

**UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ**

**Colegio de Ciencias e Ingenierías**

**Análisis Cinemático y Diseño de un Mecanismo Para  
Realizar Mediciones de Inercia en Dinamómetros de  
Chasis.**

**Roberto Alexander López Rodríguez**

**Ingeniería Mecánica**

Trabajo de integración curricular presentado como requisito  
para la obtención del título de:  
Ingeniero Mecánico

Quito, 16 de diciembre de 2019

# UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

## Colegio de Ciencias e Ingenierías

### HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

**Análisis Cinemático y Diseño de un Mecanismo Para Realizar Mediciones  
de Inercia en Dinamómetros de Chasis.**

**Roberto Alexander López Rodríguez**

Calificación:

\_\_\_\_\_

Nombre del profesor, Título académico

Paul Arauz , PhD.

Firma del profesor

\_\_\_\_\_

Nombre del profesor que calificó los  
entregables, Título Académico

Alfredo Valarezo, PhD.

Firma del profesor

\_\_\_\_\_

Quito, 16 de diciembre de 2019

### **Derechos de Autor**

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante: \_\_\_\_\_

Nombres y apellidos: Roberto Alexander López Rodríguez

Código: 00115955

Cédula de Identidad: 1718905720

Lugar y fecha: Quito, 16 de diciembre de 2019

## RESUMEN

El presente trabajo consistió en diseñar un mecanismo transportable, con la capacidad de sostener un sistema de masa-poleas sobre sí, para utilizarlo en mediciones de momento de inercia de los rodillos de un dinamómetro de chasis, con el objetivo de obtener valores correctos de potencia relacionados a cargas parasitas del dinamómetro, y consecuentemente un valor acertado de las emisiones de gases en un vehículo. Este sistema tiene el potencial de ser empleado por las empresas que realizan la revisión vehicular en la ciudad de Quito, con el fin de garantizar las mediciones de potencia realizada a los vehículos antes a la obtención del permiso de circulación.

Con el propósito antes mencionado, se utilizó teoría de máquinas y mecanismos para diseñar un sistema con los grados de libertad necesarios para su correcto funcionamiento, y se obtuvo un mecanismo que, en configuración de despliegue y armado, posee 1 grado de libertad, y en su configuración de operación posee 0 grados de libertad.

Un análisis cinemático se realizó sobre cada eslabón del ensamble para determinar las fuerzas de reacción a las que están sometidos los elementos del mecanismo, obteniendo una fuerza máxima de compresión de 4436.4 [N], y una de corte de 3519.7 [N].

El análisis de esfuerzos se realizó con las cargas obtenidas en el análisis cinemático, obteniendo así un esfuerzo normal máximo de  $\sigma = 4.9$  [MPa], y un esfuerzo cortante máximo en las juntas de  $\tau = 28.7$  [MPa].

Se utilizaron modelos computarizados para analizar la estructura y obtener los factores de seguridad de acuerdo con los esfuerzos que se presentaron sobre el mecanismo. De acuerdo con el esfuerzo equivalente máximo de von Mises, de  $\sigma_{vm} = 31.578$  [MPa], se determinó que el material más apto para los eslabones del mecanismo es el aluminio 6061 que es un material liviano y posee un esfuerzo de cedencia de 240 [MPa] con una sección rectangular hueca de 50x100 mm y 4 mm de espesor. Para los pasadores del mecanismo se seleccionó acero A36 que tiene un esfuerzo de cedencia de 250 [MPa] con una sección circular redonda sólida lisa de diámetro 12.5mm, lo cual le proporciona al mecanismo un factor de seguridad global de 8.

**Palabras clave:** Momento de Inercia, Inercia Equivalente, Movilidad, Cargas Parásitas, Esfuerzo de von Mises, Grado de libertad, Esfuerzo de Cedencia, Factor de Seguridad, Centro de Verificación Vehicular, Dinamómetro de Chasis, Balancín, Biela-Manivela.

## ABSTRACT

The present work consisted of designing a transportable mechanism, with the ability to hold a pulley-mass system over it, with the task of performing moment of inertia measurements of the rollers of a chassis dynamometer, with the aim of obtaining correct power values related to parasite loads of the dynamometer, and consequently a correct value of the gas emissions in a vehicle. This system has the potential of being used by the companies that carry out the vehicle inspection in the city of Quito, in order to guarantee the power measurements made to the vehicles prior to obtaining the circulation permits.

With the aforementioned purpose, the theory of machines and mechanisms was used to design a system with the necessary degrees of freedom for its correct operation, and a mechanism was obtained, which in deployment and assembly configuration has 1 degree of freedom, and in its operation configuration has 0 degrees of freedom.

A kinematic analysis was performed over each link of the mechanism to determine the reaction forces to which the elements of the mechanism are subjected, obtaining a maximum compression force of 4436.4 [N], and a shear force of 3519.7 [N].

The stress analysis was performed with the loads obtained in the kinematic analysis, thus obtaining a maximum normal stress of  $\sigma = 4.9$  [MPa], and a maximum shear stress at the joints of  $\tau = 28.7$  [MPa].

Computer models were used to analyze the structure and obtain the safety factors according to stresses present on the mechanism. According to the maximum equivalent von Mises stress of  $\sigma_{vm} = 31.578$  [MPa], it was determined that the most suitable material for the links of the mechanism is aluminum 6061 which is a lightweight material and has a yield stress of 290 [MPa] with a hollow rectangular section of 50x100 mm and 4 mm thickness. For the pins of the mechanism, A36 steel was selected, which has a yield of 250 [MPa] with a solid round circular section of 12.5 mm diameter, which gives the mechanism a global safety factor of 8.

**Key words:** Moment of Inertia, Equivalent inertia, Mobility, Parasitic Loads, Von Misses Stress, Degree of Freedom (DOF), Yield Stress, Safety Factor, Vehicle Verification Center, Chassis Dynamometer, Rocker, Slider-Crank.

**TABLA DE CONTENIDO**

1. Introducción.....	10
2. Desarrollo del Tema.....	14
2.1 Diseño preliminar del mecanismo.....	19
2.2 Análisis Cinemático y de Movilidad Libertad.....	22
2.3 Análisis de Fuerzas.....	24
2.4 Análisis de Esfuerzos y Diseño de secciones.....	32
2.5 Selección de Materiales y Determinación del Peso del Mecanismo.....	34
2.6 Modelo CAD.....	37
2.7 Simulación Computacional.....	38
2.8 Componentes Adicionales.....	40
3. Conclusiones.....	43
Referencias.....	44

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 2.3.1</b> – Resumen de Ecuaciones de Equilibrio para el Mecanismo.....	28
<b>Tabla 2.3.2</b> – Resumen de Cálculo de Reacciones.....	31
<b>Tabla 2.3.3</b> – Resumen de Cálculo de Reacciones Resultante Máximas.....	31
<b>Tabla 2.4.1</b> – Resumen de Cálculo de Esfuerzos y Secciones Transversales de Diseño.....	34
<b>Tabla 2.5.1</b> – Resumen de Propiedades de Materiales Seleccionados.....	35
<b>Tabla 2.5.2</b> – Factores de Seguridad de Eslabones y Pasadores.....	36
<b>Tabla 2.5.3</b> – Cálculo de Peso en kg del Mecanismo Completo.....	37

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 2.0.1</b> – Sistema de Polea con rodillo giratorio.....	16
<b>Figura 2.0.2</b> – Secuencia de las Etapas del Diseño.....	19
<b>Figura 2.1.1</b> – Idea Preliminar de Diseño del Sistema.....	19
<b>Figura 2.1.2</b> – Mecanismo con Eslabones Telescópicos.....	20
<b>Figura 2.1.3</b> – Esquema Tijera.....	20
<b>Figura 2.1.4</b> – Esquema de Gata.....	20
<b>Figura 2.1.5</b> – Mecanismo Combinado.....	21
<b>Figura 2.1.6</b> – Mecanismo Biela-Manivela.....	21
<b>Figura 2.1.7</b> – Mecanismo de 4 Barras.....	21
<b>Figura 2.1.8</b> – Esquema de Combinación de Mecanismos.....	21
<b>Figura 2.2.1</b> – Movilidad y Grados de Libertad del Mecanismo de 4 barras.....	22
<b>Figura 2.2.2</b> – Movilidad y Grados de Libertad del Mecanismo Biela Manivela.....	22
<b>Figura 2.2.3</b> – Grados de Libertad de Mecanismo en Configuración Estática.....	23
<b>Figura 2.2.4</b> – Grados de Libertad de Mecanismo en Configuración Dinámica.....	23
<b>Figura 2.3.1</b> – Carga de entrada aplicada al mecanismo en posición baja.....	24
<b>Figura 2.3.2</b> – Carga de entrada aplicada al mecanismo en posición alta.....	24
<b>Figura 2.3.3</b> – Distribución de Cargas de Entrada.....	25
<b>Figura 2.3.4</b> – Esquema de notación para análisis de fuerza en eslabones con eslabón de bloqueo.....	25
<b>Figura 2.3.5</b> – Análisis de Posición Usando Inventor.....	30
<b>Figura 2.4.1</b> – Perfil de Sección Rectangular Hueca.....	32
<b>Figura 2.4.2</b> – Diagrama de Esfuerzos de Corte en Pasador.....	33
<b>Figura 2.5.1</b> – Dimensiones de Eslabones y Pasador.....	36



<b>Figura 2.6.1</b> – Ensamble CAD de Mecanismo en Posición de Operación Alta y Baja.....	37
<b>Figura 2.7.1</b> – Condiciones de Borde y Cargas Para el Análisis.....	38
<b>Figura 2.7.2</b> – Mallado del Mecanismo Para el Análisis.....	38
<b>Figura 2.7.3</b> – Resultados de Análisis Mediante Elementos Finitos: Esfuerzos.....	39
<b>Figura 2.7.4</b> – Resultados de Análisis Mediante Elementos Finitos: Desplazamientos.....	40
<b>Figura 2.8.1</b> – Componentes Adicionales del Mecanismo.....	41
<b>Figura 2.8.2</b> – Caja Para Almacenamiento y Transporte del Mecanismo.....	42

## 1. INTRODUCCIÓN

En la industria automotriz, es bien conocido que cualquier vehículo que tenga un motor de combustión interna operado con cualquier tipo de combustible, produce una cierta cantidad de gases contaminantes. En algunos casos, estas emisiones de gases de carbono pueden estar sobre el rango permitido de entre 5.0 y 7.3 *g/milla*, o debajo de el (INEN, 2017), por lo que este es un parámetro muy importante que debe medirse en cualquier vehículo, ya que será una medida de cuánto contamina el medio ambiente. Un vehículo debe tener sus emisiones de gases dentro de un cierto rango establecido y aplicado por las regulaciones ambientales de cada país, y debido a esto, un vehículo debe someterse a una inspección que incluya esta medición de emisiones de gases.

