



CENTRO POLITECNICO SUPERIOR

UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA



PROYECTO FIN DE CARRERA

Desarrollo de un banco de ensayos para determinar la rigidez de la ciclista de una moto

Autor: **Álvaro Ocejó Marín**

Director: **Javier Castany Valeri**

Codirector: **Alberto Novella Aranda**

Departamento: **Ingeniería Mecánica**

Titulación: **Ingeniería Industrial**

Fecha: **Marzo 2011**

RESUMEN

El proyecto consiste en el diseño y desarrollo de un banco de ensayos para determinar la rigidez de la ciclista de una moto, en este caso en particular de las motos a concurso de la competición de MotoStudent.

El objetivo es diseñar y fabricar un banco de pruebas para determinar en condiciones estáticas la rigidez del conjunto, chasis, basculante y otros sistemas mecánicos de una moto.

El desarrollo consta de cinco partes: un estudio previo de mercado, el diseño mediante el programa en 3D SolidWorks, la fabricación real en un taller en Zaragoza, el ensayo en Motorland y un estudio de futuras mejoras.

Estudio previo: Realicé un estudio previo de motocicletas de la misma cilindrada acudiendo a dos concesionarios de Honda y Yamaha y buscando información de otras marcas. Además realicé un estudio previo de bancos de pruebas de motos ya comercializados.

Diseño: Con la colaboración del Dr. Alberto Novella y la supervisión del Dr. Javier Castany realicé el diseño de todos los elementos del banco de motos destacando la torre de empuje y el sistema de fijación de la moto. Las partes de las que consta el banco son, la plataforma o bancada, el sistema de fijación, la torre de empuje o columna de fuerza y el sistema de medición.

Fabricación: La fabricación se llevó a cabo en Talleres Josma SL en el polígono industrial de Malpica con la supervisión tanto de Dr. Novella como la mía mediante los planos realizados en el diseño. El coste total del banco fue de 6230 €.

Ensayo: Tras la fabricación con el Dr. Novella desmontamos el banco y lo trasladamos a Motorland, donde lo montamos y realizamos el ensayo de 23 motos con la ayuda del Dr. Daniel Mercado en el sistema de medición. La prueba consistió en aplicar dos fuerzas de 200 Kg. una vertical y otra horizontal durante 20 seg. y repetirlo 5 veces por moto para comprobar la deformación.

Futuras mejoras: Por último realicé un estudio de futuras mejoras tanto para el banco de motos como unas posibles limitaciones en las motos a concurso para facilitar el rediseño, ya que dicho banco será utilizado en futuras competiciones de Motorland con las mejoras que hayan sido realizadas.

INDICE

1. Introducción
2. Esquema inicial del banco
3. Estudio de mercado
 - 3.1 Estudio previo de motocicletas
 - 3.2 Estudio previo de bancos de motocicletas
4. Descripción del ensayo de rigidez. Pautas de carga y sujeción
 - 4.1 Pauta de carga
 - 4.2 Pauta de sujeción
5. Diseño del banco
 - 5.1 Diseño de la torre de empuje
 - 5.1.1 Descripción de la columna
 - 5.1.2 Descripción del sistema de fijación del cilindro
 - 5.1.2.1 Dibujo
 - 5.1.2.2 Análisis
 - 5.1.3 Descripción del sistema hidráulico
 - 5.1.3.1 Componentes
 - 5.1.3.2 Esquema hidráulico
 - 5.1.4 Cálculos resistentes
 - 5.1.4.1 Principios de cálculo para la columna
 - 5.1.4.2 Principios de cálculos para los tornillos
 - 5.1.4.3 Comprobación por MEF
 - 5.1.4.4 Anexos. Fórmulas teóricas
 - 5.2 Diseño del sistema de fijación
 - 5.2.1 Descripción del sistema delantero
 - 5.2.2 Descripción del sistema trasero
 - 5.2.2.1 Sistema estructural
 - 5.2.2.2 Sistema de ajuste
 - 5.2.3 Cálculos del sistema
 - 5.2.3.1 MEF soportes
 - 5.2.3.2 Principios de cálculos para los tornillos
 - 5.2.3.3 Cálculo del tornillo sinfín
 - 5.2.3.4 Anexos. Fórmulas teóricas
 - 5.3 Diseño de la plataforma
 - 5.3.1 Descripción de las funciones de la plataforma
 - 5.3.2 Elementos que realizan las funciones
 - 5.3.3 Diseño

- 6. Simulación del montaje del banco
 - 6.1 Flujo de montaje
 - 6.2 Anexos capturas de video
- 7. Descripción del sistema de medición
- 8. Análisis de costes
- 9. Detalles constructivos
 - 9.1 Bancada
 - 9.2 Rampas
 - 9.3 Portones
 - 9.4 Carril
 - 9.5 Tope
 - 9.6 Torre de empuje
 - 9.7 Sistema de fijación
- 10. Planos
- 11. Futuras mejoras
 - 11.1 Fuerza horizontal
 - 11.2 Fuerza vertical
 - 11.3 Amortiguador en la guía del pilar
 - 11.4 Amortiguadores en los portones
 - 11.5 Castillete
 - 11.6 Limitaciones a las motos
- 12. Bibliografía
 - A.1 Anexo1
 - A.2 Anexo2
 - A.3 Anexo3
 - A.4 Anexo 4
 - B. Planos

1 Introducción

El objetivo del proyecto es diseñar y fabricar un banco de pruebas para determinar en condiciones estáticas la rigidez del conjunto, chasis, basculante y otros sistemas mecánicos de una moto.

