



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Banco de pruebas para
neumáticos todo terreno**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Juan Antonio Jiménez Germán

DIRECTOR DE TESIS

M.I Epifanio Vargas Alcaraz



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2021

Contenido

1. Introducción.....	3
1.1 Estado del arte.....	5
1.1.1 Modelos Teóricos.....	5
1.1.2 Modelos Experimentales.....	8
1.1.3 Normas.....	14
1.2 Banco de pruebas.....	14
1.2.1 Normas relacionadas con los estudios de neumáticos.....	14
1.2.2 Bancos de pruebas comerciales.....	15
1.2.3 Bancos de pruebas experimentales.....	17
1.2.4 Análisis de los bancos de pruebas.....	19
1.3 Pruebas.....	20
2. Diseño.....	21
2.1 Metodología de diseño.....	21
2.2 Problema.....	21
2.3 Definición del problema.....	22
2.4 Diseño conceptual.....	23
2.4.1 Propuestas.....	27
2.3.1 Evaluación de las propuestas.....	29
2.5 Simulaciones.....	34
2.5.1 Análisis previo.....	34
2.5.2 Simulaciones CAE (Computer Aided Engineer).....	35
2.6 Modelo Físico.....	37
2.6.1 Soporte para masa.....	37
2.6.2 <i>Frame</i>	37
2.6.3 Sistema de medida.....	38
2.6.4 Soportes de neumático.....	39
2.6.5 Modelo del Banco de pruebas completo.....	39
3. Resultados.....	40
3.2 Análisis de resultados.....	40
3.2 Conclusión.....	41
3.3 Alcance.....	41
4. Anexo 1 planos.....	42
5. Bibliografía.....	47

1. Introducción

El trabajo presente detalla el proceso de diseño para un banco de pruebas de neumáticos todo terreno, partiendo de explicar la teoría de los neumáticos comerciales (neumáticos para coches de pasajeros o de pista), funcionamiento, modelos, estándares y pruebas realizadas a estos.

Tomando como base el estudio de los neumáticos comerciales, se revisarán las diferencias de comportamiento con los todo terreno, se establecen requerimientos y especificaciones.

Basándonos en los requerimiento y especificaciones se comenzará con el proceso de diseño, iniciando con una parte conceptual que con ayuda de varias herramientas se presentaran varias propuestas, se evaluaran y se realizara un proceso de diseño de detalle, para llegar a un modelo físico con el que se comprobara el funcionamiento del banco.

Los neumáticos son uno de los elementos más importantes en cualquier tipo de vehículo, debido a que todas las fuerzas que actúan en el vehículo, (a excepción de las aerodinámicas) se generan en ellos, actuando sobre el chasis y transmitiendo a través de las llantas y los elementos de la suspensión. Diseñar y escoger neumáticos conlleva mucho trabajo, deben ser resistentes y duraderos, deben proporcionar agarre a cualquier velocidad, condición meteorológica y deben procurar una conducción cómoda. Por lo tanto, es importante comprender el funcionamiento de dichos elementos, para entender las fuerzas que actúan sobre el vehículo, así como su comportamiento dinámico.

Por su flexibilidad, el neumático amortigua los choques debidos a los ligeros obstáculos de los caminos, constituyendo uno de los elementos de la suspensión del vehículo.

Funciones básicas de un neumático:

- Soportar y transmitir al terreno el peso del vehículo.
- Resistir los esfuerzos longitudinales necesarios para responder a la tracción y el frenado.
- Actuar como suspensión primaria capaz de atenuar y filtrar las ondulaciones producidas por el camino
- Realizar las restricciones ante fuerzas laterales precisas para mantener la trayectoria.

Características requeridas de un neumático:

- Baja resistencia a la rodadura.
- Resistencia a la fatiga, al desgaste y a la formación de grietas.
- Adecuada flexibilidad radial y transversal.
- Elevada adherencia tanto longitudinal como transversal, sobre pista seca y mojada.
- Capacidad para resistir las cargas dinámicas exteriores.

La dinámica de vehículos ha sido extensamente explorada, donde el problema de las vibraciones por el camino ha sido resuelto con varios tipos de sistemas de suspensión, proporcionando mayor confort y seguridad a los pasajeros. La mayoría de la literatura es dedicada a los vehículos de pasajeros, pista o ruta, a su dinámica y sistemas de suspensión, es aceptado usar la teoría aplicada en estos vehículos, a los todoterreno, con algunas modificaciones. La dificultad del modelado de la interacción llanta-camino en los vehículos todoterreno se le suma que el terreno es deformable y la llanta tiene requerimientos más exigentes, las perturbaciones no siguen ningún patrón y la magnitud varía (Pazooki, 2012).

Los neumáticos son los elementos que conectan al vehículo y el camino. Una variación en la presión de inflado de los neumáticos, varía la rigidez radial, longitudinal y lateral. Esto modifica la deformación bajo las mismas cargas, lo que resulta en un área de contacto distinta y una respuesta diferente a las cargas que está sometido el neumático (Cordoş et al, 2017; Parczewski, 2013).

1.1 Estado del arte

En esta sección se definirán algunos de los modelos teóricos y experimentales que han sido desarrollados para el estudio de los neumáticos, así como las normas que rigen su estudio. En la Tabla 1.1

Tabla 1.1 Clasificación de la información de la literatura		
Modelos teóricos	Pruebas o experimentales	Normas
<ul style="list-style-type: none">• Davis, 1975• Zegelaar et al, 1994• Dihua et al, 2013	<ul style="list-style-type: none">• Taylor et al., 2000• Poznanski, 2004• Chalco y Sinchi, 2016	<ul style="list-style-type: none">• ISO 19940• SAE J670• ISO 8855

1.1.1 Modelos Teóricos

Uno de los primeros modelos encontrados en la literatura es el *Point-Contact tire model* (Albert, 1961). Este modelo es básico ya que considera el terreno como una superficie tangente, este modelo fue válido con las siguientes condiciones:

- La superficie no debe de tener elevaciones o depresiones
- Las variaciones de superficie en la trayectoria del neumático deben de ser menos de tres veces la longitud del parche de contacto neumático-suelo
- Las elevaciones o depresiones del terreno se definen adecuadas por el plano tangente a la superficie del suelo definido por el punto de contacto.

Radial spring

Posteriormente, Davis define un modelo llamado *radial spring* que discretiza (Davis, 1975) la llanta como un conjunto de resortes acomodados de forma radial, como se observa en la figura 1.1. Este modelo no se limita a un solo tipo de neumático o camino, genera modelos equivalentes que describen el comportamiento de cualquier combinación entre neumático y camino. El propósito del modelo es ajustar la aproximación del modelo *Point-contact tire model* (Albert, 1961), para cubrir las irregularidades.

Las siguientes suposiciones son las que derivaron el modelo *radial-spring*:

- La llanta es un círculo delgado que solo se deforma en dirección radial.
- El terreno no se deforma.
- Es conocida la relación fuerza deformación.

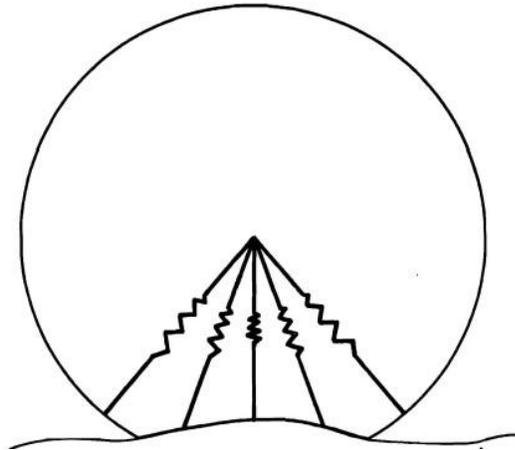


Fig. 1.1, Grafico del modelo de Davis que muestra la configuración del modelo radial spring. Imagen modificada a partir de (Davis, 1975).

En este modelo la suma de las fuerzas es representada por la deflexión total del resorte, también se define un terreno plano equivalente que genera el mismo volumen desplazado que el terreno real, ver Figura 1.2.

La deflexión para cada resorte está dada por la ecuación:

$$dr_2 = \frac{E_0}{E_0 - E_1} dr_1 \quad 1.1$$

Donde:

dr_1 - es la deflexión obtenida de pruebas

E_0 - es la diferencia vertical entre el terreno elevado y la posición final del resorte cuando está deformado

E_1 - es la diferencia vertical entre el terreno elevado y el punto final del resorte radial deformado a valores de pruebas

dr_2 - es la deflexión obtenida por la interpolación

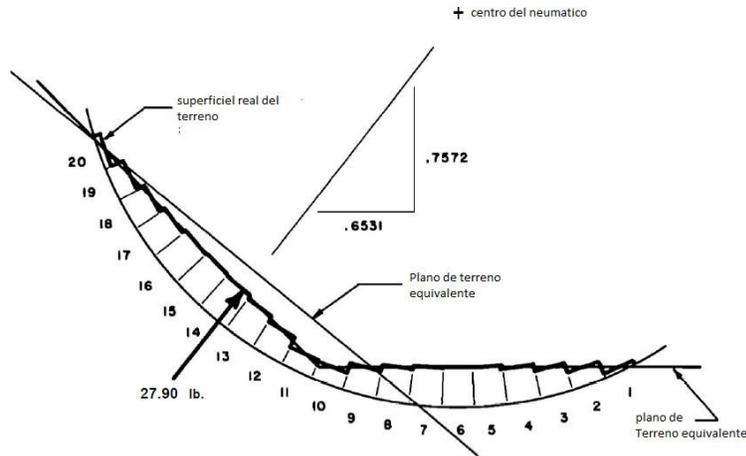


Fig. 1.2, Este grafico muestra los planos equivalentes, la superficie real y fuerza que causaría la deflexión de los resortes. Imagen modificada de (Davis, 1975).

Modelo flexible ring

Zegelaar define un modelo llamado *flexible ring model* (Zegelaar et al., 1994). En este modelo el neumático es sustituido por un anillo flexible, como se observa en la figura 1.3.

El modelo de anillo flexible consiste en un anillo circular que representa la banda de rodadura, resortes radiales y tangenciales distribuidos circunferencialmente que representan la pared del neumático y el aire a presión.

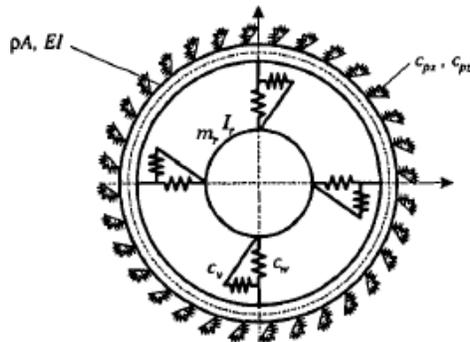


Fig. 1.3, Grafico del modelo de Zegelaar que muestra la configuración del modelo "flexible ring". Imagen extraída de (Zegelaar et al, 1996)

Zegelaar define a la fuerza aplicada por medio de los desplazamientos y una rigidez general, como se muestra en la ecuación 1.2.

$$F = (w - z) * C \quad 1.2$$

Donde:

F – fuerza

w - desplazamiento radial

z - desplazamiento vertical

C – rigidez

El modelo *Flexible Ring* está definido para comportamiento cuasi-estático, la velocidad a la que se tienen que realizar las pruebas es dentro del rango de 0.2 – 3 km/h. Este modelo es usado para perturbaciones pequeñas, pero con espacios muy pequeños entre cada una. Este modelo por sus características es usado para altas frecuencias.

Modelo de Dihua

Es un modelo de neumático desarrollado para análisis por el método de elementos finitos (MEF). El modelo define al neumático como una discretización de nodos y elementos rígidos que representan el perfil exterior, como se muestra en la figura 1.4. Los desplazamientos están dados por una matriz de transferencia, los desplazamientos estáticos son medidos en experimentos modales, multiplicada por el vector de fuerzas, como se muestra en la ecuación 1.3.

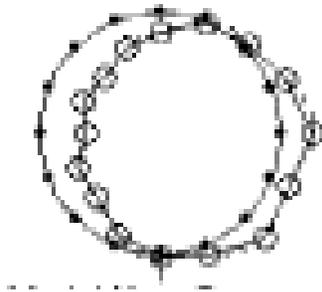


Fig. 1.4, Grafico del modelo de Dihua. Imagen extraída de (Dihua et al, 2013).

$$D = H * f \quad 1.3$$

Donde;

D – Vector de desplazamientos

H – Matriz de transferencia de los desplazamientos de la carcasa

f – Vector de fuerzas

La matriz de transferencia está en función de la forma modal, rigidez modal, la masa modal y un factor de amortiguamiento modal.

1.1.2 Modelos Experimentales

Modelo de Taylor

Taylor define 5 pruebas para determinar los coeficientes de rigidez y amortiguamiento. Para realizar esto genero un banco de pruebas como se observa en la figura 1.5.

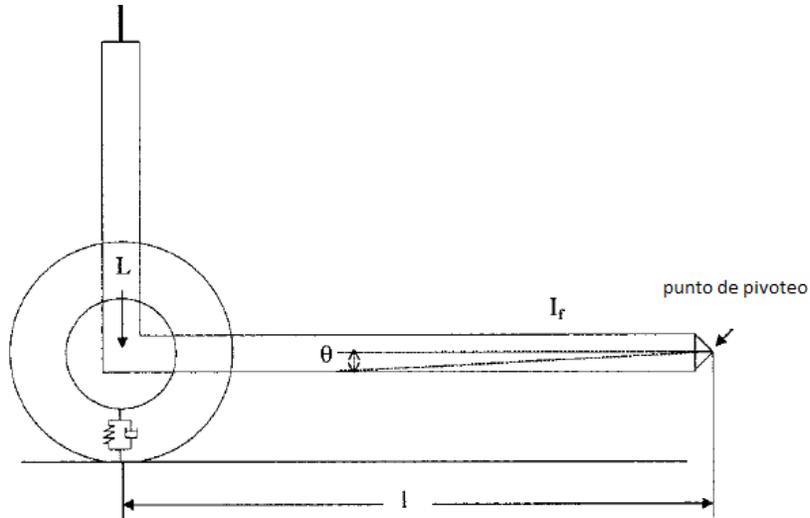


Fig. 1.5, Esquema del banco de pruebas diseñado por Taylor. Imagen modificada de (Taylor et al, 2000).