Por lo general, un centro de verificación vehicular tiene muchos dispositivos que realizan todo tipo de mediciones sobre un vehículo, entre ellos, medidores de presión para las ruedas de un automóvil, nivel de aceite, revisión de la computadora del automóvil, revisión de sistemas eléctricos y dinamómetros de chasis. De esta lista, el último elemento es con el que se relaciona el presente proyecto. Por ejemplo, los dinamómetros son dispositivos que se utilizan para simular diferentes condiciones de las carreteras que un vehículo encuentra mientras conduce, sin la necesidad de salir a la carretera y conducir el automóvil.

Con la ayuda de los dinamómetros de chasis, las condiciones de una carretera se pueden simular en un entorno controlado, dentro de un centro de verificación de vehículos. Esto se hace porque el propósito de tener diferentes condiciones de carretera simuladas, nos permite medir la emisión de gases de un vehículo bajo diferentes configuraciones de conducción. Por ejemplo, un automóvil genera más gases carbónicos cuando va cuesta arriba, a diferencia de una conducción cuesta abajo o a nivel regular, recto.

La potencia general que se relaciona con un cierto valor para las emisiones de gases, es la suma de tres fuentes de potencia diferentes.

$$P_{frenado} + P_{llanta} + P_{parasita} = P_{total} \quad (1)$$

Con el fin de obtener valores confiables de potencia relacionados con una determinada condición de la carretera a través del dinamómetro, es necesario conocer los valores correctos para cada uno de los tres componentes de la potencia total. Para calcular el último término de la ecuación (1), la potencia por cargas parásitas, es importante conocer las características del propio dinamómetro de chasis. Esto es, por ejemplo, saber cuánta potencia se necesita para proporcionar al dinamómetro, para que simule una condición específica de la carretera. Todas las mediciones relacionadas con la potencia y el dinamómetro requieren un conocimiento detallado de los elementos que constituyen esta medición, como la masa de los componentes del dinamómetro, sus velocidades y aceleraciones angulares, y lo más importante, la inercia de sus componentes. Dado que estamos hablando de dinámica rotacional, la necesidad de conocer los valores correctos de momento de inercia de los componentes que se encuentran en dicha rotación, es de alta importancia.

El objetivo del presente trabajo es diseñar un mecanismo portátil, que pueda ser utilizado para realizar el montaje de un sistema de poleas que permita la medición del momento de inercia del rodillo de un dinamómetro de chasis in situ de manera práctica.

El alcance del trabajo es realizar los cálculos cinemáticos y estructurales del mecanismo que aseguren una operación apropiada durante el proceso de determinación de inercia de los rodillos de un dinamómetro in situ.

El método consiste en medir ciertos parámetros que se pueden obtener fácilmente, y que sean independientes de la geometría y masa del rodillo del dinamómetro, como la aceleración lineal de la masa del sistema de poleas-masa que se describe en la siguiente sección, y usar estos parámetros medidos, para realizar el cálculo del momento de inercia de un componente bajo un movimiento de rotación. Con los valores de inercia de cada componente en el dinamómetro, se encuentra un nuevo valor, llamado inercia equivalente ( $M_{eq}$ ), que es la

suma de todas las inercias medidas de cada componente del dinamómetro de chasis (Wang et al., 2009).

Con la inercia equivalente es posible determinar las cargas parásitas ( $F_{parasita}$ ) presentes durante la rotación de los rodillos del dinamómetro (Wang et al., 2009). Una vez obtenido el valor de las cargas parásitas, y conociendo la distancia desde el punto de aplicación de estas fuerzas con respecto a otro punto de interés, es posible determinar el torque ( $\tau_p$ ) asociado con las cargas mencionadas.

En resumen, el orden en el que se realiza la obtención de momento de inercia, y por consiguiente el valor de pérdidas de potencia por cargas parásitas es el siguiente:

$$a \rightarrow I_{rodillo} \rightarrow I_{tot} \rightarrow M_e \rightarrow F_p \rightarrow \tau_p \rightarrow P_{par}$$

Para que un dinamómetro proporcione valores confiables de potencia en un vehículo en diferentes condiciones de la carretera, el valor para los tres componentes de la ecuación 1 debe ser confiable. En el caso de las pérdidas parásitas de potencia, es importante medir este valor correctamente; de lo contrario, se calculará mal el valor global de potencia. El problema a nivel nacional es que existen muchos centros de verificación vehicular con los dinamómetros de chasis que se utilizan para medir las emisiones de los vehículos, que actualmente no están calibrados debido a la falta de un método práctico para determinar la inercia de los componentes giratorios de los dinamómetros in situ.

Los componentes rotativos de los dinamómetros de chasis vienen con un valor dado de su momento de inercia, provisto por el fabricante, pero con el tiempo, los dinamómetros se desgastan, sufren cambios en su masa y geometría debido a las cargas constantes de vehículos que son montados sobre ellos, e incluso se llegan a reemplazar todos los rodillos del dinamómetro, sin actualizar sus valores de momento de inercia y por lo tanto, se cambia el valor de inercia de todo el sistema, conduciendo a un valor de la potencia total que no

terminaría siendo el correcto, lo que se traduce en un valor engañoso de las emisiones de gases del vehículo relacionado con una determinada potencia de entrada.

Este problema hace que muchos vehículos que se someten a una inspección, potencialmente puedan pasar o reprobado una prueba de emisión de gases, que quizás, bajo condiciones de calibración apropiadas del dinamómetro, hubiera dado un resultado distinto.

## 2. DESARROLLO DEL TEMA

El propósito principal del diseño del mecanismo es que el método para la medición del momento de inercia de los rodillos se pueda llevar a cabo en rodillos de grandes o pequeños tamaños en los dinamómetros de chasis y en cualquier sitio. Esto da lugar a la definición del sistema y sus requisitos.

El mecanismo tiene que estar en condiciones de:

- Tener la capacidad de sostener el sistema de poleas y las cargas asociadas con esto (150-250 kg)
- Ser desplegable y con capacidad de regular su altura.
- Ser transportable
- De fácil construcción

Estos lineamientos para el diseño del mecanismo son pensados para obtener un producto final que sea práctico, y que no implique mayor complicación para su utilización.

El método para determinar el momento de inercia de los dinamómetros de chasis, está aproximado en primera instancia a la determinación analítica del momento de inercia de un cilindro sólido, el cual se define a partir de la definición general del momento de inercia de un cuerpo rígido:

$$I = \int r^2 dm$$

Con apoyo de la definición matemática de densidad, y sustituyendo el diferencial de masa en la ecuación de momento de inercia se obtiene.

$$\rho = \frac{dm}{dV}$$

$$dm = \rho dV$$

$$I = \rho \int r^2 dV$$

Para obtener una expresión del diferencial de volumen ( $dV$ ) en términos de una geométrica de fácil medición, usamos la definición del volumen de un cilindro sólido y derivamos respecto de la variable de interés que sería el radio ( $r$ ).

$$V = \pi r^2 L$$

$$\frac{dV}{dr} = \frac{d}{dr}(\pi r^2 L)$$

$$\frac{dV}{dr} = 2\pi r L$$

Se despeja el diferencial de volumen y sustituimos en la ecuación de momento de inercia, obteniéndose la siguiente expresión:

$$dV = 2\pi r L dr$$

$$I = \rho \int r^2 2\pi r L dr$$

$$I = 2\pi L \rho \int r^3 dr$$

Recurriendo nuevamente a la definición de densidad y sustituyendo el valor del volumen de un cilindro sólido, y reemplazando nuevamente en la fórmula de momento de inercia, obtenemos la expresión experimental para determinar el momento de inercia de un cilindro, en función de su radio.

$$\rho = \frac{m_{\text{rodillo}}}{V} = \frac{m_{\text{rodillo}}}{\pi r^2 L}$$

$$I = 2\pi L \frac{m_{\text{rodillo}}}{\pi r^2 L} \int r^3 dr$$

$$I = 2 \frac{m_{\text{rodillo}}}{\pi r^2} \int r^3 dr$$

$$I = 2 \frac{m_{\text{rodillo}}}{\pi r^2} \left[ \frac{r^4}{4} \right]_0^R$$

$$I = 2 \frac{m_{\text{rodillo}}}{\pi r^2} \left[ \frac{R^4}{4} - \frac{0^4}{4} \right]$$

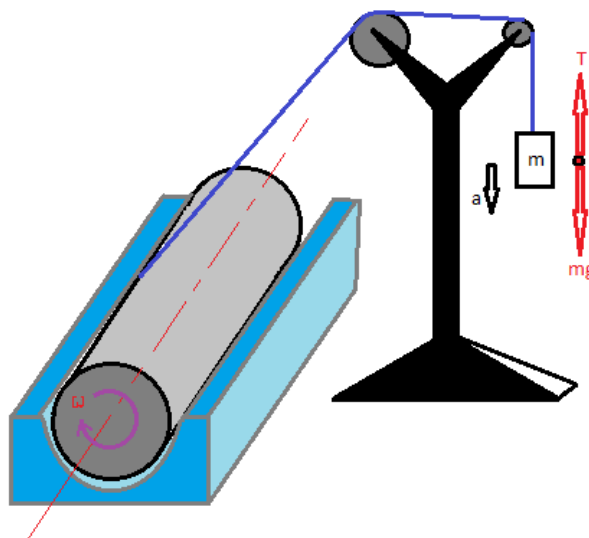
$$I = 2 \frac{m_{\text{rodillo}} R^4}{\pi r^2 4}$$

$$r = R$$

$$I = \frac{m_{\text{rodillo}} R^2}{2}$$

Para obtener una expresión de inercia en función de una variable que no dependa de la geometría del cilindro, ni de su masa, ya que el cilindro del dinamómetro está sujeto a cambios en su geometría, masa y del cilindro completo, por lo que no sería eficiente tener que sacar los rodillos de los dinamómetros y pesarlos, por lo que se busca obtener una expresión para el cálculo de momento de inercia que esté en función de parámetros de más fácil medición, como es, la aceleración lineal que posee el sistema de los rodillos del dinamómetro.

Con un sistema de dos poleas y una masa como se muestra en la Figura 2.0.1, es posible analizar los parámetros dinámicos del rodillo.



**Figura 2.0.1-** Sistema de Polea con rodillo giratorio



Se realiza el análisis dinámico de segunda ley de Newton con una suma de torques con respecto al centro del rodillo para obtener el momento de inercia del rodillo.

$$\begin{aligned}\sum \tau_0 &= I\alpha = RT \\ &= \frac{RT}{\alpha}\end{aligned}$$

$$a = \alpha R \rightarrow \alpha = \frac{a}{R}$$

$$I = \frac{RT}{\alpha} \quad (3)$$

Planteando la sumatoria de fuerzas de un sistema dinámico obtenemos la fuerza de tensión y se sustituye en la ecuación (1) para obtener la ecuación de momento de inercia en función de la aceleración lineal, y la masa pequeña del sistema de masa-poleas.

$$\begin{aligned}m &= m_{pequeña} \\ \sum F_y &= ma = mg - T\end{aligned}$$

$$T = mg - ma = m(g - a) \quad (4)$$

$$(4) \rightarrow (3)$$

$$I = \frac{R^2 m(g - a)}{a} = mR^2 \left( \frac{g}{a} - \frac{a}{a} \right)$$

$$I = m_{pequeña} R^2 \left( \frac{g}{a} - 1 \right) \quad (5)$$

La ecuación (5) es la que se pondrá a prueba a través del mecanismo que reemplazará el poste con las poleas indicado en la Figura 1.1.