Para la realización del banco de pruebas para motos se debe diseñar y fabricar cada uno de los componentes del mismo:

- Bancada: es la parte inferior del banco que tiene dos funciones, sustentar todos los demás elementos y permitir el movimiento por la parte superior de las personas que realizan el ensayo junto con la moto a ensayar
- Sistema de fijación de las ruedas: se compone de dos partes, una para cada eje de las dos ruedas. Su función es fijar la moto en dos puntos elevándose para un correcto ensayo del chasis.
- Columna de fuerza o torre de empuje: es la parte donde se fija el sistema de aplicación de la fuerza y permite su movimiento para diferentes configuraciones de la moto.
- Sistema de aplicación de la fuerza: formado por el sistema hidráulico que permite el movimiento del cilindro durante un tiempo determinado, al que se le van aplicando diversas fuerzas verticales y horizontales específicas del ensayo.
- Sistema experimental de medición de deformaciones: consistente en un sensor colocado en dos puntos del chasis de la moto que detecta la deformación que se va produciendo al aplicar las fuerzas para así determinar la rigidez del chasis.

El proyecto se llevó a cabo en el departamento de Ingeniería Mecánica del Centro Politécnico Superior con el fin de tomar parte en la competición MotoStudent, como una de las pruebas que debían superar las motos participantes.

El proyecto se realizó con la ayuda del Dr. Alberto Novella para el diseño del banco y supervisado por el Dr. Javier Castany. El método de trabajo fue el siguiente: el Dr. Novella y yo fuimos proyectando el banco por partes, tras lo cual yo procedí a diseñarlo mediante el programa en tres dimensiones SolidWorks, a partir del cual se obtuvieron los planos necesarios para su construcción

El banco de motos realizado en este proyecto no se apoya en ningún trabajo previo, pero está previsto que para próximas competiciones de MotoStudent sea mejorado.

La fabricación se llevo a cabo en la calderería de metal Talleres Josma S.L. en el polígono industrial de Malpica en Zaragoza con mi supervisión diariamente y del Dr. Novella semanalmente. Tras la finalización de la construcción el Dr. Novella y yo procedimos al desmontaje y transporte hasta Motorland donde con ayuda de varias personas lo montamos.

El día del ensayo en Motorland Dr. Novella y yo realizamos la prueba de las 23 motos de la competición MotoStudent con ayuda de Dr. Daniel Mercado en el sistema de medición.

La competición MotoStudent promovida por Moto Engineering Fundation fue un desafío entre equipos universitarios de 22 universidades españolas y una italiana. Consistió en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición de pequeña cilindrada (125cc y 2 tiempos), que compitió con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevaron a cabo en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón en Alcañiz.

La competición en si misma fue un reto para los estudiantes, donde estos en un periodo de tiempo de tres semestres demostraron su capacidad de creación e innovación y la habilidad de aplicar directamente sus capacidades como ingenieros en comparación con los otros equipos de universidades de todo el mundo.

El ensayo consistió en aplicar dos fuerzas de 200 Kg. una horizontal y otra vertical a un chasis que estaba fijado en dos puntos y así medir la deformación que se producía en el chasis. Esta prueba la debían pasar todas las motos a concurso, el sábado para ver si eran capaces de participar en la propia competición del domingo.

El proyecto lo empecé en el mes de Febrero del 2010, y lo estuve desarrollando hasta mediados de agosto del mismo año.

Para comenzar el proyecto realicé un estudio previo de mercado tanto de diferentes bancos de rigidez de motos, cómo de los diferentes modelos de motos, puesto que el diseño de la moto de competición era bastante libre. Además el ensayo de carga está basado en la prueba de Aprilia “Verificación de la resistencia máxima del chasis”.

En una segunda fase efectué una descripción de cada uno de los componentes del banco que se debía diseñar y fabricar, así como de los planos y los detalles constructivos de cada una de las partes y de las piezas.

Se llevó a cabo un análisis de costes, ya que éste proyecto se construyó y del que el Dr. Novella era el encargado como miembro del centro, con autoridad suficiente y con la experiencia necesaria en otros proyectos.