Las pruebas definidas por Taylor son:

- Carga-deflexión estática
- Vibración libre sin giro
- Carga-deflexión estática y en equilibrio
- Vibración libre con giro
- Carga-deflexión con giro

Las pruebas más importantes se detallan a continuación.

Prueba carga-deflexión estática

En esta prueba se mantenía la llanta estática, mientras se agregaba carga de forma vertical y se medía la deflexión que se tenía bajo cierta carga. La modalidad en equilibrio, solo modificaba el tiempo entre mediciones para asegurar que se encontrara en estado estable.

$$L = a\delta + b\delta^2 \quad 1.4$$

Donde:

L - carga

a, b - coeficiente de regresión

δ - deflexión

$$k = a + 2b\delta \quad 1.5$$

Donde:

k - rigidez vertical

a, b - coeficiente de regresión

δ - deflexión

Las ecuaciones 1.4 y 1.5 definen la deflexión y la rigidez vertical por medio de regresiones de los datos obtenidos por experimentación.

Vibración, sin rodar

La rueda se mantiene estática en esta prueba, pero en lugar de aumentar la carga, el marco se levantaba un ángulo dado y se dejaba caer, con esto se mide la constante de amortiguamiento.

La ecuación 1.6 nos indica la posición angular de la llanta respecto al eje de pivoteo, en un instante dado.

En esta prueba la rigidez radial depende frecuencia natural del neumático, como se muestra en la ecuación 1.7

$$\theta(t) = \Theta e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t + \beta) + \theta_{eq} \quad 1.6$$

$$k = \frac{I_f \omega_n^2}{l^2} \quad 1.7$$

Donde:

θ – posición angular del marco de pruebas

t – tiempo

Θ – posición angular máxima del marco t_0

ω_n – frecuencia natural

ζ – relación de amortiguamiento

β – Angulo de fase inicial

θ_{eq} – posición de equilibrio

k – coeficiente de rigidez

l – radio del marco de pruebas

I_f – momento de inercia del marco de pruebas

Las demás pruebas son una variación de estas introduciendo el movimiento de la llanta, se encontró un efecto de histéresis, durante la carga y descarga, la cual se acentuaba a presiones de inflado bajas. Cada una de las pruebas realizadas entregaba valores diferentes, siendo la de prueba de vibración libre sin giro, la que entregaba los valores más altos, esto dando por conclusión que la medida de la rigidez depende del método de medida.

En las pruebas dinámicas se produce un efecto de amortiguamiento por histéresis, que se considera como una componente de rigidez compleja, que para evitar que modifique los resultados se puede dejar un tiempo entre aplicación de carga y toma de datos.

Otro resultado importante de estas pruebas, fue que se pudo observar, que a medida que se reduce la presión de inflado el neumático, afecta en mayor medida a la rigidez, lo que quiere decir que la histéresis debida a los materiales del neumático, se vuelve más significativa.

Modelo de Poznanski

Poznanski genera un método que llamo *Weigh in motion*, en el cual se dice que las deformaciones en los neumáticos, ocasionadas por las cargas que estos soportan provocan cambios en la presión interna. La Figura 1.6 muestra cómo se realizaban las pruebas.

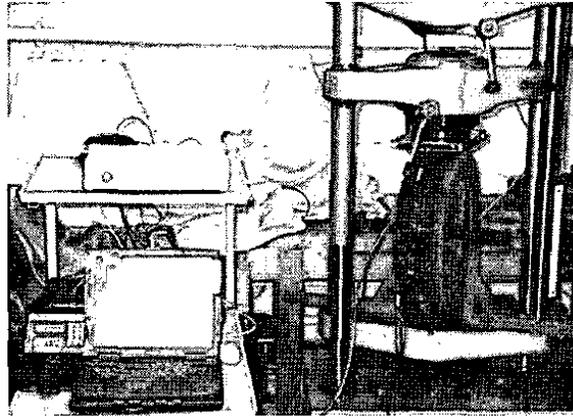


Fig. 1.6, Equipo para realizar las pruebas. Imagen extraída de (Poznanski, 2004)

Para realizar las pruebas se utilizó una prensa hidráulica, con un sensor de presión ubicado en la parte inferior del neumático. Con los resultados obtenidos se idealizó un modelo parecido a *Radial Spring*, al cual se le agregó un elemento de amortiguamiento a cada resorte radial. Como se muestra en la figura 1.7.

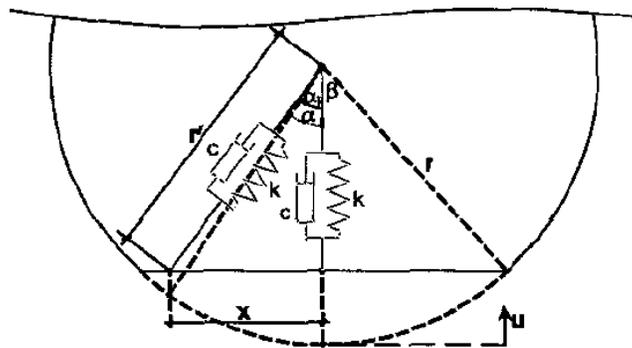


Fig. 1.7, Grafico del modelo obtenido por Poznanski. Imagen obtenida de (Poznanski, 2004).

Donde:

α – ángulo entre resortes

α_t – ángulo de entre resortes después de la deflexión

β – ángulo de los límites deformados del neumático

x – distancia del límite deformado del neumático, al eje de simetría

r – Radio del neumático

r' - longitud después de la deflexión

k – modulo del resorte

c – coeficiente de amortiguamiento

m – masa del neumático más la carga

g – aceleración de gravedad

ξ_k - densidad angular de los resortes $\left[\frac{N}{in \cdot rad} \right]$

ξ_c - densidad angular de los amortiguadores $\left[\frac{N*s}{in*rad} \right]$

ω – velocidad de rotación

Con los resultados obtenidos se obtuvieron los siguientes modelos:

MODELO 1

La elasticidad y amortiguamiento del neumático, es modelado por un número infinito de resortes y amortiguadores colocados de forma radial del centro al borde.

Para el cálculo de la fuerza, esta se divide en dos partes la elástica (resortes) y la de amortiguamiento. Como se muestra en las ecuaciones 1.8 y 1.9 respectivamente.

Componente elástica de la fuerza:

$$F_{k,y} = (x_1, x_2) = -\xi_k \int_{x_2}^{x_1} \left[r \left(1 - \frac{r-u}{\sqrt{(r-u)^2+x^2}} \right) \right] \left[\frac{r-u}{(r-u)^2+x^2} \right] dx \quad 1.8$$

Componente de amortiguamiento:

$$F_{c,y} = (x_1, x_2) = -\xi_c \int_{x_2}^{x_1} \frac{\omega \frac{x}{r-u} \frac{du}{dt}}{\sqrt{x^2+(r-u)^2}} dx \quad 1.9$$

La fuerza total está dada por la ecuación 1.10.

$$F_y = F_{k,y} + F_{c,y} \quad 1.10$$

Componente de amortiguamiento:

MODELO 2

Para el segundo modelo, se consideró que el ángulo entre resortes variaría con la deformación, separando de la misma manera la fuerza se tienen la componente elástica y de amortiguamiento, como se muestra en las ecuaciones 1.11 y 1.12 respectivamente.

Componente elástica de la fuerza:

$$F_{k,y} = (x_1, x_2) = -\xi_k \int_{x_2}^{x_1} \left[r \left(1 + \frac{r^2 x^2}{\sqrt{(r-u)^2+(x^2+(r-u)^2)^{\frac{3}{2}}}} \right) \right] \left[r \left(1 - \frac{r-u}{\sqrt{(r-u)^2+x^2}} \right) - u \right] dx \quad 1.11$$

Componente de amortiguamiento:

$$F_{c,y} = (x_1, x_2) = -\xi_c \int_{x_2}^{x_1} \left[\left(\frac{\omega - (r-u) \frac{du}{dt}}{(r-u)^2} \right) * \left(1 + \frac{r^2 x^2}{(r-u)^2 (x^2+(r-u)^2)} \right) \right] dx \quad 1.12$$

La fuerza total está descrita de la misma manera que el primer modelo (ecuación 1.10).

Método de Chalco

Realizaron un diseño de banco de pruebas para poder medir la rigidez radial de neumáticos de ruta, por medio de pruebas estáticas, como se puede observar en la figura 1.8.



Fig. 1.8, grafico del banco de pruebas utilizado por Chalco. Imagen extraída de (Chalco y Sinchi, 2016).

Para realizar las pruebas utilizaron un soporte que mantenía estático el neumático, apoyado de dos guías. Utilizando un reloj comparador se obtenía la medida del desplazamiento generado en el neumático. De los datos medidos se obtuvo el resultado mostrado en la figura 1.9.



Fig. 1.9, grafico deflexión contra fuerza que muestra los resultados obtenidos por Chalco. Imagen extraída de (Chalco y Sinchi, 2016).

De los datos obtenidos, se generó el siguiente modelo:

$$\delta = \alpha * F_z + b \quad 1.14$$

Donde:

δ – Deflexión del neumático

F_z – Fuerza aplicada sobre el neumático
 α y b – Coeficientes experimentales

1.1.3 Normas

SAE J670 “Vehicle Dynamics Terminology”

Esta norma indica los términos correctos y un sistema de referencia recomendado para el estudio de los neumáticos

ISO 8855 “Road vehicles – Vehicle dynamics and road-holding Ability-Vocabulary”

Es una validación de la norma **SAE J670**, para neumáticos de pasajeros.

ISO 19940 “Tyre stiffness index testing procedure for passenger car extended mobility and run flat tyres”

En este documento se indica los parámetros y componentes básicos para el estudio de la rigidez vertical en vehículos de pasajeros, en neumáticos de uso temporal o *run flat*.

1.2 Banco de pruebas

1.2.1 Normas relacionadas con los estudios de neumáticos

ISO 19940 “Tyre stiffness index testing procedure for passenger car extended mobility and run flat tyres”

La norma abarca desde términos, la preparación y componentes básicos.

Para la preparación, indica que después de ensamblar el neumático con un rin apropiado, se tienen que almacenar por tres horas a una temperatura de $(25 \pm 3) ^\circ\text{C}$.

La precisión para medir la presión de inflado debe de ser de $\pm 3\text{KPa}$.

Posición del neumático

- El neumático debe de poder medirse de tres puntos diferentes, alrededor de la circunferencia.
- En la posición de referencia, el neumático tiene que estar en contacto con una plataforma.

Equipamiento mínimo requerido

- El sistema de ser capaz de aplicar una carga relativa entre la placa y la llanta, las dimensiones de la placa deben de ser mayores que las de la huella del neumático deformado.
- El eje teórico de rotación y la placa deben de ser paralelos, y el movimiento relativo entre estas dos piezas debe mantener el paralelismo.

- La velocidad máxima podrá ser de 1 mm/s y la adquisición de datos debe de ser de 5 *data points* por milímetro desplazado.

Configuración de la maquina

- La adquisición de datos debe empezar a los 100N o menos
- La presión para medir la fuerza debe de ser de $\pm 0.5\%$
- La posición absoluta de la llanta debe tener una exactitud de ± 0.5 mm
- Para cada valor de carga (F_z) corresponde solo un valor de posición (z) y viceversa
- El número total de datos adquiridos debe estar entre 100 y 1000 para cada presión de inflado.

1.2.2 Bancos de pruebas comerciales

Tire Raised Deflection Testing

Descripción:

Tire Raised Deflection Testing Machine está diseñada específicamente para la prueba de neumáticos multifunción. Estas funciones incluyen: fuerza normal cuasiestática del neumático vs. prueba de deflexión radial, fuerza longitudinal cuasiestática del neumático vs. prueba de deflexión longitudinal, fuerza lateral cuasiestática del neumático vs. prueba de deflexión lateral, par cuasiestático del neumático vs. prueba angular, la fuerza elevada de peligro cuasiestático del neumático contra la prueba de deflexión elevada. En la figura 1.10 se muestra una imagen de la máquina.



Fig. 1.10, Grafico que muestra el primer ejemplo de maquina comercial. Imagen obtenida de (Buy Tire Raised Deflection Testing Machine in China on Alibaba.com, 2019)

Características:

Nombre: Tire Raised Deflection Testing Machine

Lugar de origen: Guangdong China

Precio: US \$3000-8000 - MXN \$57244.81-152640.19
Diámetro máximo: 1500 mm.
Alimentación: Electricidad
Ancho máximo: 550 mm.
Fuerza Normal: 50 KN., 100 KN.

La carga radial de la prueba de rigidez del neumático cumple con los estándares SAE aplicables.
Excelente rigidez y estructura simétrica aseguran la verticalidad del neumático.
Servo control de ciclo cerrado de la carga, la fuerza y el ángulo.
Plataforma de carga: altamente resistente al desgaste, para garantizar la estabilidad de la rugosidad.
Medición de la presión de inflación en tiempo real.

HT-2706TFS

Descripción:

Maquina diseñada para realizar análisis de fricción, rigidez radial, Rigidez longitudinal.

