de adaptar a las distintas necesidades que surgieron, ya que requiere menos espacio de operación, menor tiempo de diseño y de bajo costo comparado con un tren de engranes o transmisión por cadena. También pudimos observar que era mucho más económico diseñar sistemas flexibles que rígidos por las mismas razones: era mucho más barato utilizar lámina doblada, pestillos y chicotes que barras rígidas.

De la parte electrónica pudimos ver que puede ser mucho más sencillo y barato comprar elementos ya contruidos que diseñar los propios, como se mencionó anteriormente en la selección de sistemas de comunicación por radiofrecuencia. Sin embargo, hay otros que sí resultan mucho más baratos diseñar y producir por cuenta propia. Tal fue el caso de la fuente, ya que requeríamos alimentar un motor de 120 V en corriente directa que podía

ser construida y diseñada con elementos básicos. Esto redujo el problema a una simple elección de parámetros y cálculos de resistencias, capacitancias e inductancias de los elementos sin requerir una precisión fina o una programación compleja.

También pudimos observar que la interacción de los sistemas afecta directamente en el diseño de cada una de sus partes y que no se debe perder de vista ningún subsistema en el proceso de diseño de un producto.

La mayoría de las soluciones obtenidas fueron a partir de conceptos básicos. Si bien el análisis de cualquiera de las partes no fue sencillo, haber utilizado ideas básicas ayudó en gran medida a la resolución de problemas y a desarrollar respuestas satisfactorias a las especificaciones que se requerían. Es decir, a veces la mejor solución es la más sencilla.

## 7. Bibliografía

- Askeland, Donald R. y Phulé, Pradeep P., *Ciencia e ingeniería de los materiales*, cuarta edición, México, Cengage Learning, 2008.
- Bedford, Anthony y Fowler, Wallace, *Mecánica para ingeniería*, vol. Estática, primera edición, México, Pearson Educación, 2000.
- Beer, Johnston, Clausen, *Mecánica vectorial para ingenieros*, vol. Estática, octava edición, México, McGrawHill, 2007.
- Beer, Johnston, Clausen, *Mecánica vectorial para ingenieros*, vol. Dinámica, octava edición, México, McGrawHill, 2007.
- Beer, Johnston, DeWolf, *Mecánica de materiales*, cuarta edición, México, McGrawHill.
- Blank, Leland y Tarquin, Anthony, *Ingeniería económica*, sexta edición, México, McGrawHill, 2006.
- Dorf, Richard C. y Svoboda, James A., *Circuitos eléctricos*, sexta edición, México, Alfaomega, 2006.
- Floyd, Thomas L., *Dispositivos electrónicos*, octava edición, México, Pearson-Prentice Hall, 2008.
- Frenzel, Louis E., *Sistemas electrónicos de comunicaciones*, primera edición, México, Alfaomega, 2003.
- Rashid, Muhammad H., *Electrónica de potencia: circuitos, dispositivos y aplicaciones*, Tercera edición, México, Pearson-Prentice Hall, 2004.