El proyecto del diseño y análisis cinemático del mecanismo implica el empleo del conocimiento de varios campos en la disciplina de la ingeniería. Los métodos para el diseño del mecanismo siguen una secuencia de etapas, siendo la primera etapa la del diseño del mecanismo en sí, junto con la dinámica y la cinemática de los mecanismos.

Se utilizará el criterio de Chevichev-Gruebler-Kutzbach (6) para poder determinar los grados de libertad que se deseen poseer en el mecanismo determinado (Norton, 2015).

$$DOF = M = 3(L - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (6)$$

El criterio expresado en la ecuación (6) es de gran ayuda para poder determinar si el mecanismo se mueve, o no, y en el caso de que si se mueva, con cuántos grados de libertad lo hará. La movilidad o los grados de libertad se utilizan para ver cuantos parámetros de entrada de un mecanismo deben conocerse para poder describir completamente su posición (Norton, 2015).

La segunda etapa en el diseño del mecanismo que va a estar sujeto a cargas de tensión y compresión, tiene como consideración que se debe tomar en cuenta la sección de área transversal adecuada, para el cálculo de los esfuerzos a los que estará sometido cada eslabón del mecanismo. Para ello es necesario analizar las tensiones que se presentan en la estructura del mecanismo, para garantizar que ningún punto del mecanismo muestre deformación plástica. Esto se llevará a cabo a partir del análisis analítico de fuerzas sobre cada eslabón, para posteriormente trabajar sobre los esfuerzos normales (7) que estarán presentes en los eslabones y poder analizar que materiales son los más apropiados para su construcción, y de la misma manera realizar el mismo análisis sobre los elementos que estén sometidos a esfuerzos cortantes (8).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (7)$$

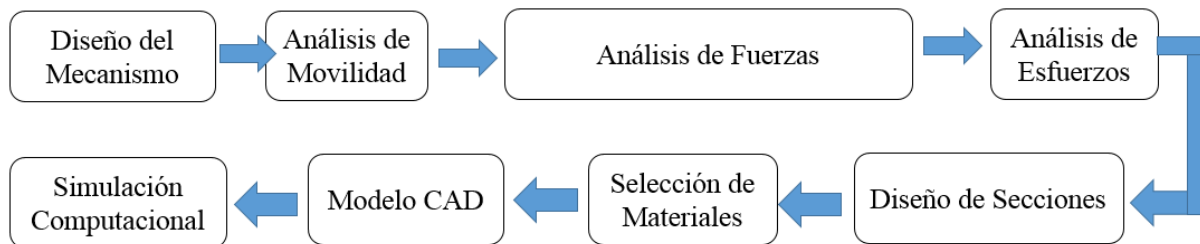
$$\tau = \frac{V}{A} \quad (8)$$

Una vez determinados los esfuerzos a los que estarán sometidos los elementos del mecanismo, se puede determinar el factor de seguridad (9) para la estructura.

$$\eta = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{Permisivo}} \quad (9)$$

Finalmente, una vez obtenidos todos los parámetros en las fases de diseño, se realiza un modelo computarizado (CAD), en el cual se verifica la correcta movilidad y grados de libertad calculados en la primera etapa del diseño, así como el factor de seguridad asociado con los materiales seleccionados para los componentes del mecanismo.

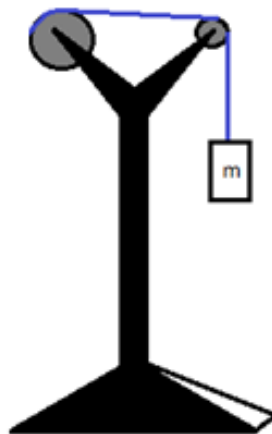
La Figura 2.0.2 ilustra las etapas del proceso de diseño y análisis del sistema.



**Figura 2.0.2-** Secuencia de las Etapas del Diseño

## 2.1 Diseño Preliminar del Mecanismo

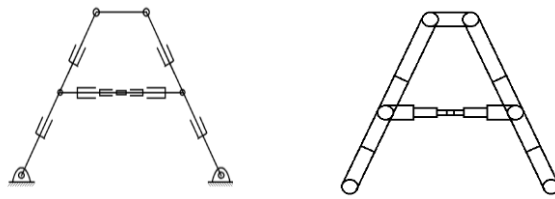
Inicialmente se conceptualizó el sistema como una estructura similar a la de la Figura 2.0.1, es decir, una estructura rígida, pero con características de desmontaje. Este primer diseño, como se puede ver en la Figura 2.1.1, es simple, puede llegar a sostener el sistema de poleas y en teoría, es desarmable.



**Figura 2.1.1-** Idea Preliminar de Diseño del Sistema

Sin embargo esta estructura no es un mecanismo, ya que no puede moverse, lo cual es una desventaja a la hora de querer realizar un montaje dinámico que sea de altura variable. Por lo

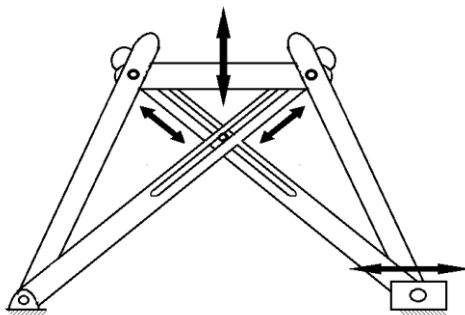
que se ve la necesidad de incorporar una especie de eslabones extensibles o telescópicos como el propuesto en la Figura 2.1.2.



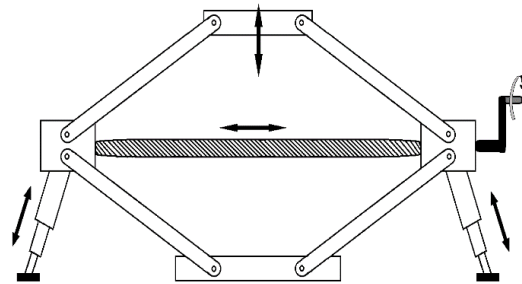
**Figura 2.1.2 - Mecanismo con Eslabones Telescópicos**

Sin embargo, un mecanismo compuesto de eslabones telescópicos puede llegar a proveer con un número muy elevado de grados de libertad, y además puede resultar no ser algo muy estable debido a la cantidad de uniones móviles y de pivotes que posee, por lo cual, un sistema que posea eslabones fijo telescópicos es el enfoque más apropiado.

Considerando que el mecanismo tiene que tener la capacidad de extender su altura de manera regulable, se toma como idea el mecanismo de una tijera y el de una gata hidráulica, de los cuales se ilustra el concepto esquemático de sus mecanismos en las Figuras 2.1.3 y 2.1.4 respectivamente.

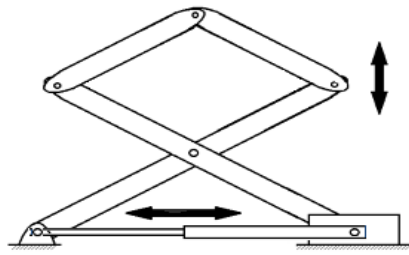


**Figura 2.1.3 - Esquema Tijera**



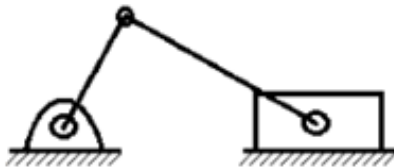
**Figura 2.1.4 – Esquema de Gata**

Los esquemas mostrados en las figuras 2.1.3 y 2.1.4 poseen las características de ajuste de elevación, necesarias para el mecanismo, por lo que utilizando como base el principio del eslabón deslizante del esquema tijera, y la extensión vertical del esquema gata, el diseño del mecanismo combinado se ilustra en la Figura 2.1.5.

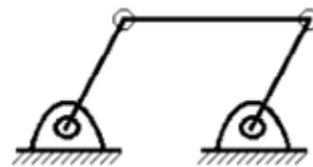


**Figura 2.1.5 - Mecanismo Combinado**

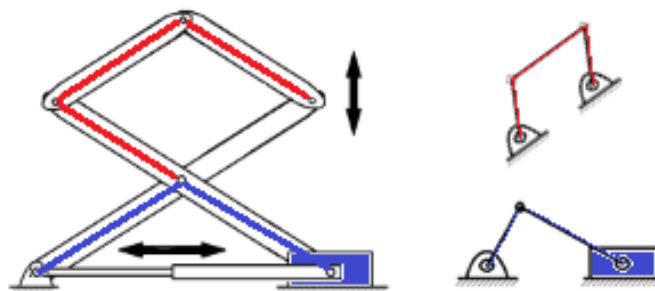
El mecanismo combinado posee la habilidad de elevarse de manera controlada gracias a que el eslabón de tierra tiene la capacidad de extensión y contracción, lo cual emula un mecanismo biela-manivela (Figura 2.1.6) con las mismas características, solo que en este caso, la fuerza motriz del movimiento viene de un elemento adicional. La parte superior del mecanismo se comporta como un mecanismo de 4 barras (Figura 2.1.7), lo cual le permite contraerse y generar la variación de altura, ya que los eslabones superiores cumplen la función de un balancín. La combinación de mecanismos se ilustra en la Figura 2.1.8.



**Figura 2.1.6 - Mecanismo Biela-Manivela**



**Figura 2.1.7 - Mecanismo de 4 Barras**



**Figura 2.1.8 – Esquema de Combinación de Mecanismos**

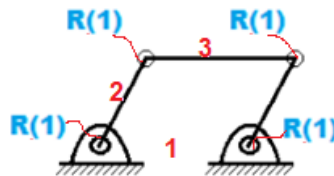
Es importante mencionar que para que el mecanismo pueda operar en movimiento de extensión y contracción, es necesario una fuerza externa, ya sea proporcionada por un driver o una persona que empuje el mecanismo para desplegarlo. En la Figura 2.1.8 se emula el driver a través de un eslabón extensible ubicado a nivel de piso.

## 2.2 Análisis Cinemático y de Movilidad

Una vez definido el mecanismo, es de gran importancia que este no posea problemas de movilidad, es decir, que no se trabe, quede estático, o por el otro lado, que tenga demasiados grados de libertad, resultando en un mecanismo con movimiento excesivo.

Para poder mantener control sobre esto, es necesario conocer cuántos grados de libertad posee el mecanismo. Los dos mecanismos que constituyen el diseño combinado, poseen independientemente, grados de libertad suficientes para un movimiento sencillo.