Capacidad máxima: 100KN

Velocidad máxima: 200 mm/min

Dimensiones máximas de neumático: Ø1500 mm, ancho 480 mm



Fig.1.11, Grafico que muestra un segundo ejemplo de banco de pruebas, Imagen extraída de (Tire durability tester 5 IN 1 Tire Stiffness Testing machine, 2019)

Características:

Nombre: HT-2706TFS

Lugar de origen: Taiwan

Precio: 300000 Yen - MXN \$50659.37

Diámetro de neumático: 400 - 1100 mm.

Ancho: 150 - 350 mm.

Diámetro interno: 10" - 26"

Máquina adecuada para estudios de esfuerzo en neumáticos.

Prueba vertical estática.

Valor de par estático y prueba de momento.

1.2.3 Bancos de pruebas experimentales

LSU tire-loading machine

Esta máquina fue hecha para realizar estudios, sin giro para obtener la rigidez del neumático y dinámicos para el coeficiente de amortiguamiento, en neumáticos agrícolas para tractor, que semuestra en la figura1.12.

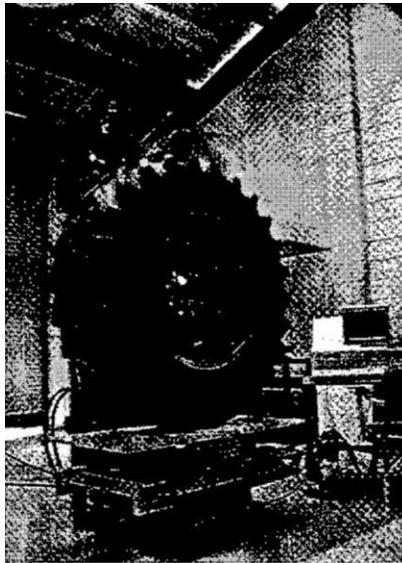


Fig.1.12, Grafico que muestro el arreglo de la Maquina LSU tire-loading machine. Imagen extraída de (Brassart 1994).

La máquina de pruebas esta echa de varios subensambles que son: marco, eje, sujeción del rin, sistema de carga, mecanismo oscilador, transductor de desplazamiento, escala de la carga que soporta la llanta, sistema de adquisición de datos.

El marco en forma de L sostiene la escala de carga y las guías del eje, el cual esta sujetado con rodillos que permiten el movimiento vertical y rotación de este, lo que permite ensayar diferentes tipos de neumáticos, en diferentes posiciones angulares.

Los pasos a seguir para la prueba de rigidez son:

1. Montar el neumático con un rin apropiado.
2. Establecer la presión de inflado como la máxima recomendada.
3. Registrar la carga la llanta y la posición del eje iniciales.
4. La llanta se acomoda en el plato de contacto

5. La carga se incrementa hasta la máxima recomendada
6. La carga se empieza a reducir hasta cero, mientras se toman las medidas.
7. Se repiten los pasos 4 al 6, 2 o 4 veces para reducir errores
8. Después de realizar las mediciones la llanta se levanta del plato de contacto.
9. Se reduce la presión de inflado, y se repite todo, las veces que sea necesario.

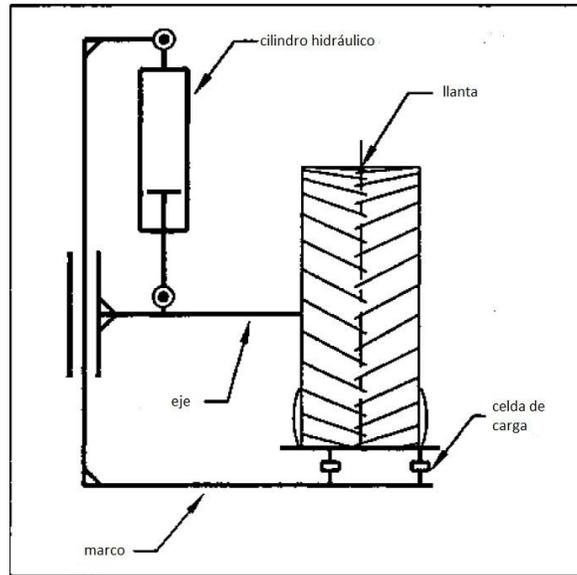


Fig.1.13, Esquema de un análisis estático. Imagen modificada de (Brassart, 1993).

Con la configuración mostrada en la figura 1.13 y la metodología ya explicada obtuvieron los datos mostrados en las imágenes 1.14, 1.15:

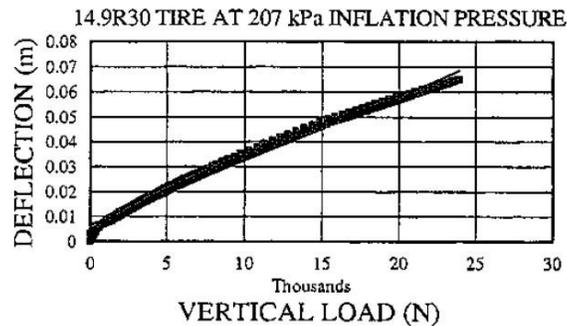


Fig.1.14, grafico que muestra la relación entre deflexión y carga vertical para un neumático 14.9R30 con una presión de inflado de 270KPa, Imagen extraída de (Bassart, 1994).

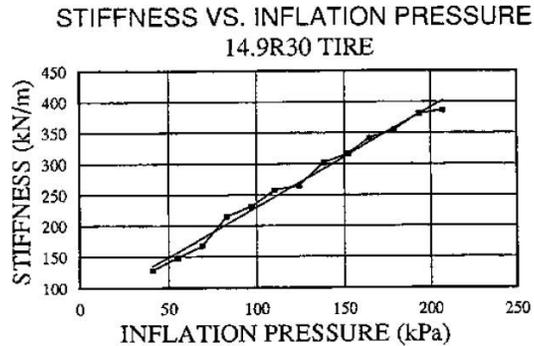


Fig. 1.15, grafico que muestra la relación entre rigidez y presión de inflado para un neumático 14.9R30. Imagen extraída de (Bassart, 1994).

1.2.4 Análisis de los bancos de pruebas

De los bancos de pruebas descritos, y la norma ISO 19940 se pueden destacar los siguientes puntos para pruebas verticales:

- Una placa de soporte para los neumáticos.
- Restringir el movimiento, a unos solamente verticales.
- Capacidad de regular la carga con precisión.
- Adquisición de datos de desplazamiento con precisión.
- Estabilidad del banco de pruebas
- Estabilidad del neumático
- Punto de referencia bien definido
- Repetir los experimentos

En el siguiente cuadro se muestran los parámetros y sus cambios, con los que se trabajaron en los bancos de prueba anteriormente presentados

	Cambios en el diámetro		Variación en la presión de inflado	
	Deflexión/inicial [mm]	porcentaje	P max – P min [KPa]	porcentaje
Chalco	30/568	5.2%	275 - 140	49%
Poznanski	30/438	6.8%	No cambio presión de inflado	-
Taylor	80/716	11.1%	No cambio de presión de inflado	-
Bassart	70/1040	6.7%	200 - 50	75%

Para neumáticos todo terreno los parámetros se eligen mediante la experiencia, la presión puede variar entre 30 y 5 libras y tener una deformación de hasta 25%. Como podemos observar los valores en un neumático todo-terreno distan en gran medida de los estudios realizados. (4X4, 1), (BFGOODRICH, 1).

Comparando el máximo desplazamiento, en cada caso con el diámetro inicial, obtenemos los siguientes porcentajes de deformación

Chalco - neumático 175/70 13 (Chalco y Sinchi, 2016)

$30/568 = 5.2\%$

Poznanski - neumático 135/80 R13 (Poznanski, 2004)

$30/438 = 6.8\%$

Taylor - neumático 260/80 R20 (Taylor et al, 2000)

$80/716 = 11.1\%$

Bassart - neumático 14.9R30 (Bassart, 1994)

$70/1040 = 6.7\%$

Y las variaciones entre mediciones fueron:

Chalco - neumático 175/70 13 (Chalco y Sinchi, 2016)

$275 - 140 \text{ [KPa]} = 49.9\%$

Poznanski - neumático 135/80 R13 (Poznanski, 2004)

No cambio presión de inflado

Taylor - neumático 260/80 R20 (Taylor et al, 2000)

No cambio presión de inflado

Bassart - neumático 14.9R30 (Bassart, 1994)

$200 - 50 \text{ [KPa]} = 75\%$

De algunos estudios se compararon los distintos tipos de análisis posibles para obtener propiedades de los neumáticos

1.3 Pruebas

Varios autores han comparado los distintos tipos de pruebas.

Matthews y Talamo

Los valores para rigidez fueron obtenidos por una prueba de carga-deflexión, los valores dinámicos fueron obtenidos por una prueba de vibración libre con giro. Obtuvieron que los resultados de las pruebas dinámicas son menores que los obtenidos por pruebas estáticas en un factor de 10-15%. También se encontró que considerando cambios adiabáticos en la presión durante la deflexión. La rigidez debida a los gases (aire) dentro de los neumáticos solo varía entre 1 y 2% entre pruebas estáticas y dinámicas (Matthews y Talamo, 1965).

Brassart

Los resultados de sus pruebas arrojaron, que dentro del rango de estudio para deflexión que utilizo, la deflexión estática puede ser representada por una función lineal.

La rigidez dinámica es mayor que la estática, Las pruebas estáticas se realizaron con pruebas de carga-deflexión y las dinámicas con vibración inducida y giro.

La rigidez estática y dinámica, varían con la presión de inflado, la construcción de la carcasa y el tamaño de la llanta (Bassart, 1994).

Taylor

La medición de la rigidez radial, se determinó por 5 métodos entre los que destaco el de carga-deflexión, reduciendo el efecto de la histéresis al mínimo, siendo este el único que tomó en consideración el efecto de la histéresis (Taylor, 2000).

2. Diseño

2.1 Metodología de diseño

Para la elaboración del diseño del banco de pruebas, se seguirá el método descriptivo de Michael French. En el cual, a partir del planteamiento del problema, los requerimientos y las especificaciones, se plantean las soluciones que cumplan con los parámetros adecuadamente.

Este método de diseño cuenta con varias fases, como se observa en la figura 2.1. donde los círculos representan las etapas y los rectángulos las actividades

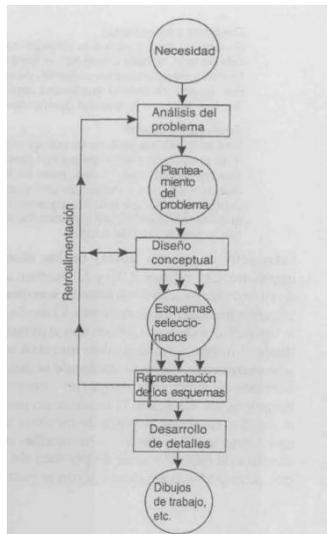


Fig. 2.1, Esquema del método de diseño de Michael French. Imagen extraída de (Cross, 2002).

La primera etapa consta de identificación de una necesidad, en esta etapa se realiza un planteamiento del problema, partiendo de la definición de este, describiendo lo que se quiere lograr o resolver y mostrar algunas de las limitaciones, especificaciones y requerimientos que se imponen a la solución.

La siguiente etapa es el diseño conceptual, se divide el problema en sistemas, cada sistema se encarga de una tarea en específico. A partir de las especificaciones, requerimientos y limitaciones se elaboran, se plantean propuestas, que son evaluadas una a una y comparadas, para elegir la que cumpla de la mejor manera.

La última etapa consta del diseño a detalle, donde basándonos en la mejor de las propuestas, se realizan planos y se verifica que sea capaz de realizar las tareas.

2.2 Problema

Los dispositivos (bancos de pruebas) y la teoría está enfocada a los neumáticos para vehículos deruta. Se requiere un banco de pruebas para neumáticos todo terreno, que trabaje con parámetros adecuados.

Del diagrama de la casa de calidad, Figura 2,2. podemos observar que dentro de las aplicaciones los aspectos a tener en cuenta son:

- Adquisición de datos de desplazamiento con precisión de $\pm 0.5 \%$
- Capacidad de regular la carga con una precisión de $\pm 0.5\%$

2.4 Diseño conceptual

Para iniciar la parte del diseño, se dividirá el banco de pruebas en diferentes sistemas desarrollando sus diferentes funciones.

Para obtener estas funciones se utilizarán el proceso de caja negra (fig. 2.1) y caja transparente (fig. 2.4-2,7).

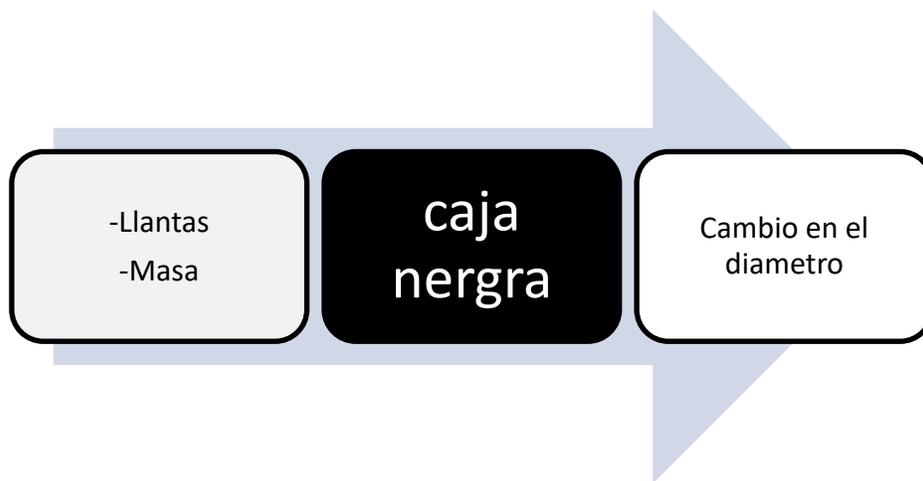


Fig. 2.3, Diagrama de caja negra.

Del diagrama anterior:

- Entradas: Llantas y Masa.
- Salidas: Cambio en el diámetro del neumático.
- Función: Medir y/o referenciar el Cambio en el diámetro de la llanta producido por la masa.

Utilizando el modelo de caja transparente, podremos definir las tareas principales y así establecer los sistemas que las realizaran.

Soporte para masa



Fig. 2.4, Diagrama de la caja transparente del sistema de soporte para masa.

Este sistema tendrá como entrada la masa, la función será transmitir y direccionar, dando como resultado una fuerza sobre la llanta.

También mantendrá en posición las masas, evitando desplazamientos de estas, proporcionando superficies donde se realizará contacto con el neumático y las masa, con las dimensiones adecuadas, evitará movimientos irregulares durante la aplicación de la carga

Soporte de neumáticos



Fig. 2.5, Diagrama de caja transparente, del sistema soporte de neumáticos.

Como se muestra en la figura 2.5, la entrada de este sistema son las llantas, la función será soportar las llantas y dar como salida la posición del neumático, evitando el movimiento de la llanta en otra dirección que no sea la de la fuerza.

Permitirá una variación de la posición y la fijación, para poder ajustarse a distintos tipos neumáticos y de rines, permitirá el movimiento solo en la dirección de la carga.

Sistema de medición

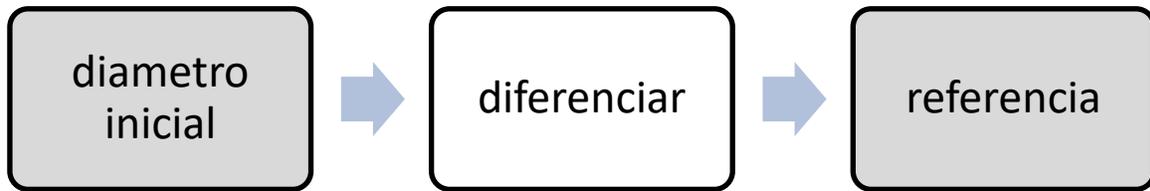


Fig. 2.6, Diagrama de caja transparente, del sistema de medición.

El sistema mostrado en la figura 2.6, tiene como entrada el diámetro inicial, tendrá la función de diferenciar o mostrar la variación en el diámetro de la llanta, lo que este sistema entregaría sería las referencias del diámetro inicial y final.

Con ayuda del sistema de soporte para el neumático, generara la referencia del diámetro inicial y final, durante la aplicación de la carga.

Frame (chasis)

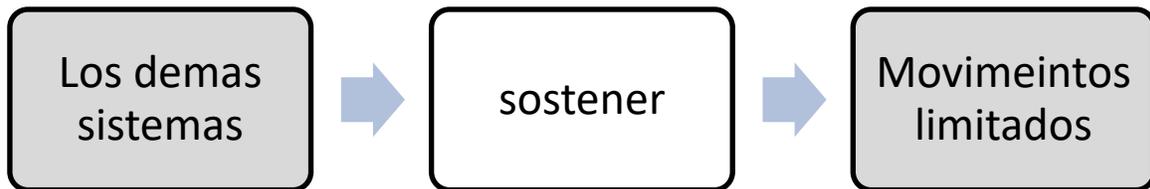


Fig. 2.7, Diagrama de caja transparente, del sistema de frame.

El sistema mostrado en la figura 2.7, tiene como entrada a los demás sistemas, teniendo como función sostenerlos y mantenerlos en posición, entregando movimientos limitados de los demás sistemas.

Con las funciones definidas y ayuda de un análisis morfológico, se realizarán diferentes configuraciones para poder resolver el problema, que después se compararan y evaluaran, para determinar la mejor de ellas.

Tabla 2.1 Diagrama morfológico.		
	1	2
Transmitir la carga	Aplicación directa	Aplicación indirecta
Soporte de neumáticos	Neumático fijo	Neumático móvil
Diferenciar diámetro inicial y final	Elementos externos	Elementos internos
Sostener y guiar	Movimientos lineales	Movimientos radiales

De la tabla 2.1

Transmitir la carga

Aplicación directa

Es cuando la carga resultante de la masa, se aplica sobre el neumático, sin alterar su magnitud, por medio de alguna amplificación mecánica o hidráulica.

Aplicación indirecta

Es cuando la carga resultante de la masa, se aplica sobre el neumático, aumentada por algún medio mecánico o hidráulico.

Soporte de neumático

Neumático fijo

Dentro de las funciones del soporte, no se encuentra permitir giros del neumático.

Neumático móvil

Dentro de las funciones del soporte, se encuentra permitir el giro libre o forzado del neumático.

Diferenciar diámetro inicial y final

Elementos externos

La diferencia entre diámetro inicial y final es medida por algún elemento que no pertenece al banco de pruebas (vernier, micrómetro, etc.).

Elementos internos

La diferencia entre el diámetro inicial y final, es medida por algún elemento que pertenece al banco de pruebas.

Sostener y guiar

Movimientos lineales

Se refiere a cuando el chasis o *frame*, restringe los movimientos a solamente líneas rectas.

Movimientos radiales

Es cuando el *frame*, restringe los movimientos del soporte de masa a solamente curvas.

Una vez establecidas las opciones para cada función, se procede a realizar varias mezclas entre las diferentes opciones, para obtener varias propuestas para solucionar el problema.

2.4.1 Propuestas

Propuesta 1

La primer propuesta, tiene una aplicación indirecta que se basa en el principio de una balanza para poder aplicar la carga, como se observa en la Figura 2.8, del lado del brazo **b** se aplica la carga **p** y por principio de la palanca y con la relación **b/a** se obtiene la fuerza **F**. Un soporte de neumático fijo y movimientos radiales. El soporte de neumáticos como se observa, se pretende fijo en altura, la variación de diámetro entre diferentes neumáticos, se controlará con la altura de la barra **a**,

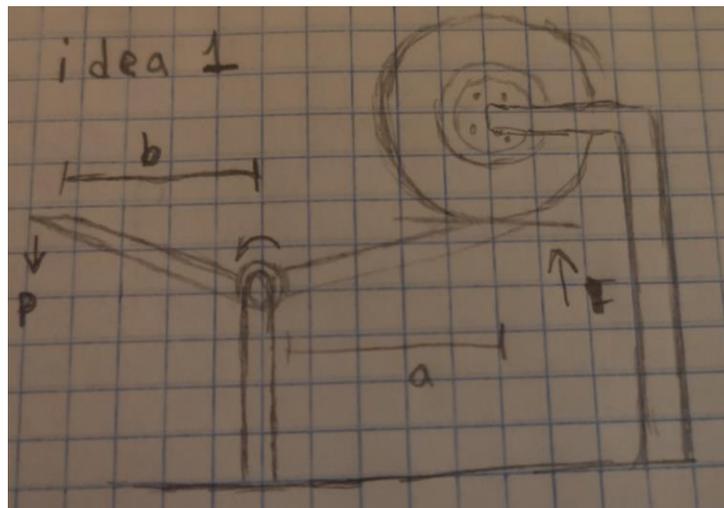


Fig. 2.8, Imagen de la primer propuesta basada en una balanza.

La propuesta cuenta una placa compartida entre el soporte del neumático y la base de la palanca, y una placa de soporte para el neumático que a su vez aplica la carga a este.

Propuesta 2

Esta es una propuesta tiene aplicación indirecta, que trabaja por medio de un sistema hidráulico que, por medio de una variación de volumen en una de las cámaras, transmitirá el peso **P** al neumático comola fuerza **F**, esto dado por la relación **D/d**, como se muestra en la figura 2.9. Soporte de neumático fijo y movimientos lineales, como se puede observar la idea consta de dos cilindros hidráulicos, conectados, lo que proporcionara los movimientos lineales en la dirección longitudinal de los cilindros. La altura inicial dependerá del diámetro del neumático.

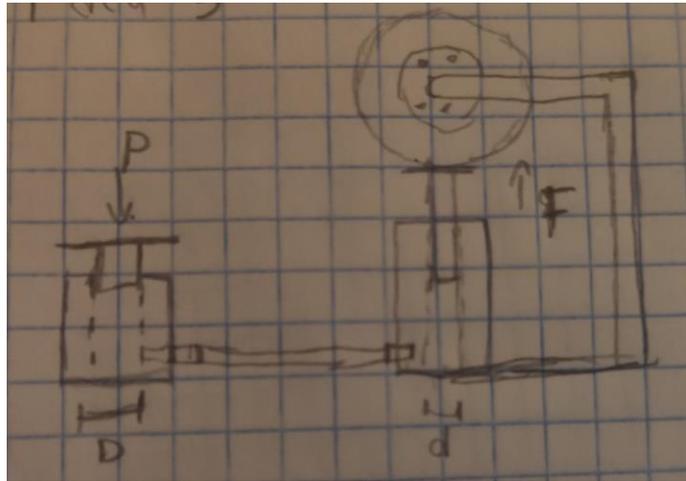


Fig. 2.9. Imagen de la propuesta hidráulica

Propuesta 3

La propuesta mostrada en la figura 2.10, tiene una aplicación directa de la carga, que por medio de un punto de pivoteo aplica la carga **P**, que se aplica directamente al neumático como la fuerza **F**, y tiene el soporte de neumáticos sujeto a la base. Soporte de neumático fijo y movimientos radiales. Consta de un brazo anclado a un punto de pivoteo, lo que genera los movimientos radiales, el soporte del neumático sigue el *frame*, para ajustarse a la altura del neumático.

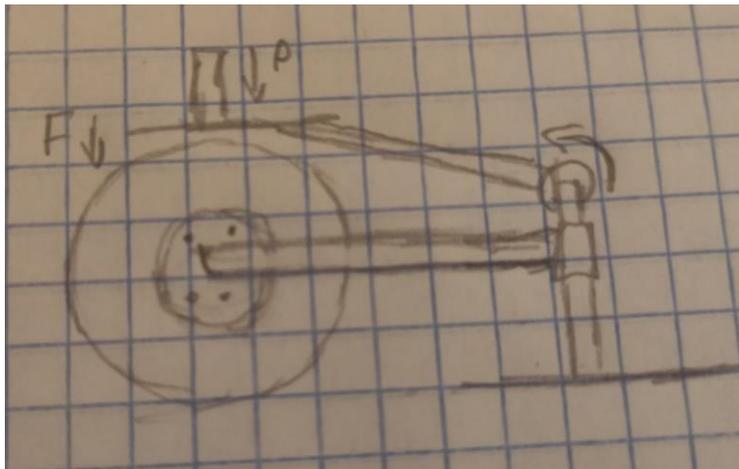


Fig. 2.10. Imagen de la propuesta con eje de pivoteo.

Propuesta 4

En esta propuesta, se tiene una aplicación directa del peso **P**, que actúa directamente sobre el neumático, el soporte para el peso y el soporte del neumático van sujetos a un *frame* dentro del cual está el neumático, como se muestra en la figura 2.11. soporte de neumáticos fijo y movimientos lineales. El *frame* consta de cuatro postes, que sirven como guía para, limitar los movimientos y guiar al soporte de neumático, que se ajusta a la altura del neumático, siguiendo estos postes. El soporte de masa descansa sobre el neumático.

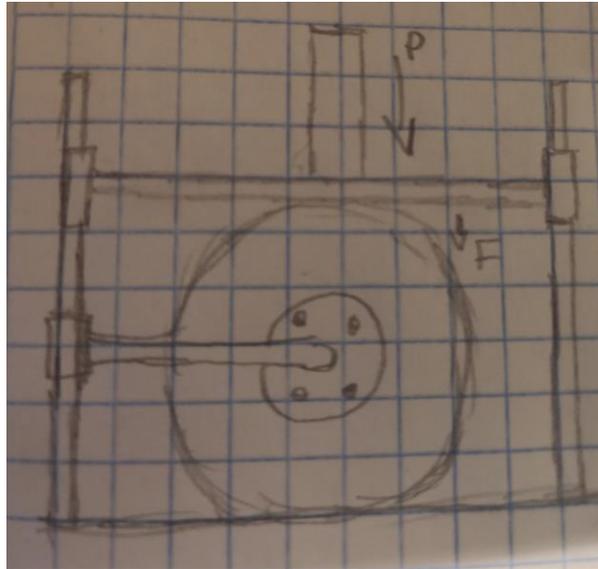


Fig. 2.11, Imagen de la propuesta donde el neumático está dentro del frame.

2.4.2 Evaluación de las propuestas

Comparando las propuestas anteriores:

En las primeras dos propuestas, por medio de algún principio (aplicación indirecta) se multiplica la carga, la tercer y cuarta idea transmiten el peso directamente (aplicación directa), lo cual permite tener un mayor control sobre la fuerza que se ejerce en el neumático

Las propuestas 2 y 4 durante la aplicación de la carga y en su recorrido están limitados a un movimiento puramente vertical, el 1 y 3 tiene un movimiento en formade arco. La norma ISO 19940 indica que lo mejor es que sea un movimiento lineal

La propuesta para la masa son discos de halterofilia, que como indica la IWF tienen una tolerancia $+0.1\%$ a -0.05% para discos mayores a 5 kg. Y de $+10g$ para discos menores a 5 kg. (International Weightlifting Federation, 2020). Que está dentro de los requerimientos para la variación de masa.

Todas las propuestas, para la parte de medición generan un punto de referencia inicial que corresponde al estado antes de modificar la carga, y una referencia después de realizar el cambio en la carga. De los resultados de la casa de calidad observamos que, este es uno de los factores más importantes, por lo que se decidió generar las referencias, para un estado inicial y uno con la carga aplicada, apoyándonos de un elemento de medición externo que cumpla con la especificación.