El mecanismo de cuatro barras que se ilustra en la Figura 2.2.1 por un lado, al poseer 4 eslabones, 2 puntos de anclaje a tierra y 7 uniones de revoluta con 1 grado de libertad, aplicando el criterio de Chevichev-Gruebler-Kutzbach de la ecuación (6) (Norton, 2015), se obtiene lo siguiente:



**Figura 2.2.1** – Movilidad y Grados de Libertad del Mecanismo de 4 barras

$$L = 4$$

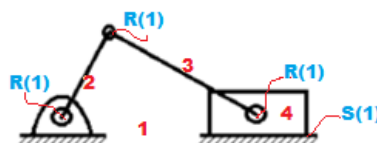
$$J_1 = 4$$

$$J_2 = 0$$

$$DOF = M = 3(4 - 1) - 2(4) - 0$$

$$DOF = 1$$

De la misma forma, el mecanismo de biela manivela ilustrado en la Figura 2.2.2, posee 4 eslabones, 1 punto de anclaje fijo a tierra, 3 juntas de revoluta y una junta deslizante, por lo que se obtiene:



**Figura 2.2.2** – Movilidad y Grados de Libertad del Mecanismo Biela-Manivela

$$L = 4$$

$$J_1 = 4$$

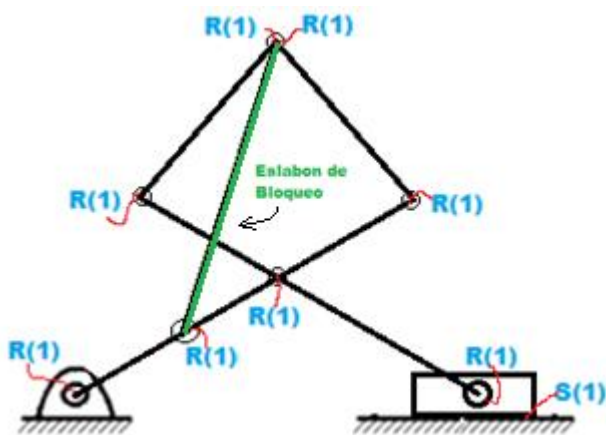
$$J_2 = 0$$

$$DOF = M = 3(4 - 1) - 2(4) - 0$$

$$DOF = 1$$

Ambos mecanismos por si solos poseen 1 grado de libertad, sin embargo, el momento de combinarlos en un solo mecanismo de 6 barras, como se muestra en la Figura 2.2.3, se obtiene un mecanismo complejo, por lo que es necesario validar cuantos grados de libertad posee este, en sus configuraciones de armado (dinámico) y operación (estático).

El análisis de movilidad se ilustra para el caso dinámico y estático en las Figuras 2.2.3 y 2.2.4 respectivamente. En el caso de su configuración estática, se añade al mecanismo un eslabón adicional de bloqueo (señalado con verde), el cual convierte al mecanismo en una estructura.



$$L = 7$$

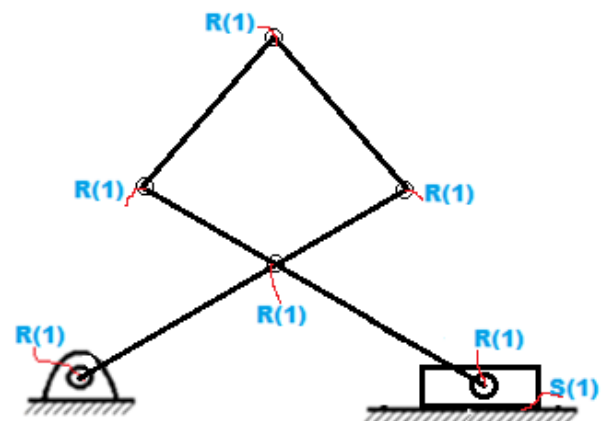
$$J_1 = 9$$

$$J_2 = 0$$

$$DOF = M = 3(7 - 1) - 2(9) - 0$$

$$DOF = 0$$

**Figura 2.2.3** – Grados de Libertad de Mecanismo en Configuración Estática



$$L = 6$$

$$J_1 = 7$$

$$J_2 = 0$$

$$DOF = M = 3(6 - 1) - 2(7) - 0$$

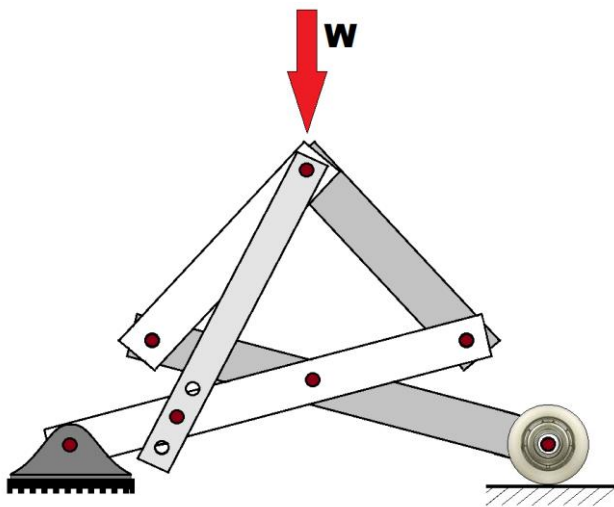
$$DOF = 1$$

**Figura 2.2.4** – Grados de Libertad de Mecanismo en Configuración Dinámica

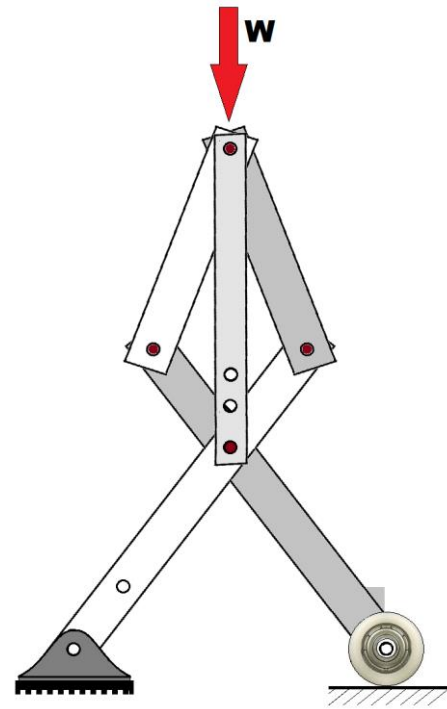
## 2.3 Análisis de Fuerzas

El mecanismo propuesto en las secciones anteriores, tiene como unos de sus requisitos principales, tener la capacidad de soportar las cargas que estarán actuando sobre los distintos eslabones y componentes. Por esto es importante realizar un análisis de fuerzas sobre el diseño, tomando en cuenta las cargas de entrada que posee el sistema.

En la Figura 2.3.1 y 2.3.2 se puede observar el tipo de carga vertical que tiene el mecanismo en su configuración de posición baja y alta respectivamente, como resultado de sostener el sistema de poleas, y la tensión proveniente de la masa colgante, así como del componente vertical que ejerce la tensión de la misma cuerda que se encuentra conectada al rodillo del dinamómetro.



**Figura 2.3.1** – Carga de entrada aplicada al mecanismo en posición baja



**Figura 2.3.2** – Carga de entrada aplicada al mecanismo en posición alta

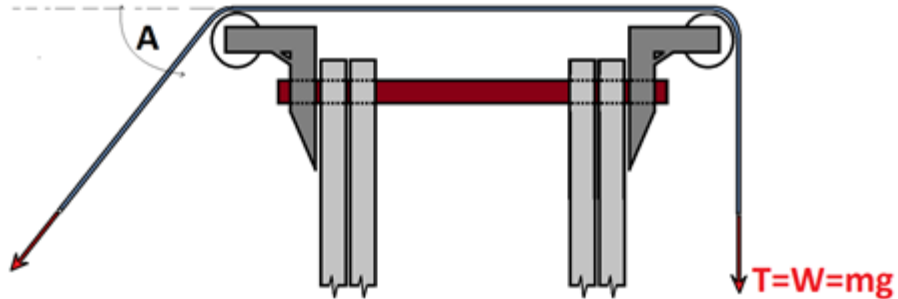
El valor que la carga de entrada  $W$  tiene, es de 5000 [N], y dentro de este valor está contemplado:

- Masa colgante (250 kg lo cual es un aproximado de 2500 N)



- Componente vertical de la tensión de la cuerda (~ 1250 A 2300 N)
- Peso de las poleas ( 15 kg ~ 150 N)

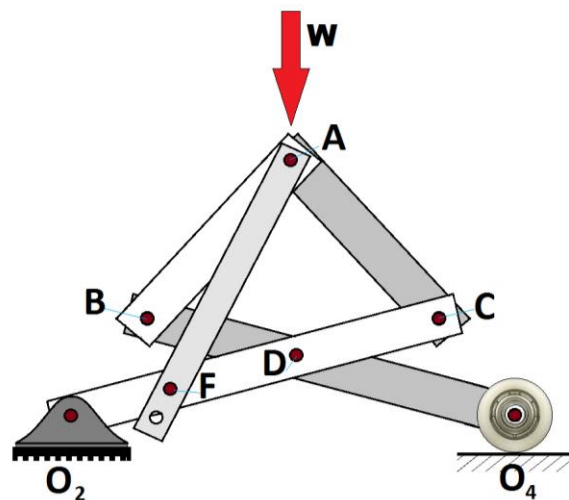
Esta distribución de cargas de entrada se detalla en la Figura 2.11.



**Figura 2.3.3** – Distribución de Cargas de Entrada

Las reacciones que actúan sobre los eslabones y pasadores, son determinadas a través del análisis matricial algebraico de fuerzas.

La siguiente Figura ilustra el esquema de notación utilizada durante el análisis de fuerzas.



**Figura 2.3.4** – Esquema de notación para análisis de fuerza en eslabones con eslabón de bloqueo

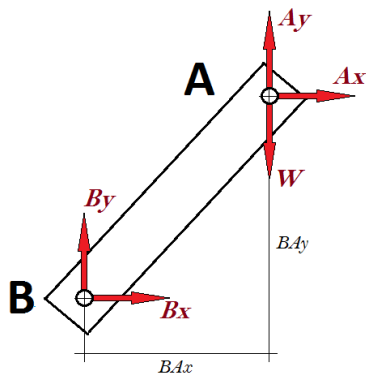
Para realizar el análisis de fuerza en cada elemento del mecanismo, se utilizan las ecuaciones (10), (11) y (12) de equilibrio estático para sumatoria de fuerzas en dirección 'X', sumatoria de fuerzas en dirección 'Y', y sumatoria de momentos respecto a un punto arbitrario respectivamente. En O2 se asume apoyo fijo y O4 apoyo móvil.