La propuesta 4 al ser simétrica, estar alineada la carga con el centro del neumático en todo momento y tener la base más grande y pegada al suelo, Lo hace la estructura más estable.

El sistema de soporte para los neumáticos, se basa en una placa con pernos simulando una masa (Neumático fijo), como la que se usa en un vehículo, este sistema es igual

en todas las propuestas, y modificable dependiendo del rin.

Observando los bancos de pruebas para medir la rigidez, son diseños con barras guías, que funcionan como juntas cilíndricas, que permiten el movimiento en una sola dirección, mantienen al neumático entre las barras y evita su movimiento. La propuesta 4 es la que más se aproxima a esto.

De los diferentes tipos de pruebas que se pueden aplicar, podemos decir que la mejor prueba para rigidez estática es la de carga deflexión, como podemos ver diferentes autores obtienen diferentes resultados con las pruebas dinámicas, para Matthews y Tálamo (Matthes y Tálamo, 1965) las pruebas dinámicas resultaron con valores menores que las estáticas, mientras que para Brassart (Brassart, 1994) las dinámicas estuvieron por encima de las estáticas. Como indica Taylor, en las pruebas dinámicas la histéresis hace variar lo resultados. De lo anterior podemos decir que las mejores pruebas para iniciar un estudio serían las estáticas, esperando el estado estable, para evitar los efectos de la histéresis.

De los modelos, como el de Zegelaar (Zegelaar,1994), vemos que en una representación de resortes se pueden presentar componentes radiales y longitudinales de la rigidez. Para aproximar a una rigidez puramente radial, se tendría que limitar la aplicación de la carga a solamente vertical.

Tabla 2.2, Matriz de selección.				
Especificaciones/propuesta	1	2	3	4
Capacidad de regular la carga con una precisión de $\pm 0.5\%$ (31.9%)	1	1	3	3
Adquisición de datos de desplazamiento con precisión de $\pm 0.5\%$ (52.2%)	1	3	1	3
Medidas máximas de diámetro de 754.4mm. y ancho de 309.9 mm (13.0%)	2	2	3	2
Admitir una carga máxima de 530.7 kg. (2.9%)	2	2	3	3
Total	1.159	2.203	1.956	2.87

De la tabla 2.2

El total, se obtiene multiplicado el porcentaje de cada especificación, por la calificación obtenida por la propuesta, después se hace la sumatoria de todos los productos y eso resulta en el total de cada propuesta, para las calificaciones van de 1 a 3, 3 es cuando la propuesta puede cumplir fácilmente con la especificación, es un valor intermedio y 1 quiere decir, que no podrá cumplir con el estándar o que será difícil de cumplir con él.

Tomando en cuenta lo anterior se decidió desarrollar la propuesta 4.

2.4.3 Diagramas

Las imágenes 2.12 y 2.13, son gráficos de la propuesta cuatro en un modelo tridimensional, elaborado por computadora.

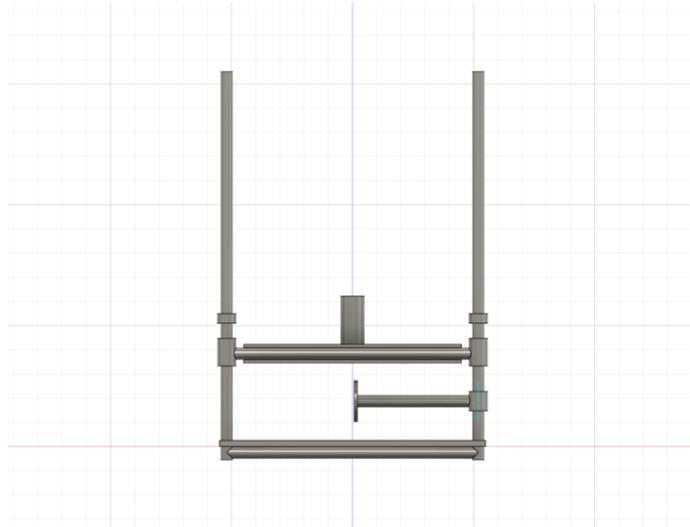


Fig. 2.12, Imagen de frente de la cuarta propuesta, del banco completo.

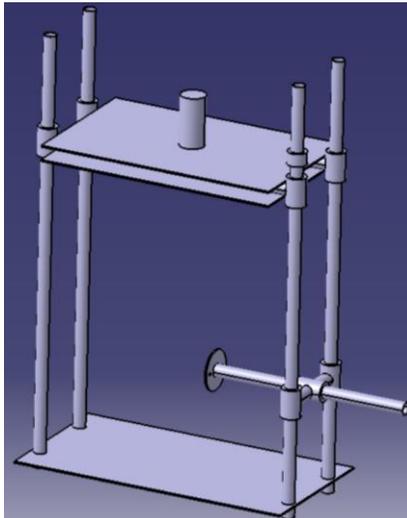


Fig. 2.13, Imagen Isométrica de la cuarta propuesta.

Frame

Para el diseño conceptual se toman en cuenta los datos del equipo BAJA SAE de la UNAM del prototipo 2017, catálogos de neumáticos de marcas como Carlisle (Carlisle,2019) y ITP (ITP TIRES, 2020), la información obtenida acerca de las posibles pruebas que se pueden realizar y las normas referentes al estudio de neumáticos.

Tomando todos los datos de los documentos y normas antes explicadas, se obtuvo el diseño que se presenta en la figura 2.14.

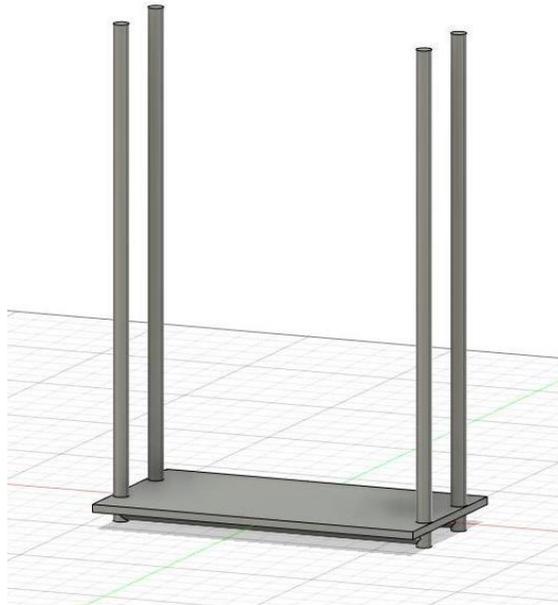


Fig. 2.14, Imagen del Frame del banco de pruebas.

En la figura 4.1, del anexo 1 se detallan las medidas del *Frame*.

Como podemos ver, se parte de una base con cuatro guías verticales que sirven para que se desplace el soporte de masa de forma vertical, sin permitirle ningún otro movimiento, ni cabeceos. De la norma ISO 19940 se incluye la placa de soporte para el neumático. Para las medidas se parte de la medida máxima encontrada en los catálogos, el ancho está pensado en la medida máxima que tienen los discos de halterofilia. También se pensó en que el *frame* tiene que contener a los demás sistemas y mantenerlos en la posición óptima para realizar los estudios, aprovechando las guías se sujetaran los demás sistemas y seguirán el desplazamiento que ocurra en el neumático, para poder realizar las mediciones requeridas.

Soporte para masa y sistema de medida

El soporte para la masa tiene cuatro baleros lineales, que servirán de junta cilíndrica con las guías del *frame*. Esto nos ayudara a reducir la fricción y evitar, fuerzas o alteraciones

externas que disminuyan la precisión en las mediciones. Se tienen dos placas que servirán como bases, una para los discos que simulan la masa y puedan aplicar esta de forma distribuida, y la otra estará apoyada sobre la parte superior del neumático transmitiendo la fuerza debida a la masa en toda la zona de contacto que se produzca entre la placa y el neumático. Las placas contendrán unos refuerzos que a su vez conectan los cuatro baleros, estos refuerzos sirven para mantener todas las piezas unidas y evitar deformaciones en las placas, o variaciones en las posiciones de los baleros. Por último, este sistema tiene un cilindro que servirá para mantener en posición los discos.

El sistema de medida consta de un o más cilindros, que marcaran la posición inicial del estudio. Al agregar masa, el soporte de masa bajara siguiendo el desplazamiento del neumático y los cilindros del sistema de medición, por algún elemento de fijación como puede ser un tornillo que apriete contra las guías del *frame*, mantendrán su posición, esto nos indicara la variación que ocurra en el diámetro del neumático, usando algún instrumento de medición externo como podría ser un vernier, se realizara la medición.

En la Figura 4.2, del anexo 1 se detallan las medidas. En la figura 4.5 se indican las medidas de los baleros lineales.

En la Figura 2.15 se puede observar un modelo de los sistemas de soporte de masa y de medida.

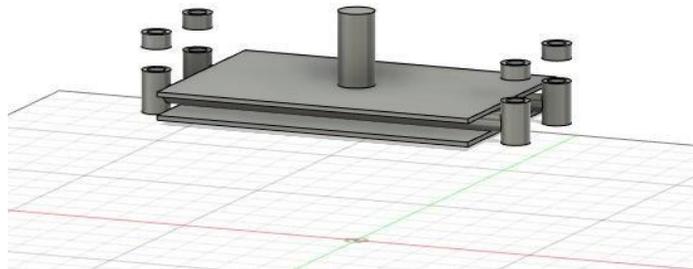


Fig. 2.15, Imagen de los sistemas, para soportar la masa y dar la referencia para medir.

Soporte de llanta

El sistema de soporte consta, de dos baleros lineales que guían al soporte en la misma dirección que el movimiento del soporte de masa, tenemos un cilindro en el centro de los baleros lineales, este cilindro sirve de junta cilíndrica, para un brazo que sirve para regular la posición del neumático bajo el soporte de masa, con esto logramos uno de los puntos importantes, que es que la carga y el neumático estén alineados, evitamos la aparición de componentes en la reacción en el neumático. Con este ajuste podemos utilizar varios tipos de rines con diferentes offset y medidas. En el extremo de este brazo podemos observar un disco con dos barrenos este servirá para acoplar otros discos con barrenaciones diferentes, esto nos permite usar varios modelos de rines solo cambiando los discos con la barrenación adecuada. En la Figura 2.16 podemos ver una imagen que representa todo lo descrito.

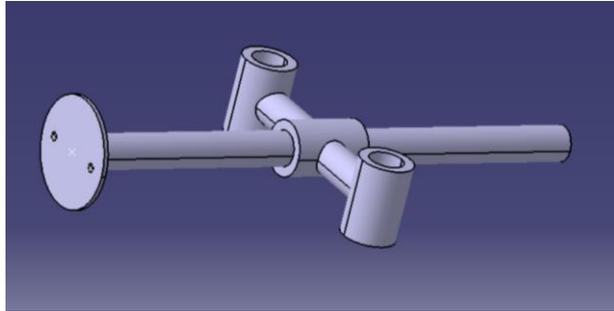


Fig. 2.16, Imagen del sistema de sujeción del sistema.

En la figura 4.3, del anexo 1 se detallan las medidas. En la figura 4.5, del anexo 1, se indican las medidas de los baleros lineales.

2.5 Simulaciones

2.5.1 Análisis previo

Para realizar simulaciones con ayuda de software primero se tiene que realizar un análisis de fuerzas y reacciones como se muestra en la figura 2.17.

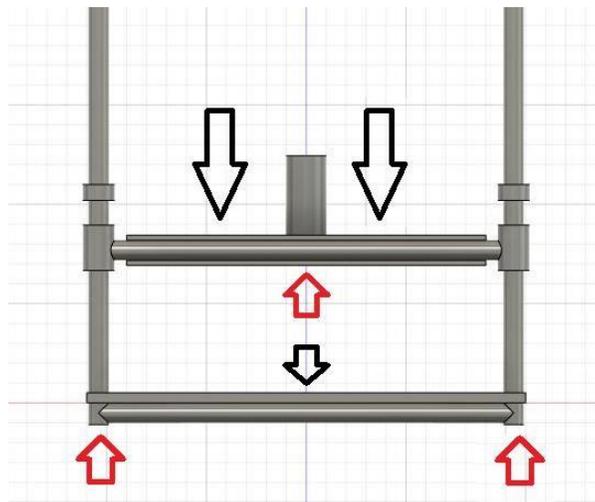


Fig. 2.17, Imagen que muestra las fuerzas (negro) y reacciones (rojo).

En la Figura 2.17, se muestran en negro las cargas que se presentaran cuando se realice un análisis. En rojo están las reacciones a las cargas.

Para el soporte de masa, la carga es efecto de la masa que se utiliza para las simulaciones y la reacción estará dada en la zona de contacto entre el soporte y la llanta.

2.5.2 Simulaciones CAE (Computer Aided Engineer)

Para poder realizar las simulaciones, se tiene que realizar

Se realizaron varias simulaciones, basándonos en el carro de carga que es donde se coloca el peso y se transmite al neumático. Para las propiedades de los materiales se buscaron en diferentes tiendas, los diferentes tipos de materiales disponibles y se procede a realizar simulaciones, con cada una de sus propiedades para ver cuál es la mejor opción.

De CANACERO (Cámara nacional de la industria del hierro y del acero), podemos observar que las dos normas más utilizadas para tubería con aplicaciones mecánicas son (CANACERO, 2021):

Acero A500

(Fortacero, 2020), (DMH UNITED STEEL INDUSTRY CO., 2021)

Acero A513

(Fermetsac, 2020), (A513/A513M-12, 2021)

Las figuras 2.18 y 2.19 muestran los resultados de las simulaciones:

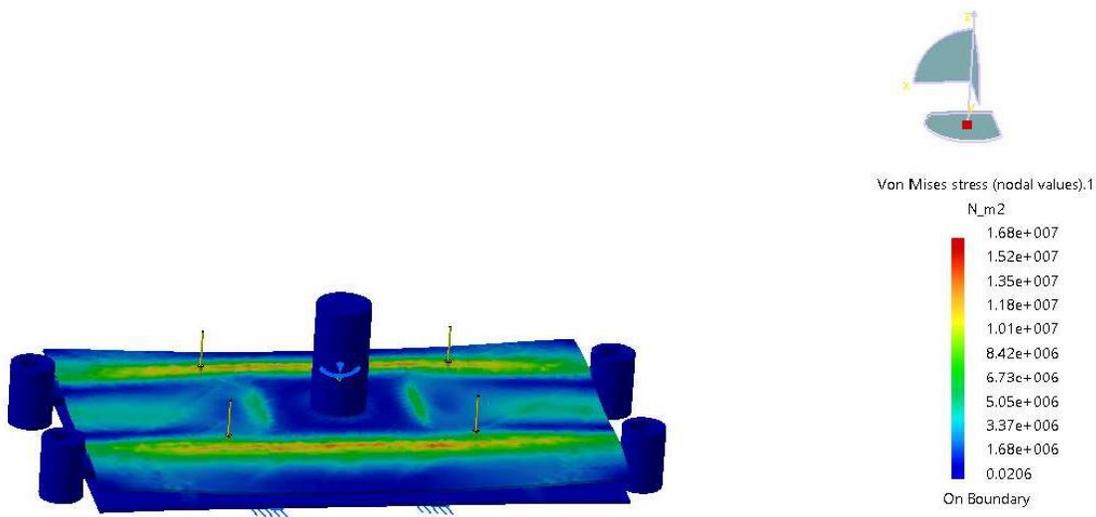


Fig. 2.18, resultados de esfuerzo para una simulación del soporte de masa con 530 kilogramos.

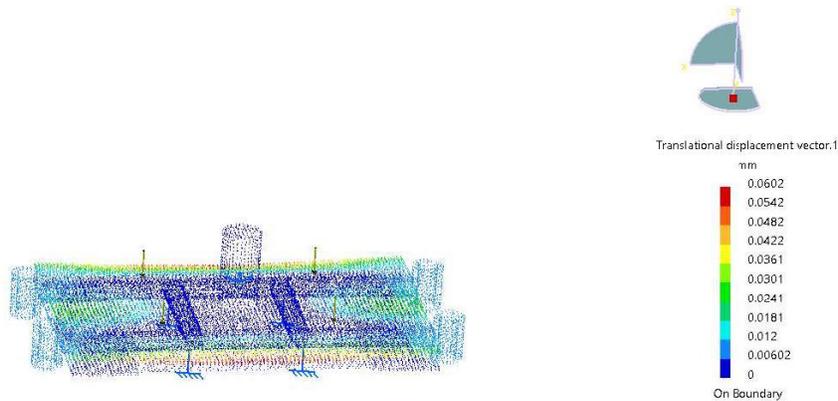


Fig. 2.19, Resultados de desplazamiento para una simulación del soporte de masa con 530 kilogramos.

Para la simulación anterior se utilizaron 530 kilogramos que es el peso máximo que soportan este tipo de neumáticos, según los catálogos de las marcas. El tubo que se utilizó es de una pulgada de espesor, para que se pudiera usar con los baleros antes mencionados, las medidas se obtuvieron de las páginas de los proveedores mencionados por CANACERO (CANACERO, 2021). El espesor de lámina utilizado es de 1/8 de pulgada y el tubo para el soporte de masa tiene un diámetro externo de 50.4 mm que es el diámetro interno estándar para discos olímpicos de gimnasio.

Para las simulaciones nos basamos en el esfuerzo equivalente de Von Mises, ya que el criterio de Von Mises se basa en la energía de distorsión elástica. Por lo que, si el esfuerzo equivalente de Von Mises está por debajo del límite de fluencia del material, el banco de pruebas no tendría ninguna deformación significativa por lo cual no afectaría las mediciones. Comparando los diferentes esfuerzos de cedencia para las normas ASTM A500 y A513. De donde los más comunes son de ASTM A513 es el 1010 y de la ASTM A500 grado A y B.

Esfuerzo equivalente máximo obtenido: $\sigma_e = 16.8 \text{ MPa}$

Esfuerzo de cedencia

ASTM A513 $S_y = 220 \text{ MPa}$

ASTM A500°A $S_y = 228 \text{ MPa}$

ASTM A500°B $S_y = 290 \text{ MPa}$

Comparando el esfuerzo de cedencia de cada acero, podemos ver que la mejor opción es el ASTM A500°B, ya que sería el de un factor de seguridad más alto,

$$\text{Factor de Seguridad } N = \frac{290}{16.8} = 17,2 \quad 2.1$$

Con lo anterior podemos asegurar que no abra deformaciones permanentes, por lo que podremos realizar repeticiones sin que haya variaciones debidas a la estructura. De los resultados de la simulación, observando la imagen de los

desplazamientos observamos que los desplazamientos máximos, son muy pequeños como para influir en las mediciones.

2.6 Modelo Físico

A continuación, se presentan imágenes de un modelo realizado por impresión 3D, con el fin de verificar que todas las piezas cumplan con la tarea para la cual fueron diseñadas y observar posibles errores, todas las piezas se imprimieron a un 30% de las medidas reales para que cada subsistema se pudiera imprimir de una sola pieza, y así evitar partes con uniones.

2.6.1 Soporte para masa

El modelo para el soporte de masa, que se muestra en la figura 2.20, comprobó que con el diseño elaborado permite un movimiento estable y con las simulaciones observamos, que aun con el máximo peso para los neumáticos, no tiene una deformación significativa, y la parte para mantener la masa para prueba, tiene la misma medida que las barras para halterofilia, por lo que los discos mantendrán su posición.

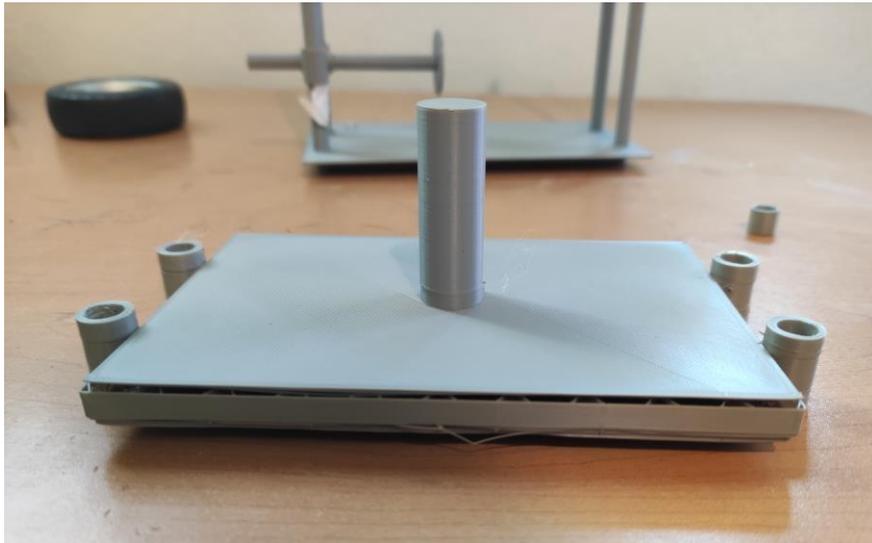


Fig. 2.20, Fotografía del subsistema de soporte para la masa.

2.6.2 Frame

Este diseño cumplió, con las funciones planteadas anteriormente, permite el desplazamiento únicamente vertical del soporte para masa, para asegurar que la aplicación de esta se mantenga igual en todo el recorrido. También mantiene a los demás sistemas en su posición. Sirve de base para la sujeción del sistema para medidas, y guía para el soporte de neumáticos, En la figura 2.21 se muestra el modelo físico.



Fig. 2.21, Fotografía del modelo del subsistema de frame.

2.6.3 Sistema de medida

Este sistema es el encargado de generar una referencia para realizar las medidas entre el sistema de soporte para la masa y un cilindro, esta distancia será igual a la deformación en los neumáticos. el cilindro se muestra en la figura 2.22.

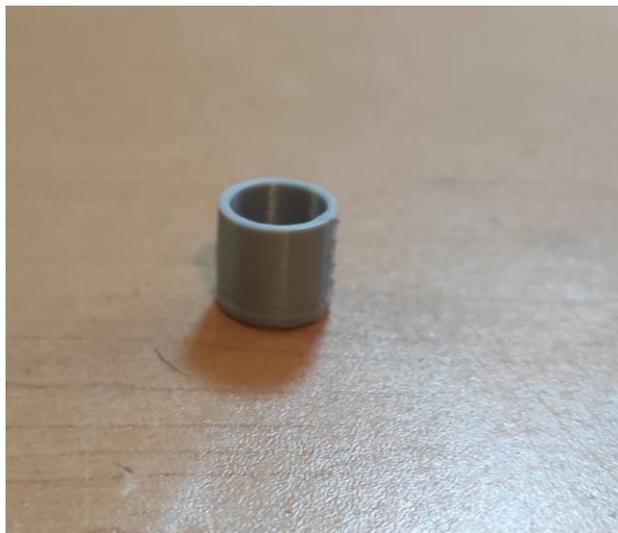


Fig. 2.22, Fotografía de subsistema de medida.

2.6.4 Soportes de neumático

El diseño de esta pieza sufrió varios cambios, debido a que no se echó la consideración que algunos rines manejan un off-set respecto al centro geométrico del neumático, por lo que necesitamos poder ajustar del plato de soporte, para que el neumático quede centrado, unos de objetivos del nuevo diseño es poder cambiar el plato de soporte para utilizar rines con diferentes barrenaciones. En la figura 2.23, se muestra el modelo realizado por impresión 3D de este sistema.



Fig. 2.23, Fotografía del subsistema de soporte de neumáticos.

2.6.5 Modelo del Banco de pruebas completo

Una vez terminados todos los modelos de los subsistemas se realizó el ensamble para verificar que no hubiera interferencias entre ellos y se cumplieran con sus funciones, En la Figura 2.24 se muestra el modelo físico del banco de pruebas ensamblado y probándose de que los componentes cumplan con su función

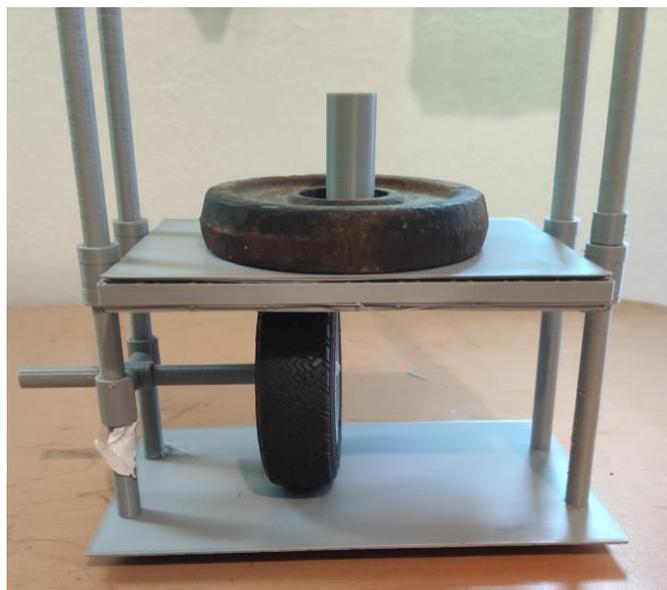


Fig. 2.24, Fotografía del modelo completo, simulando la elaboración de una prueba.

3. Resultados

3.1 Análisis de resultados

El estudio de los neumáticos todo terreno, es un campo muy poco explorado, ya que la puesta a punto de estos depende totalmente de la experiencia, para el diseño de un banco de pruebas para este tipo de neumáticos, se tomó en cuenta la teoría de neumáticos de ruta y usados en la agricultura, todos estos coinciden que uno de los principales valores para entender la dinámica del vehículo es el coeficiente de rigidez de la llanta.

Para el estudio del coeficiente de rigidez, en este tipo de neumáticos, es importante realizar algunas variaciones respecto a los estudios realizados para neumáticos de ruta, ya que los valores en los que funcionan son muy distintos, para disminuir la incertidumbre, lo mejor es buscar el estado estable, realizar varias repeticiones de cada evento y evitar componentes en otros sentidos.

El diseño de este banco no está limitado solo a estudiar neumáticos todo terreno, ya que los parámetros que se estudian en los de ruta, distan mucho, como se vio en la comparación de los parámetros usados en los bancos de pruebas experimentales, y los que indican los expertos de los vehículos todo-terreno, pero los valores usados para vehículos comerciales y tractores están dentro de los que usan los todo-terreno. Basándonos en los estudios antes mencionados, se tomaron en cuenta las indicaciones y los parámetros a los que se les daba más importancia.

La metodología de diseño utilizada, junto con el estado del arte, permitieron que partir de la identificación del problema, las especificaciones, requerimientos y con ayuda de criterios como la casa de calidad, que nos sirvió para dar una jerarquía a las especificaciones. Los diagramas de caja negra y caja transparente, usados para obtener funciones específicas, que eran necesarias para resolver el problema general. Un diagrama morfológico que nos dio diversas configuraciones para cada función. Realizando combinaciones con las configuraciones obtenidas, obteniendo varios sistemas capaces de resolver problema principal. Con los datos obtenidos del estado del arte, el estudio de mercado y con un ayuda de una matriz de selección se evaluaron cada una de las opciones (sistemas), puntuando su desempeño contra las especificaciones y sus valores obtenidos del diagrama de la casa de calidad. Con esto se pudo elegir uno de los sistemas, que resolvía el problema principal y cumplía con las especificaciones.