$$\rightarrow \sum F_x = 0 \quad (10)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0 \quad (11)$$

$$\sum M_i = 0 \quad (12)$$

Eslabón AB

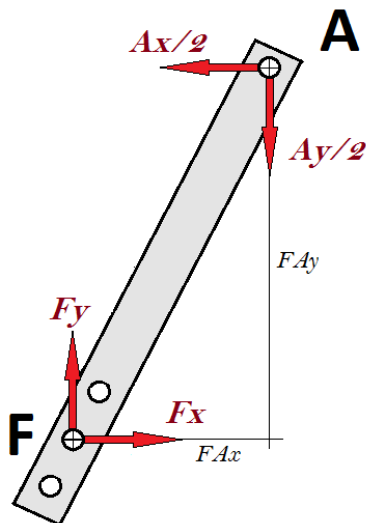


$$\rightarrow \sum F_x = B_x + A_x = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = B_y + A_y - W = 0$$

$$\sum M_A = B_x(BA)_y - B_y(BA)_x = 0$$

Eslabón AF

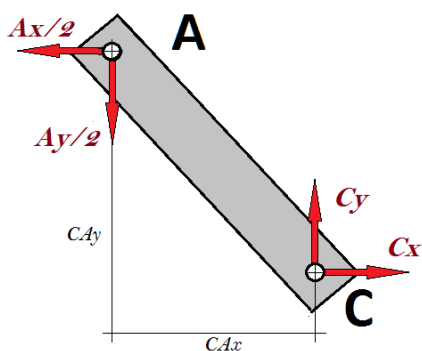


$$\rightarrow \sum F_x = F_x - \frac{A_x}{2} = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = F_y - \frac{A_y}{2} = 0$$

$$\sum M_F = \frac{A_x}{2}(FA)_y - \frac{A_y}{2}(FA)_x = 0$$

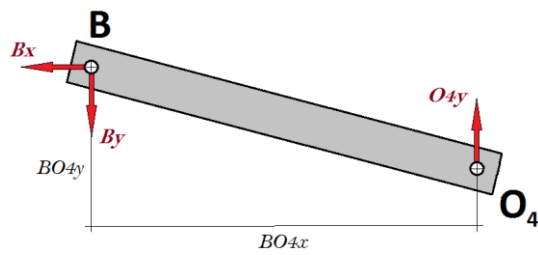
Eslabón AC



$$\rightarrow \sum F_x = C_x - \frac{A_x}{2} = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = C_y - \frac{A_y}{2} = 0$$

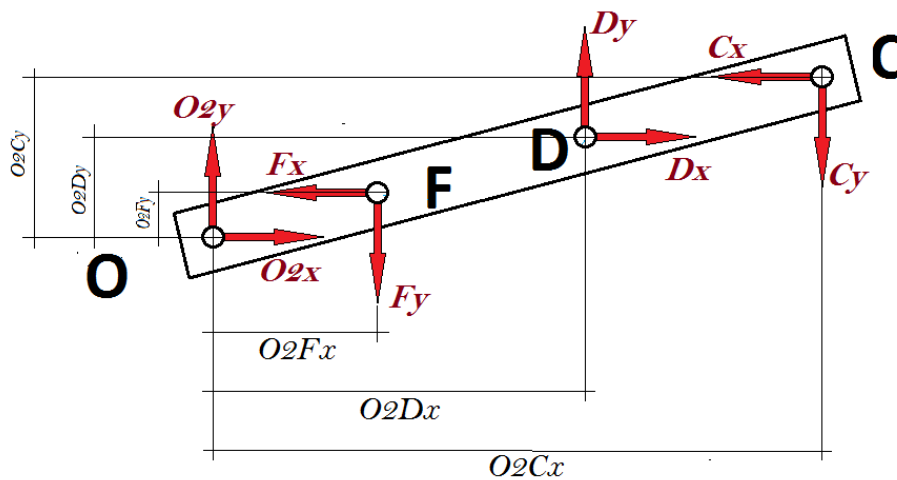
$$\sum M_A = C_x(CA)_y + C_y(CA)_x = 0$$

**Eslabón BO4**

$$\rightarrow \sum F_x = -B_x = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = O_{4y} - B_y = 0$$

$$\sum M_B = O_{4y}(BO_4)_x = 0$$

**Eslabón CO2**

$$\rightarrow \sum F_x = O_{2x} + D_x - F_x - C_x = 0$$

$$\uparrow \sum F_y = O_{2y} + D_y - F_y - C_y = 0$$

$$\sum M_{O_2} = F_x(O_2F)_y - F_y(O_2F)_x - D_x(O_2D)_y + D_y(O_2D)_x + C_x(O_2C)_y - C_y(O_2C)_x = 0$$

El análisis de fuerza se realiza sin considerar el peso de los eslabones ya que el peso que estos poseen, es mucho menor al de las cargas que presenta el mecanismo, así mismo el momento de inercia que estos poseen no se considera ya que el momento de operación del mecanismo, este se encontrará en estado estático. A partir de este análisis se obtiene un sistema de 15 ecuaciones con 15 incógnitas, el cual se resume en la Tabla 2.3.1.

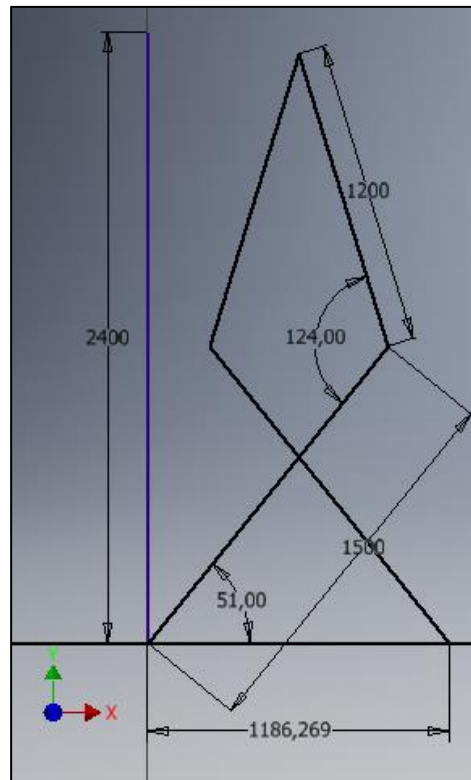
#	Ecuación
1	$B_x + A_x = 0$
2	$B_y + A_y - W = 0$
3	$B_x(BA)_y - B_y(BA)_x = 0$
4	$F_x - \frac{A_x}{2} = 0$
5	$F_y - \frac{A_y}{2} = 0$
6	$\frac{A_x}{2}(FA)_y - \frac{A_y}{2}(FA)_x = 0$
7	$C_x - \frac{A_x}{2} = 0$
8	$C_y - \frac{A_y}{2} = 0$
9	$C_x(CA)_y + C_y(CA)_x = 0$
10	$-B_x = 0$
11	$O_{4y} - B_y = 0$
12	$O_{4x}(BO)_{4y} + O_{4y}(BO)_{4x} = 0$
13	$O_{2x} + D_x - F_x - C_x = 0$
14	$O_{2y} + D_y - F_y - C_y = 0$
15	$F_x(O_2F)_y - F_y(O_2F)_x - D_x(O_2D)_y + D_y(O_2D)_x + C_x(O_2C)_y - C_y(O_2C)_x = 0$

**Tabla 2.3.1** – Resumen de Ecuaciones de Equilibrio para el Mecanismo

Las ecuaciones del análisis estático se organizan de forma matricial para resolver el sistema simultáneamente y así obtener los componentes de las reacciones en cada junta.

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & (BA)_y & (BA)_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (FA)_y & -(FA)_x \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & (CA)_y & (CA)_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (BO_4)_x & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & (O_2C)_y & -(O_2C)_x & -(O_2D)_y & (O_2D)_x & (O_2F)_y & (O_2F)_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 A_x \\
 A_y \\
 B_x \\
 B_y \\
 C_x \\
 C_y \\
 D_x \\
 D_y \\
 F_x \\
 F_y \\
 O_{2x} \\
 O_{2y} \\
 O_{4y} \\
 A_{x/2} \\
 A_{y/2}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 -W \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}$$

El valor para las distancias de los brazos de palanca en el cálculo de momentos se obtiene a partir de un breve análisis de posición empleando inventor, el cual se ilustra en la Figura 2.3.5.



**Figura 2.3.5** – Análisis de Posición Usando Inventor

Al resolver el sistema matricial simultáneamente, se obtienen los resultados para los componentes de las fuerzas sobre las juntas que se muestran en la Tabla 2.3.2.

Incógnita	Valor [N]
$A_x$	<b>210.2</b>
$A_y$	<b>4431.4</b>
$B_x$	269.4
$B_y$	3922.9
$C_x$	469.4
$C_y$	4116.7
$D_x$	<b>1081.2</b>
$D_y$	<b>3349.5</b>
$E_x$	750.3
$E_y$	3140.4

$O_{2x}$	243.4
$O_{2y}$	2169.9
$O_{4y}$	2894.2
$A_{x/2}$	452.1
$A_{Y/2}$	985.9

**Tabla 2.3.2** – Resumen de Cálculo de Reacciones

De este análisis de fuerza se observa que el valor máximo de las fuerzas de reacción ocurre en el punto A, que es el tope del mecanismo en donde se encuentra la carga en contacto directo con los eslabones AB, AF y AC

Para el punto A, se toman los componentes determinados en las reacciones para determinar la fuerza resultante de compresión, utilizando la ecuación (10).

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (10)$$

$$A = \sqrt{(210.2)^2 + (4431.4)^2}$$

$$A = 4436.4 [N]$$

De la misma manera el punto D presenta las reacciones máximas de corte.

El resumen de las fuerzas de tensión y corte máximas determinadas en el análisis de fuerza se presentan en la Tabla 2.3.3

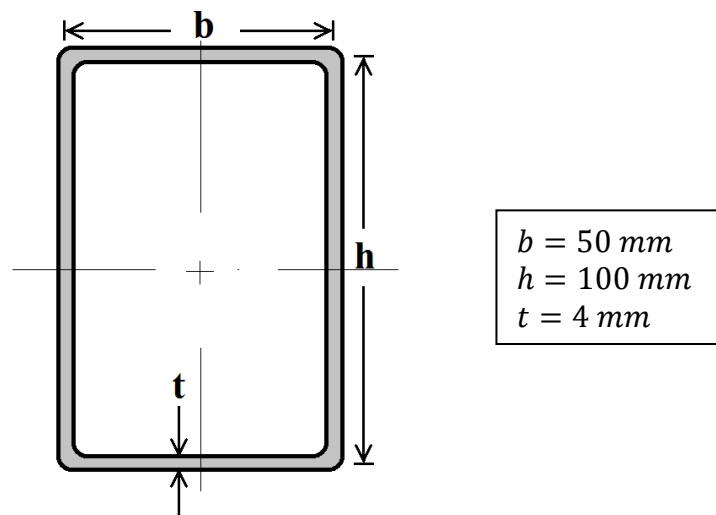
Tipo de Carga	Componentes de Reacción	Reacción Resultante
Tensión	$A_x = 210.2 [N]$	$A = 4436.4 [N]$
	$A_y = 4431.4 [N]$	
Cortante	$D_x = 1081.2 [N]$	$D = 3519.7 [N]$
	$D_y = 3349.5 [N]$	

**Tabla 2.3.3** – Resumen de Cálculo de Reacciones Resultante Máximas

## 2.4 Análisis de Esfuerzos y Diseño de Secciones en Eslabones y Pasadores

Una vez obtenida las reacciones en cada eslabón, y determinados los valores de las cargas más elevadas, se procede a realizar el análisis de los esfuerzos que están actuando sobre cada uno de los eslabones y pasadores del mecanismo.

Para los eslabones, es importante considerar los esfuerzos normales que se presentan, puesto que estos son elementos de tensión-compresión. Utilizando los resultados de la Tabla 2.3.3, y con la ecuación (7), se determina el esfuerzo normal presentado. Se utiliza una sección rectangular hueca estandarizada de dimensión 50x100 mm y 4 mm de espesor, como se ilustra en la Figura 2.4.1.