Una vez definidas la prueba, como se debía realizar, con qué parámetros y con la propuesta escogida, basándonos en las medidas de neumáticos presentadas en catálogos, se dimensiono la propuesta y con las indicaciones para masa y los materiales disponibles en el mercado, se asignó material a las piezas y se propuso un espesor para los elementos, el cual se verifico con ayuda de una simulación por software y el criterio de Von Mises.

El modelo de impresión 3D, sirvió para verificar que no se tuvieran interferencias y que el banco funciona como debería.

3.2 Conclusión

Se cumplió con el objetivo que era diseñar un banco de pruebas, al principio se definieron las características y funciones, de los neumáticos. Se recolectó información para establecer y evaluar los requerimientos y especificaciones. Con la información obtenida se pudo observar, que casi toda la información de neumáticos, esta referida a neumáticos de otro segmento o aplicación, por lo que se decidió elaborar un diseño para el banco de pruebas, que este destinado a elaborar pruebas básicas (estáticas), para iniciar desde cuantificar las propiedades más básicas, como son rigidez radial estática. El modelo desarrollado cumple con las especificaciones y requerimientos necesarios para poder realizar pruebas a neumáticos todoterreno.

3.3 Alcance

Con el diseño del banco de pruebas, los próximos pasos serian la manufactura y pruebas a neumáticos. Con los resultados que se obtengan de esas pruebas se podrá observar la variación entre los modelos teóricos y el comportamiento de este tipo de neumáticos dentro de su rango de trabajo. El ultimo paso a realizar será establecer modelos que definan el comportamiento de los neumáticos todo terreno.

4. Anexo 1 planos

En la siguiente sección se mostrarán planos de cada sistema, en donde las medidas están en mm.

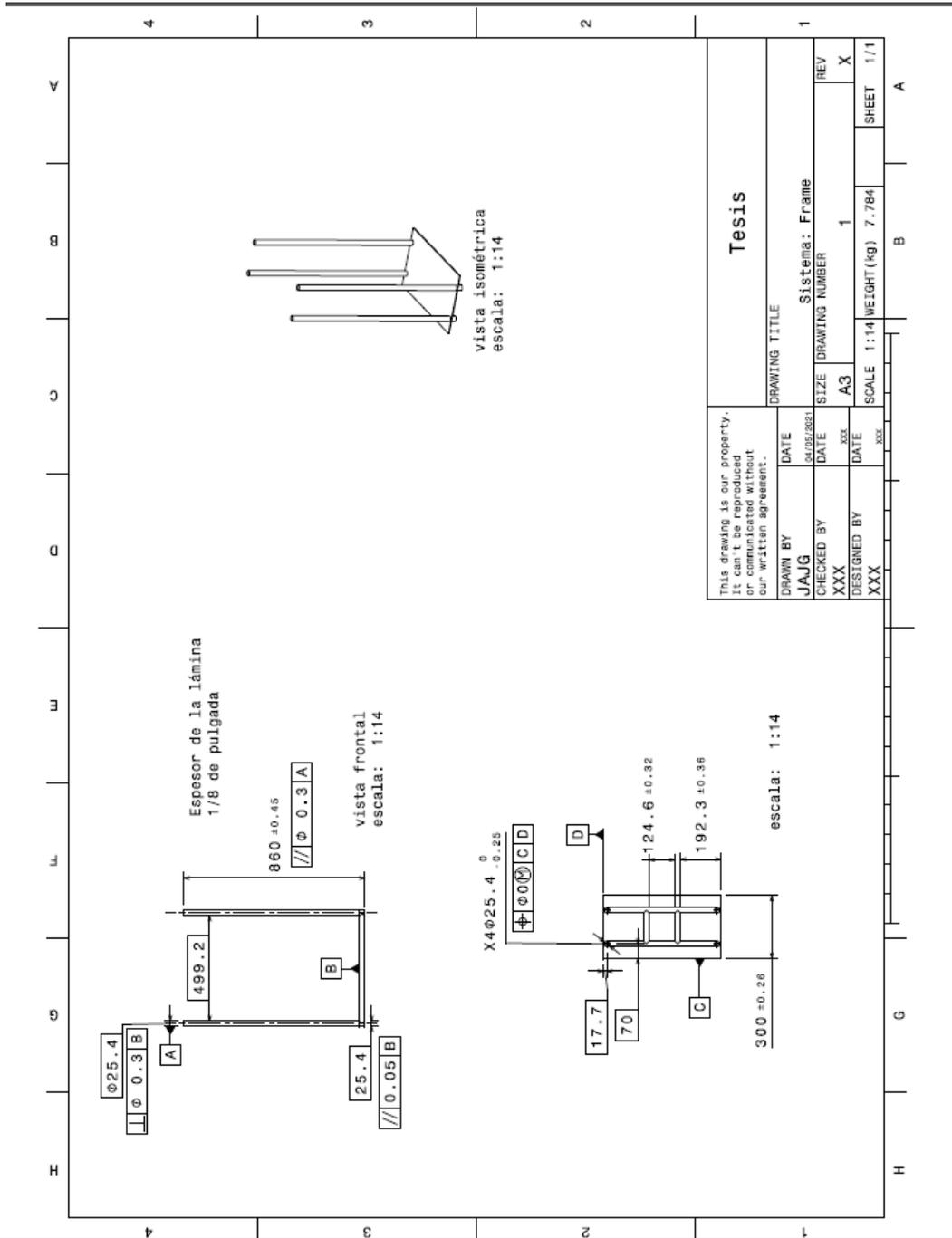


Fig. 4.1, plano del sistema de frame.

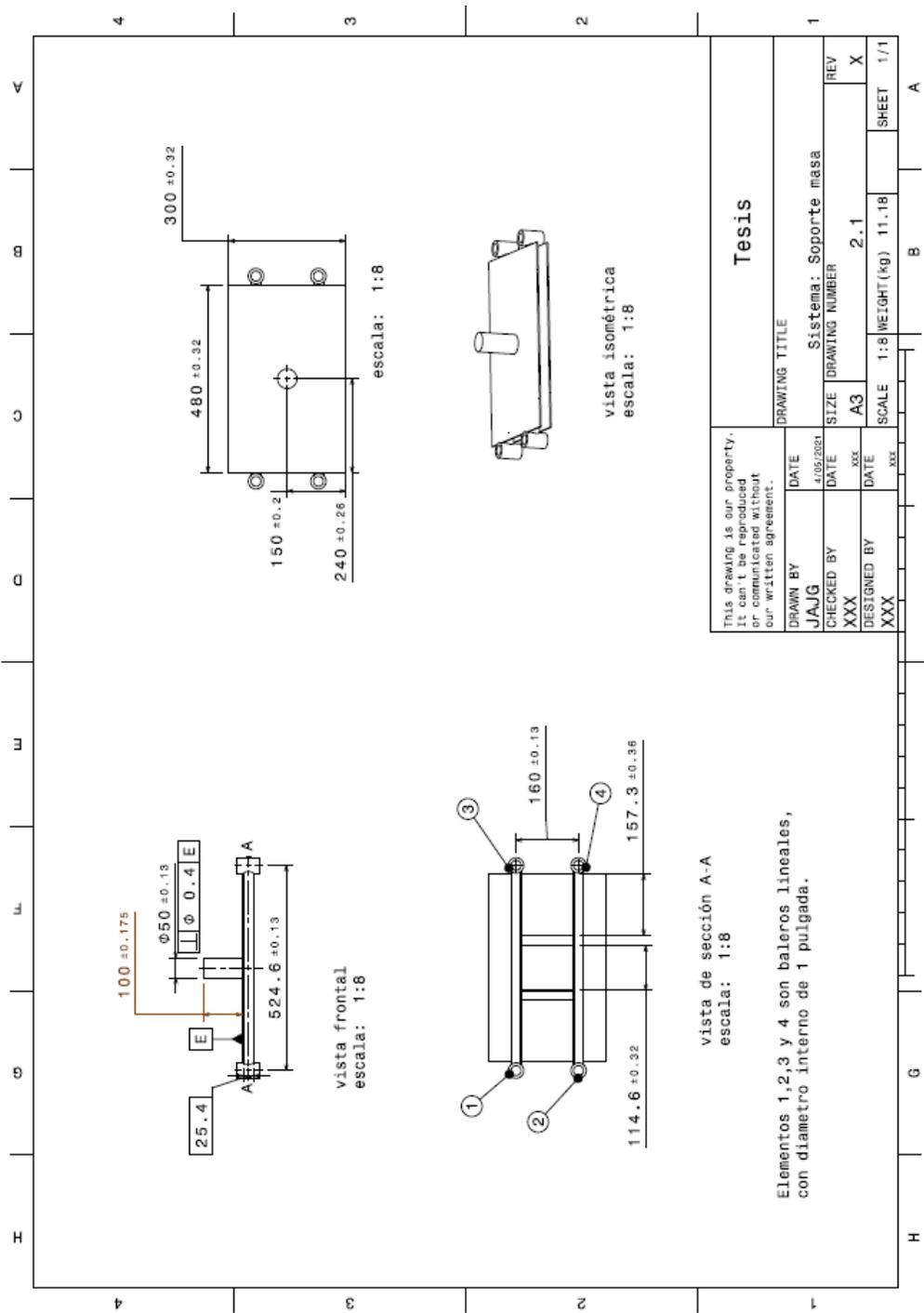


Fig. 4.2, Plano del sistema de soporte de masa.

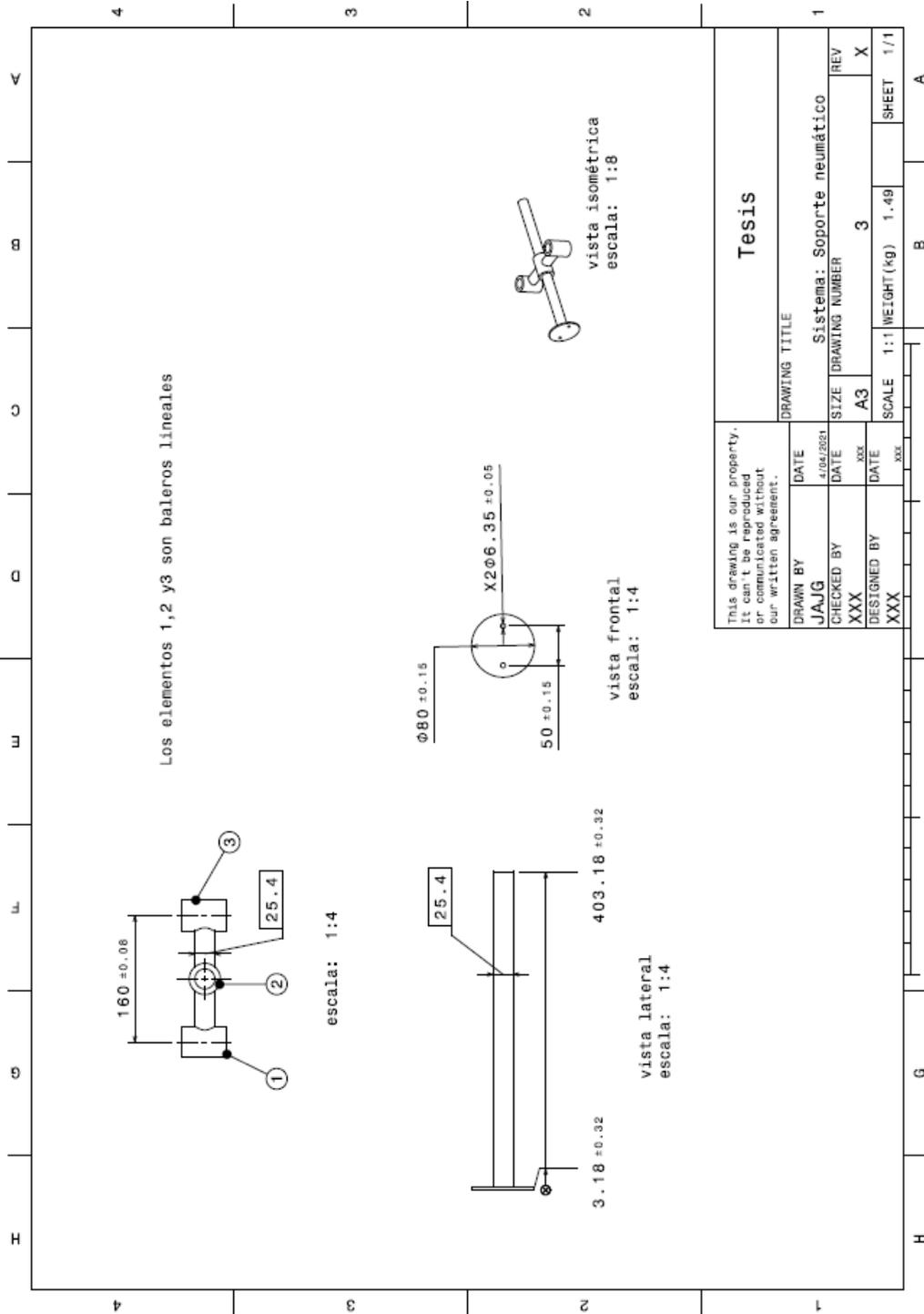


Fig. 4.3, Plano de sistema de soporte de neumático.

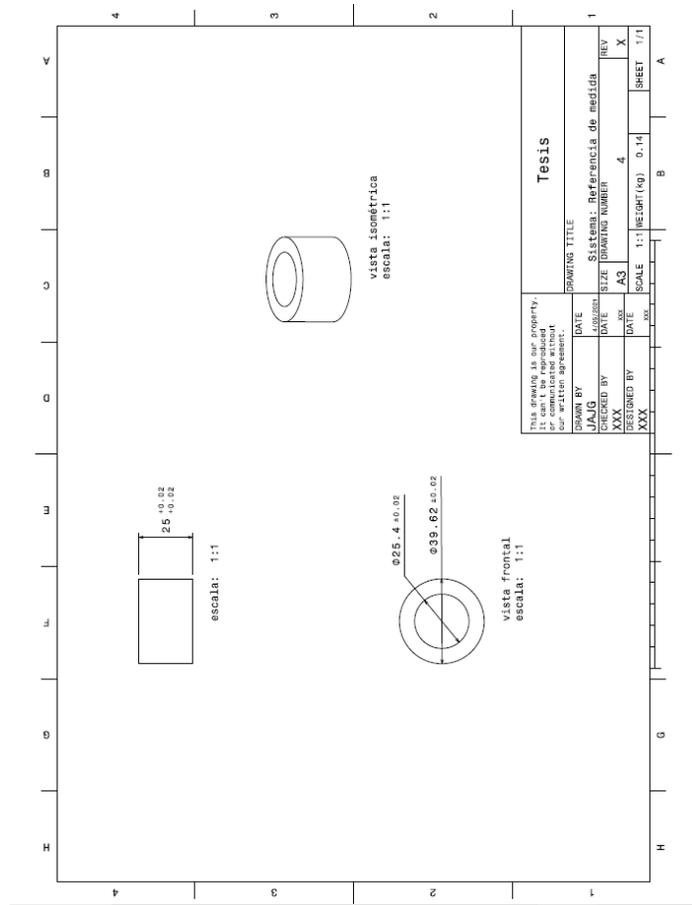
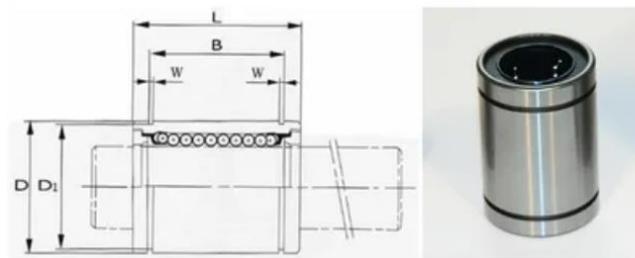
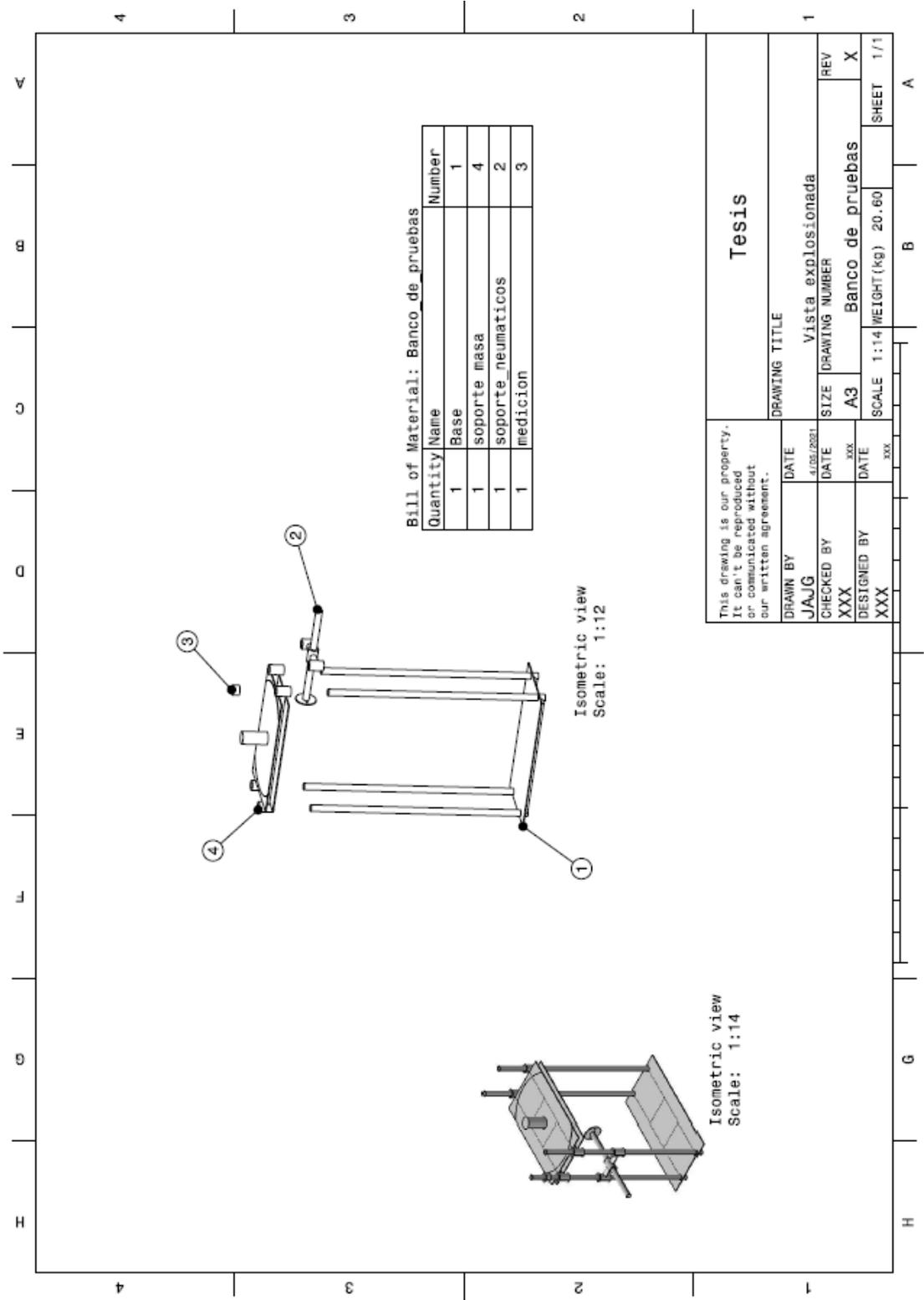


Fig. 4.4, Plano del sistema de medida



Part Number	d	D	L	B	W	Circuits	C (N)	Co (N)	Weight (g)
LMB 4 UU	0.25	0.5	0.75	0.511	0.039	4	206	265	8
LMB 6 UU	0.375	0.625	0.875	0.6358	0.039	4	225	314	14
LMB 8 UU	0.50	0.875	1.25	0.9625	0.0459	4	510	784	37
LMB 10 UU	0.625	1.125	1.50	1.1039	0.0559	4	774	1180	76
LMB 12 UU	0.75	1.25	1.625	1.1657	0.0559	5	862	1370	95
LMB 16 UU	1.00	1.56	2.25	1.7547	0.0679	6	980	1570	200
LMB 20 UU	1.25	2.00	2.625	2.0047	0.0679	6	1570	2740	440
LMB 24 UU	1.50	2.375	3.00	2.4118	0.0859	6	2180	4020	670
LMB 32 UU	2.00	3.00	4.00	3.1917	0.1029	6	3820	7940	1140

Fig. 4.5, Imagen que muestra las diferentes medidas de baleros líneas de las cuales se uso la que tiene $d=1.00$ de donde las medidas están en pulgadas. Imagen extraída de ("Balero Lineal 1 Pulgada Lmb16 - \$195.00", 2021).



This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.		DRAWING TITLE	
DRAWN BY	DATE	Tesis	
JAJG	4/03/2021	Vista explosionada	
CHECKED BY	DATE	SIZE	DRAWING NUMBER
XXX	XXX	A3	Banco de pruebas
DESIGNED BY	DATE	SCALE	WEIGHT(kg)
XXX	XXX	1:14	20.60
		SHEET	1/1

Fig. 4.6, Diagrama de vista explosionada, con lista de materiales.

5. Bibliografía

- 4X4, T. (2019, 24 abril). La presión correcta para los neumáticos en 4x4. Todo4x4. <https://www.todo4x4.la/consejos-4x4/la-presion-correcta-para-los-neumaticos-en-4x4/> (4X4, 1)
- A513/A513M-12, A. (2021). ASTM A513 / A513M - 12 Standard Specification for Electric-Resistance-Welded Carbon and Alloy Steel Mechanical Tubing. Revisado 3 April 2021, de <https://www.astm.org/DATABASE.CART/HISTORICAL/A513A513M-12.htm>
- Albert, C. J. (1961). A method of simulating tire enveloping power in calculations of vehicle ride performance. *Technical report YM-1424-V-300*.
- Alibaba.com. 2019. *Buy Tire Raised Deflection Testing Machine in China on Alibaba.com*. [online] Disponible en: <https://www.alibaba.com/product-detail/Tire-Raised-Deflection-Testing-Machine_60331449035.html?spm=a2700.7724857.main07.56.dd300be3MRqOP> [Acceso 4 abril 2019].
- Balero Lineal 1 Pulgada Lmb16 - \$195.00. (2021). Revisado 5 abril 2021, de https://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-728628832-balero-lineal-1-pulgada-lmb16-_JM
- BFGOODRICH. (s. f.). ¿Qué presión de neumáticos todoterreno necesito? [bfgoodrich.es](https://www.bfgoodrich.es/auto/ayuda-y-consejos/que-presion-de-neumaticos-todoterreno-necesito). <https://www.bfgoodrich.es/auto/ayuda-y-consejos/que-presion-de-neumaticos-todoterreno-necesito> (BFGOODRICH, 1)
- Brassart, Francois Pascal, "Traction and Agricultural Tractor Tire Selection Studies." (1994). *LSU Historical Dissertations and Theses*. 5855. https://digitalcommons.lsu.edu/gradschool_disstheses/5855
- CANACERO. (2021). Productores de tubería de acero en México. Revisado 3 abril 2021, de https://www.canacero.org.mx/aceroenmexico/descargas/catalogo_de_tuberia_final.pdf
- Chalco, F. and Sinchi, E., 2016. *estudio de la rigidez radial estática del neumático en vehículos de turismo y desarrollo de un modelo matemático para su obtención según las características del neumático*. Licenciatura. Universidad politécnica salesiana sede matriz cuenca.40(6), pp.419-433.
- ordoş, N., Todoruţ, A. Barabás, I. (2017). Evaluation of the tire pressure influence on the lateral forces that occur between tire and road. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 252, p.012011.
- Cross, N., 2002. *Métodos de diseño: estrategias para el diseño de productos*. 2nd ed. México: Limusa.
- Davis, D. (1975). A Radial-Spring Terrain-Enveloping Tire Model. *Vehicle System Dynamics*, 4(1), pp.55-69.
- Dihua, G. y Chengjian, F. (2003). Tire Modeling for Vertical Properties Including Enveloping Properties Using Experimental Modal Parameters. *Vehicle System Dynamics*,

DMH UNITED STEEL INDUSTRY CO., L. (2021). Tubo ASTM A500, Tubo estructural ASTM A500. Revisado 3 abril 2021, de <https://www.united-steel.com/es/newsshow/363.html>

Fermetsac. (2020). Tubos mecánicos electrosoldados redondos astm A-513/SAE 1010. Revisado 20 de diciembre del 2020, de: <https://www.fermetsac.com/wp-content/uploads/2016/08/TUBOS-MECANICOS-ELECTROSOLDADOS-REDONDOS.pdf>

Fortacero. (2020). Tubo mecánico o estructural - Tubo Cédula 30 y 40 - Tubo Industrial. Revisado 12 de abril del 2020, de https://www.fortacero.com/cat_tubocd40/

International Organization for Standardization. (2011). Vehicle dynamics and road holdingability Vocabulary. (ISO 8855). <https://www.iso.org/standard/51180.html>

International Organization for Standardization. (2017). Tyre stiffness index testing procedure for passenger car extended mobility and run flat tyres. (ISO 19940). <https://www.iso.org/standard/66638.html>

International Weightlifting Federation. (2020). Technical and competition rules & regulations. https://www.iwf.net/wp-content/uploads/downloads/2020/01/IWF_TCR_2020.pdf

ITP TIRES. (2021). revisado 10 Febrero 2020, from <http://iptires.com.mx/#productos> Carlisle.

(2019). Carlisle Brand Catalog.

Matthews, J., & Talamo, J. (1965). Ride comfort for tractor operators. *Journal Of Agricultural Engineering*. doi: 10.1016/0021-8634(65)90057-0

Parczewski, K. (2013). Effect of the tyre inflation pressure on the vehicle dynamics during braking manoeuvre. *Maintenance and Reliability*. 15. 134-139.

Pazooki, A., Rakheja, S. y Cao, D. (2012). Modeling and validation of off-road vehicle ride dynamics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 28, pp.679-695.

Poznanski, G.. (2004). Modeling of tyre mechanical properties. 3. 2204- 2207 Vol.3. 10.1109/IMTC.2004.1351528.

Society of Automotive Engineers. (2008). Vehicle Dynamics Terminology (SAE J670). https://www.sae.org/standards/content/j670_200801/

Taylor, R., Bashford, L. and Schrock, M., 2000. METHODS FOR MEASURING VERTICAL TIRE STIFFNESS. *Transactions of the ASAE*, 43(6), pp.1415-1419.

Zegelaar, P., Gong, S, Pacejka, H. (1994). Tyre Models for the Study of In-Plane Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 23(sup1), pp.578-590.

Dream Trade_ Instrumento de medición, instrumento de prueba, producción especial . 2021. *Probador de durabilidad de neumáticos 5 IN 1 Tire Stiffness Testing machine*. [online] disponible en: <http://www.testhouse.co.kr/shop_goods/goods_view.htm?category=0H000000&goods_idx=12251&goods_bu_id=> [Acceso 4 Abril 2019].