**Figura 2.4.1** – Perfil de Sección Rectangular Hueca

Se realiza el cálculo del esfuerzo normal con el área de la sección transversal mostrada y la fuerza de tensión máxima previamente determinada.

$$F = 4436.4 \text{ [N]}$$

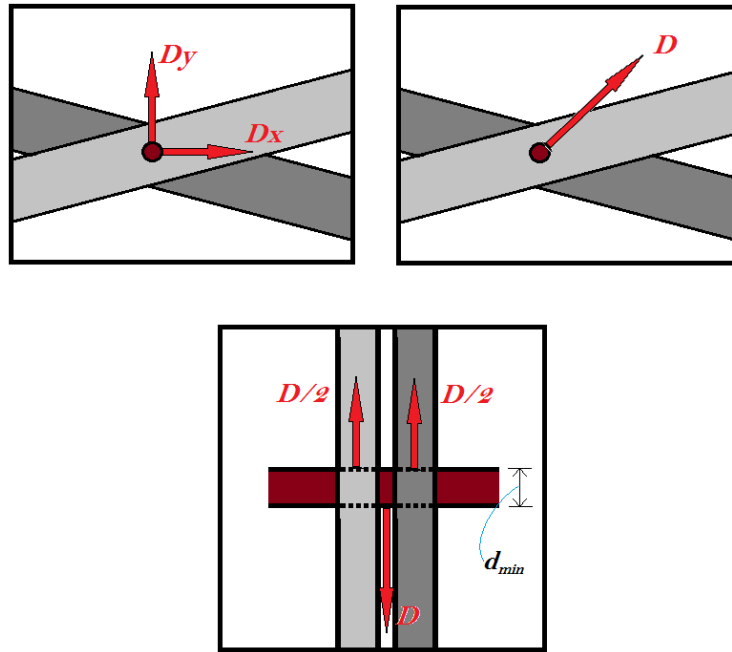
$$A = (50 * 100) - (42 * 92) = 1136 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4436.4 \text{ N}}{1136 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 4.9 \text{ MPa}$$



En el caso de los pasadores, puesto que estos están sometido al esfuerzo cortante por el efecto de cizalla que ejercen los agujeros de los eslabones donde estos están acoplados, es importante considerar el dimensionamiento del diámetro necesario para que el pasador pueda soportar dichos esfuerzos de corte, ilustrados en la Figura 2.4.2.



**Figura 2.4.2** – Diagrama de Esfuerzos de Corte en Pasador

Utilizando la ecuación (8) se realiza el análisis para la determinación del diámetro mínimo que requiere el pasador.

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{mss}}{\eta} = \frac{V}{A_{min}}$$

$$A_{min} = \frac{\pi d_{min}^2}{4}$$

Se utiliza la teoría de falla de energía de distorsión de von Mises, en el cual se utiliza un factor “k” que relaciona el esfuerzo cortante máximo con el esfuerzo de cedencia de un material (Budynas et al, 2011).

$$k = \frac{\tau_{mss}}{\sigma_y} = 0,577 \text{ (von Mises)}$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4V}{\pi\tau_{perm}}}$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4V\eta}{0,577\pi\sigma_y}}$$

Se propone acero A36 ( $\sigma_y=250$  MPa) y un factor de seguridad de 5.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4(3519.7 N)(5)}{0,577\pi(250 MPa)}}$$

$$d_{min} = 12,5 \text{ mm}$$

$$\tau_{perm} = \frac{4V}{\pi d_{min}^2} = \frac{4(3519.7)}{\pi(12.5)^2} = 28,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 28.7 \text{ MPa}$$

El resumen de los esfuerzos normal y cortante, así como de las secciones transversales de diseño asociadas con ellos se presenta en la Tabla 2.4.1.

Tipo de Esfuerzo	Valor	Sección Transversal Requerida
Normal	$\sigma = 4.9 \text{ MPa}$	Perfil rectangular hueco de dimensión 50x100mm con 4mm de espesor
Cortante	$\tau = 28.7 \text{ MPa}$	Pasador de sección circular solida de diámetro 12,5 mm

**Tabla 2.4.1** – Resumen de Cálculo de Esfuerzos y Secciones Transversales de Diseño

## 2.5 Selección de Materiales y Determinación de Peso del Mecanismo

Con los esfuerzos máximos de los eslabones y pasadores ya determinados, es posible asignar materiales para cada uno de los elementos de la estructura. Así mismo, es necesario establecer

las dimensiones longitudinales que los eslabones y pasadores tendrán, para estimar el peso total de la estructura.

De los resultados presentados en la Tabla 2.4.1 se determina que para los eslabones, el material más apropiado es el Aluminio 6061, por las propiedades mecánicas que este posee, como es un alto esfuerzo de cedencia y una densidad baja, lo cual le brinda a la estructura que se construya con este material, alta resistencia mecánica y un peso liviano (Martin et al, 1964).

En el caso de los pasadores, se determina su elaboración en acero A36, ya que con el criterio de diseño presentado en la sección 2.4, se puede elaborar un pasador de diámetro de 12,5 mm manteniendo un factor de seguridad de 5 siempre y cuando se lo haga en acero A36. Además, el acero A36 si bien tiene una densidad mayor a la del aluminio 6061, este tiene una resistencia mecánica a la tracción y al cortante mayores que el Aluminio 6061 (Segui, 2018). El resumen de las propiedades del aluminio 6061 y el acero A36 se presentan en la Tabla 2.5.1

<b>Material</b>	<b>Esfuerzo de Cedencia</b>	<b>Densidad</b>
Aluminio 6061	$\sigma_y = 240 \text{ MPa}$	$2700 \text{ kg/m}^3$
Acero	$\sigma_y = 250 \text{ MPa}$ $\tau_{mss} = 0.577\sigma_y$ $\tau_{mss} = 125 \text{ MPa}$	$7500 \text{ kg/m}^3$

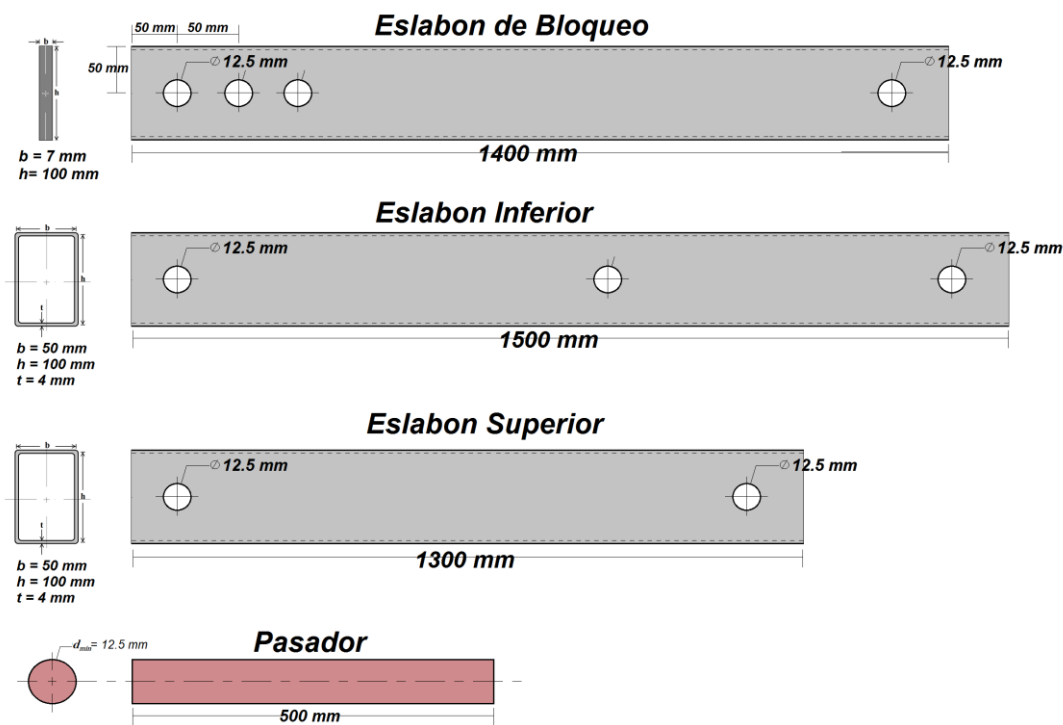
**Tabla 2.5.1-** Resumen de Propiedades de Materiales Seleccionados

Con estos materiales propuestos, se determina los factores de seguridad para eslabones y pasadores, utilizando los resultados de la Tabla 2.4.1 y 2.5.1, los cuales se presentan en la Tabla 2.5.2,

<b>Elemento</b>	<b>Factor de Seguridad</b>
Eslabón	$\eta = 48$
Pasador	$\eta = 4.15$

**Tabla 2.5.2-** Factores de Seguridad de Eslabones y Pasadores

Para determinar el peso que el mecanismo posee, se utilizan las longitudes de los eslabones establecidas en la sección 2.3 en el análisis de posición ilustrado en la Figura 2.3.5. De allí, se determinó que para que el mecanismo pueda elevarse a una altura de 2.4 metros, es necesario que los eslabones inferiores tengan una longitud de 1500 mm (1.5m), y los eslabones superiores una longitud de 1200mm (1.2m). Así mismo, el eslabón de bloqueo, ilustrado en la Figura 2.3.4 debe tener una longitud de 1400 mm, con los 3 agujeros para realizar fijación del mecanismo en posición de operación con los pasadores, los cuales deben tener un diámetro de 12.5 mm y una longitud de 500 mm para evitar cualquier problema de pandeo debido a la proporción de altura y longitud lateral (Hibbeler, 2018). Por lo que las dimensiones de los eslabones serían como los ilustrados en la Figura 2.5.1.



**Figura 2.5.1** – Dimensiones de Eslabones y Pasador

El peso del mecanismo es obtenido a través de multiplicar las áreas transversales por la dimensión longitudinal para obtener su volumen, y finalmente multiplicado por la cantidad que existe de cada elemento. Este cálculo se resume en la Tabla 2.5.3.

Calculo Masa Eslabones de Aluminio 6061						
Area Transversal ( $mm^2$ )	Longitud ( $mm$ )	Volumen Unitario ( $mm^3$ )	Cantidad	Volumen Total ( $mm^3$ )	Densidad ( $kg/m^3$ )	Peso ( $kg$ )
1136	1500	1704000	4	6816000	2700	18,4
1136	1200	1363200	4	5452800	2700	14,7
700	1400	980000	1	980000	2700	2,6
						<b>35,7</b>
Calculo Masa Pasadores de Acero A36						
Area Transversal ( $mm^2$ )	Longitud ( $mm$ )	Volumen Unitario ( $mm^3$ )	Cantidad	Volumen Total ( $mm^3$ )	Densidad ( $kg/m^3$ )	Peso ( $kg$ )
122,7	500	61350	7	429450	7800	<b>3,3</b>
				<b>Total Mecanismo</b>		<b>39</b>

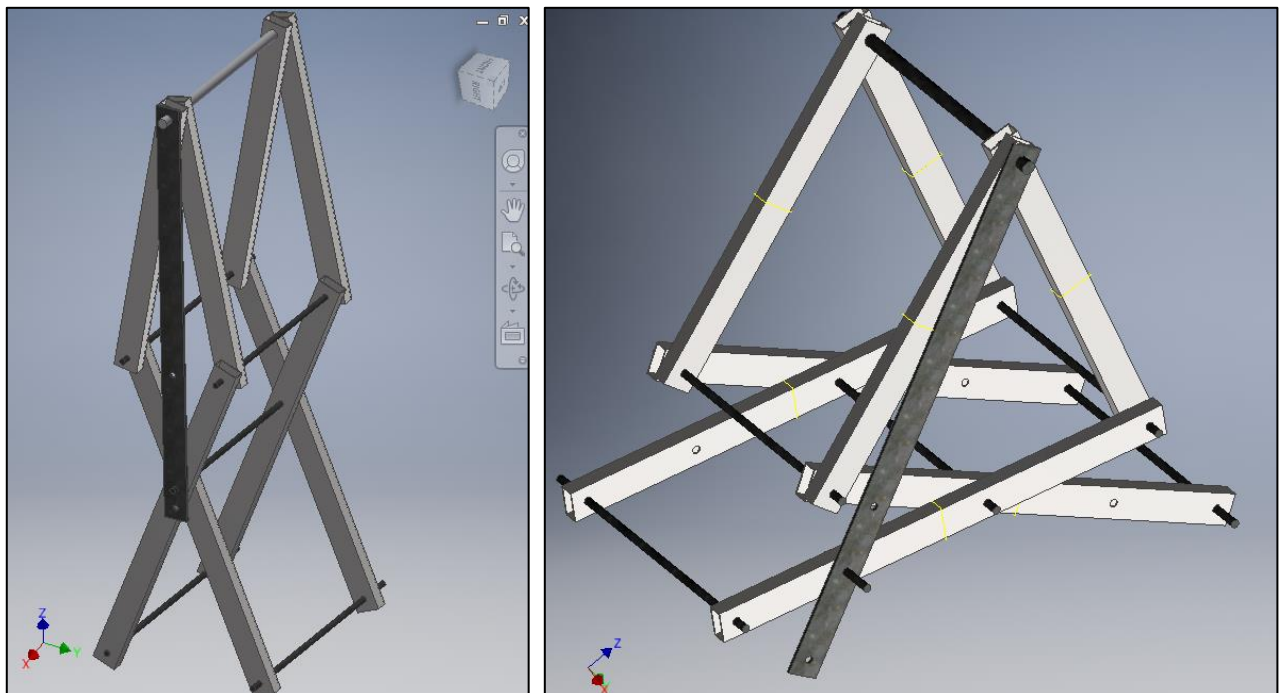
**Tabla 2.5.3-** Cálculo de Peso en kg del Mecanismo Completo

Con una masa total de aproximadamente 37 kg, el mecanismo es fácilmente transportable.

## 2.6 Modelo CAD

Para poder visualizar de mejor manera el mecanismo diseñado, se realizó un modelo computarizado por medio de un software de diseño asistido. Para el modelado se utiliza el software Inventor 2019.

En la Figura 2.6.1 se muestra el ensamble CAD del mecanismo en su posición de operación alta en la parte izquierda y en posición de operación baja a la izquierda.



**Figura 2.6.1** – Ensamble CAD de Mecanismo en Posición de Operación Alta y Baja

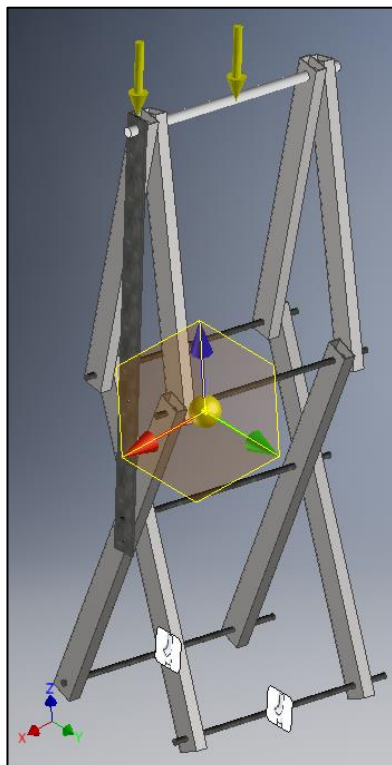
Los eslabones fueron dibujados con la sección transversal determinada en la sección 2.4 Análisis de Esfuerzos y Diseño de Secciones en Eslabones y Pasadores.

La movilidad del mecanismo se pudo revisar en este modelo computarizado, sin presentar inconvenientes de traslape de elementos, así como ninguna posición de bloqueo que no se haya podido visualizar en la fase preliminar del diseño y en el análisis de movilidad.

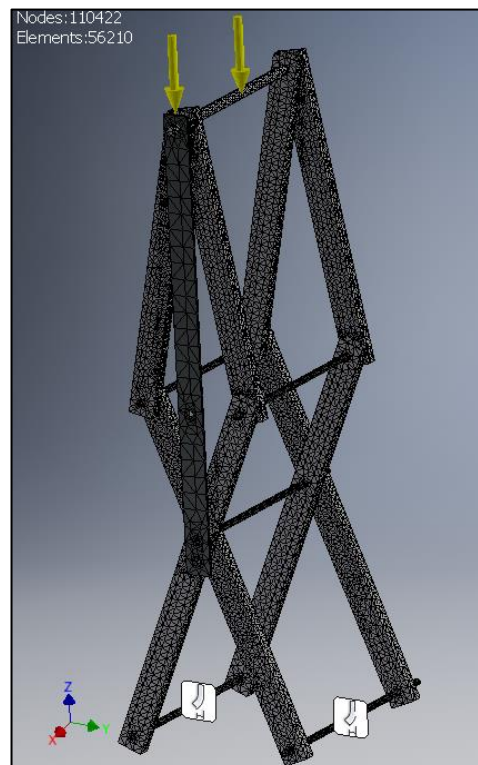
## 2.7 Simulación Computacional

El análisis computacional por medio de elementos finitos se lleva a cabo para la posición de operación alta del mecanismo, ya que en esta configuración es donde se presentan los esfuerzos más altos sobre los eslabones y pasadores, de acuerdo a lo determinado en la Sección 2.2 Análisis Cinemático.

Con la geometría elaborada en el software, así mismo como los materiales de los eslabones (Aluminio 6061), pasadores y eslabón de bloqueo (Acero) se realiza el análisis de esfuerzos con las condiciones de frontera ilustradas en la Figura 2.7.1.



**Figura 2.7.1** – Condiciones de Borde y Cargas Para el Análisis

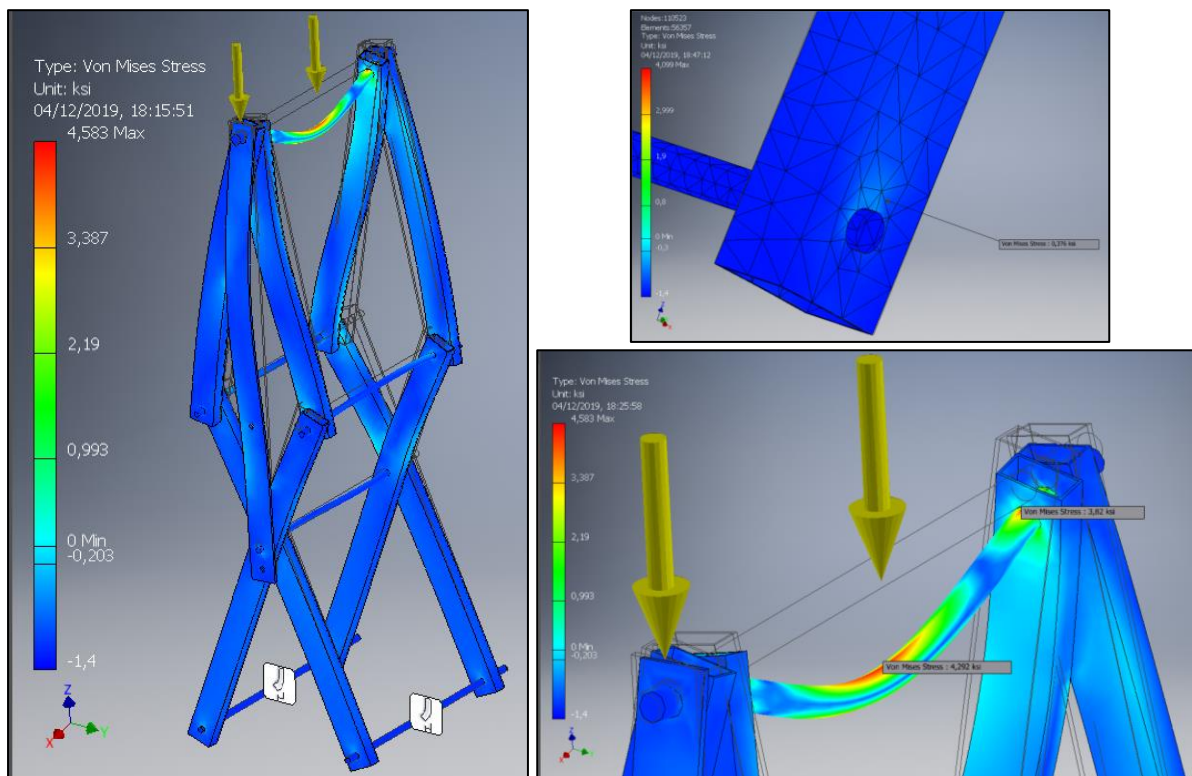


**Figura 2.7.2** – Mallado del Mecanismo Para el Análisis

La figura 2.7.1 muestra como condiciones de frontera el anclaje de los pasadores como puntos fijos, la gravedad con valor  $g = 9.81m/s^2$  en dirección z-negativa y la carga de valor  $W = 5000$  [N] dirección z-negativa. Se utiliza una sola carga de entrada que contabiliza el peso de las poleas, las masas y cualquier peso adicional, como se ilustra en la Figura 2.3.3 – Distribución de Cargas de Entrada.

Para el mallado se utilizó un mallado grueso, ya que la geometría del mecanismo es lo suficientemente suave y la capacidad computacional que es requerida para analizar el modelo no requiere de un mallado fino. El análisis se realiza sobre un modelo mallado constituido por 110422 nodos distribuidos a lo largo de 56210 elementos a lo largo de toda la geometría, como se puede ver en la Figura 2.7.2.

Los resultados de la simulación se presentan a continuación a través de las siguientes Figuras:



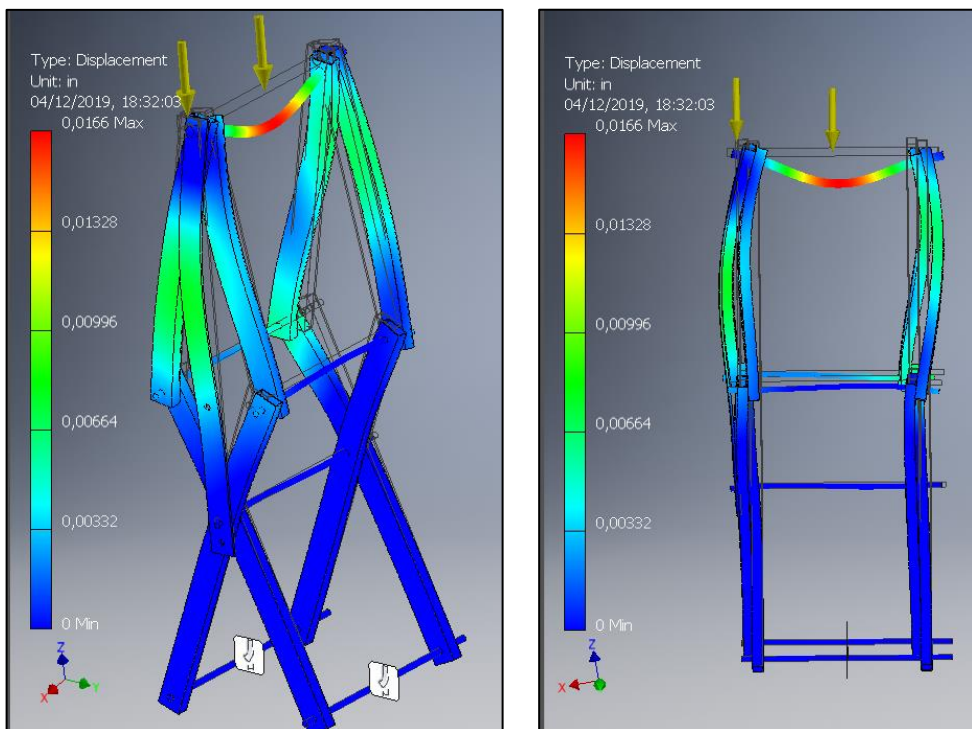
**Figura 2.7.3 – Resultados de Análisis Mediante Elementos Finitos: Esfuerzos**

Como se puede observar en la Figura 2.7.3 el esfuerzo equivalente máximo de von Mises que presenta la estructura del mecanismo es de  $\sigma_{vm} = 4.584 \text{ ksi} = 31.578 \text{ MPa}$ . Este esfuerzo

ocurre en el pasador superior, y puesto que este está diseñado para ser construido en acero ( $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$ ), utilizando la ecuación (9) se determina el factor de seguridad.

$$\eta = \frac{\sigma_y}{\sigma_{vm_{max}}} = \frac{250 \text{ MPa}}{31.578 \text{ MPa}} = 7.9$$

De la misma forma, el desplazamiento máximo presentado en la estructura, se observa en la Figura 2.7.4.



**Figura 2.7.4** – Resultados de Análisis Mediante Elementos Finitos: Desplazamientos

El desplazamiento máximo de la estructura es de  $\delta_{max} = 0.0166 \text{ in} = 0.422 \text{ mm}$  lo cual es un desplazamiento relativamente pequeño en comparación con el orden de dimensiones del mecanismo.

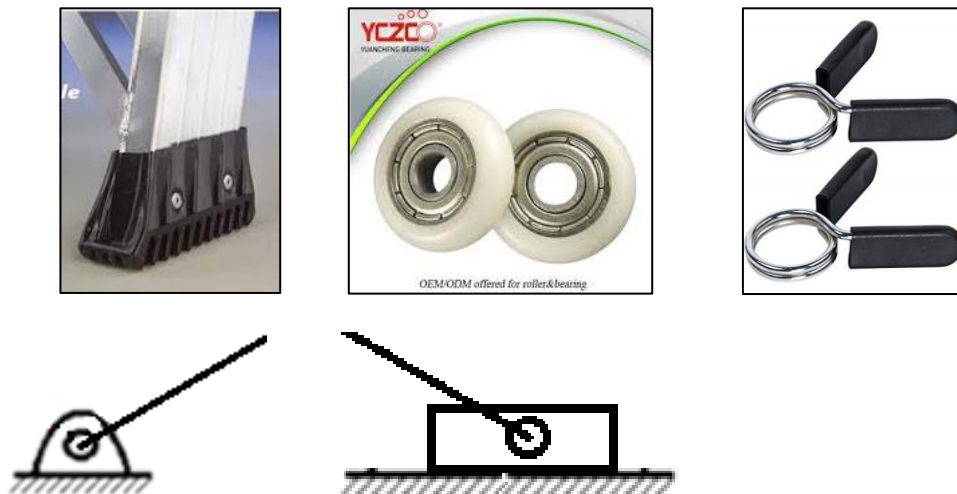
## 2.8 Componentes Adicionales

Como elementos adicionales al mecanismo, es necesario incluir los accesorios que este requiere para poder ejecutar la operación de la manera más real para la cual fueron realizados los cálculos y las simulaciones. En el caso de los apoyos a tierra que el mecanismo tiene en su



diseño, que son un apoyo fijo y uno deslizante, para poder emular esto en el mecanismo real, se debe incluir los siguientes componentes:

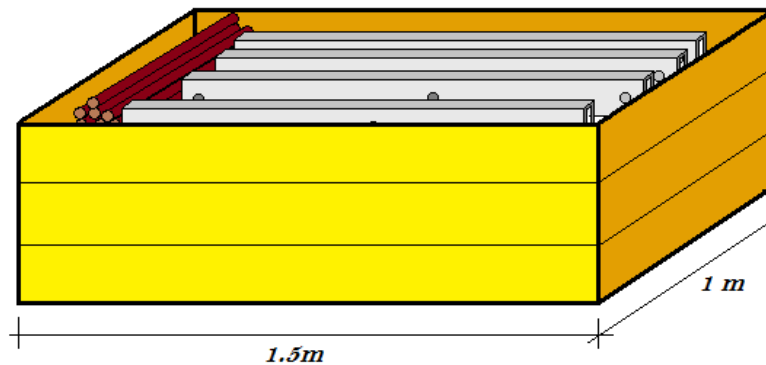
- Recubrimiento de goma sobre la base de uno de los eslabones inferiores, para simular un apoyo fijo.
- Ruedas con rodamientos acopladas al pasador del otro eslabón inferior para simular un apoyo móvil.
- Ganchos de seguridad en el exterior de los pasadores (similar a los utilizados en los gimnasios para asegurar los pesos sobre las barras) para mantener el ensamble fijo.



**Figura 2.8.1** – Componentes Adicionales del Mecanismo

Para la medición de la velocidad de la masa que cae, se debe incluir un acelerómetro, o determinar la aceleración de la caída a través del uso de métodos ópticos. Grabando un video del movimiento de la caída de la masa, se puede proceder a analizar en software, el desplazamiento de los pixeles del video a través del número de cuadros por segundo, para determinar la velocidad y posteriormente realizar lo mismo para determinar la aceleración a través de un software que contenga las herramientas para realizar un Particle Image Velocimetry (PIV) (Stanislas, 2000)

Cabe mencionar que también es necesario contar con un medio para transportar los elementos del mecanismo, lo cual se puede lograr a través de una caja de madera con dimensiones 1.5m x 1m., la cual se puede transportar fácilmente en cualquier vehículo.



**Figura 2.8.2** – Caja Para Almacenamiento y Transporte del Mecanismo

Una caja de madera como la que se representa en la Figura 2.8.2 sería suficiente para poder guardar todos los 9 eslabones, 7 pasadores y accesorios para su transporte, y puesto que el peso del sistema completo, de acuerdo a lo determinado en la sección 2.5 es de aproximadamente 37 kg, este sería suficiente para el transporte y almacenamiento apropiado del mecanismo.

### 3. CONCLUSIONES

En conclusión, se ha realizado el análisis y el diseño de un mecanismo con la finalidad de poder transportar sobre si, un sistema de poleas que realizan la medición del momento de inercia de los rodillos de un dinamómetro de chasis. Se concluye con lo siguiente:

- El mecanismo posee la resistencia estructural para soportar las cargas de entrada que incluyen el peso de la masa que cuelga del sistema de poleas, el sistema de poleas y la tensión asociada con la conexión al rodillo del dinamómetro (Carga total=5000 N)
- El mecanismo tiene la habilidad de variar su altura según el requerimiento in situ, gracias al mecanismo de biela-manivela y del mecanismo de 4 barras que lo constituyen.
- El peso de la estructura del mecanismo se determinó con un valor de aproximadamente 37 kg, lo cual lo hace relativamente liviano por lo que es fácilmente transportable en cualquier tipo de vehículo.
- Debido a que los elementos constituyentes del mecanismo son desarmables, esto lo hace fácilmente almacenable.
- Con los parámetros de diseño y determinación de materiales, el mecanismo puede ser fácilmente construido a partir de perfiles rectangulares huecos estandarizados de aluminio 6061, y varillas de acero A36, comúnmente disponibles en el mercado.
- En base a los cálculos realizados en el análisis de fuerza, esfuerzos y por medio de una validación mediante elementos finitos, el sistema posee un factor de seguridad global, de aproximadamente 8, el cual se presenta en los pasadores del mecanismo.

La información proporcionada en el presente trabajo permite que el mecanismo pueda llevarse a la práctica en una siguiente etapa, para su construcción y visualización física del funcionamiento para una posterior utilización en los centros de revisión vehicular en la ciudad de Quito, garantizando las mediciones realizadas por estos organismos.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSYS Structural analysis guide: ANSYS release 19.2. (2019). Canonsburg, PA: ANSYS.
- Budynas, R. G., Nisbett, J. K., & Shigley, J. E. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill.
- Hibbeler, R. C. (2018). *Mechanics of Materials*. Harlow, England: Pearson
- INEN. (2017). NTE-INEN 2204: *Gestión Ambiental. Aire. Vehículos Automotores. Límites Permitidos De Emisiones Producidas Por Fuentes Móviles Terrestres Que Emplean Gasolina (2nd ed.)*. Quito.
- Kim, N., Sankar, B. V., & Kumar, A. V. (2018). *Introduction to finite element analysis and design (6th ed.)*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.
- Martin, W. R., Martin, W. R., & Weir, J. R. (1964). *Mechanical properties of X8001 and 6061 aluminum alloys and aluminum-base fuel dispersion at elevated temperatures*. Oak Ridge, TN: Oak Ridge National Laboratory.
- Norton, R. L. (2015). *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines (5th ed.)*. Boston, MA: McGraw-Hill.
- McGillivray, D. (2009). *Rotational dynamics*. London: Heinemann Educational.
- Segui, W. T. (2018). *Steel design*. Australia: Cengage Learning.
- Stanislas, M. (2000). *Particle image velocimetry: progress towards industrial application*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers.
- Structural Steel Grade Standards. (2009, Agosto). Recuperado Diciembre 6, 2019, de <https://www.astm.org/Standards/steel-standards.html>.
- Wang, X., Zhang, J., Teng, R., & Gao, S. (2009). Equivalent Inertia Moment in Linear Stability Calculation of Stepped Beam. 2009 Second International Symposium on Computational Intelligence and Design. doi:10.1109/iscid.2009.60