Los planos los he realizado mediante el programa SolidWorks. En cada uno de los planos que se mandaron al taller de Malpica donde se fabricó, se adjuntaba una lista de materiales con una descripción de las piezas, la cantidad y el material para la fabricación del banco.

Entre la segunda quincena de Agosto y el mes de Septiembre de 2010 en Talleres Josma de Malpica se fabricó el banco de pruebas con asistencia diaria por mi parte siendo necesario suministrarles algún material al propio taller.

Como más tarde comentaré posteriormente el Dr. Novella y yo desmontamos y trasladamos el banco a las instalaciones de Motorland donde lo montamos y lo probamos a lo largo de un fin de semana que estuvo a caballo de los meses de Septiembre y Octubre del citado año.

En los primeros días de octubre llegaron de Motorland las 23 motos de la competición. Se probaron en el banco y el día 3 de Octubre se llevó a cabo la prueba motorística que contó con nuestra asistencia.

De la experiencia obtenida tanto en el desarrollo del proyecto, la fabricación del banco y las pruebas de las motos he visto que de cara al futuro es posible introducir una serie de mejoras tanto en el banco como en la propia competición de las motos.

Agradecimientos:

Por mi parte debo agradecer las facilidades que para el desarrollo de este trabajo me han dado los concesionarios de Yamaha y de Honda.

El concesionario de Yamaha consultado ha sido Emecar situado en la calle Miguel Servet nº 270 en Zaragoza.

El concesionario de Honda ha sido Mobicsa en el Paseo María Agustín nº 72 en Zaragoza.

De igual forma tengo que agradecer tanto a la dirección como al personal de Talleres Josma SL situado en la calle E 118 en Malpica que ha efectuado la fabricación del banco de pruebas, con los cuales he pasado mes y medio y que me ha servido de gran experiencia.

Ha sido muy importante para mí la colaboración de los Dr. Javier Castany, Alberto Novella y Daniel Mercado pertenecientes al departamento de Ingeniería Mecánica del Centro Politécnico Superior sin cuya dirección y colaboración no hubiera sido posible realizar el proyecto.

Por último agradecer la colaboración al personal de las instalaciones de Motorland, Ciudad del Motor de Aragón en Alcañiz donde se probó el banco y se realizó la competición de las motos entre las diferentes universidades españolas e italianas.

2 Esquema inicial del banco

El esquema inicial del banco (ver figura 2.1) consistía en una bancada con dos soportes de enganches para los ejes de las ruedas, para la fijación de la moto en dos puntos y un pilar perpendicular a la bancada donde se colocaba el cilindro hidráulico con un vástago cuyo extremo tenía una garra, para aplicar la fuerza en dos puntos de la pipa de la moto.

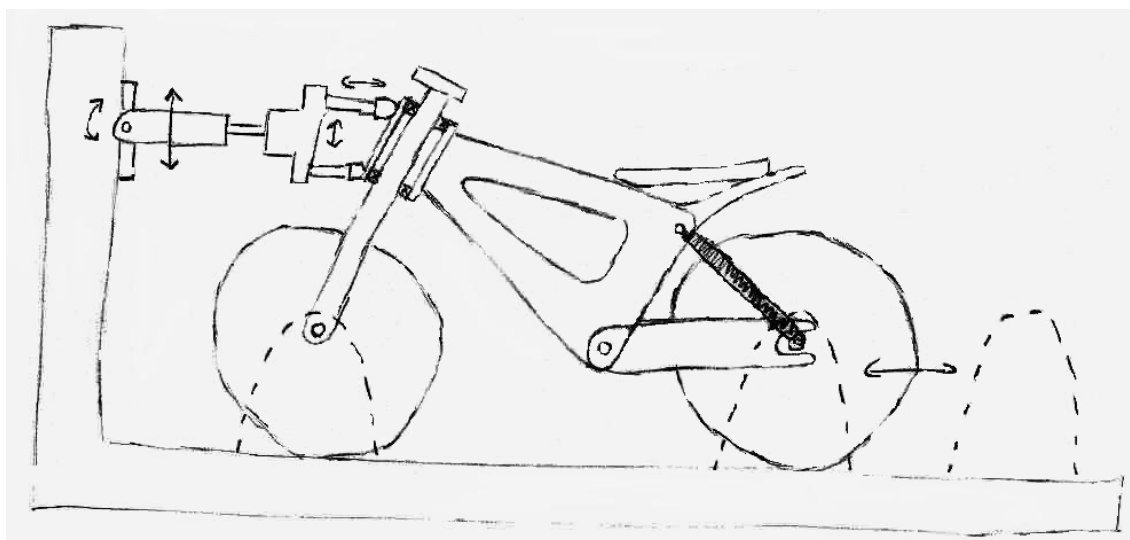


Figura 2.1

La bancada donde se iba a realizar el ensayo se encontraba directamente sobre el suelo sin ningún tipo de soporte y con un tamaño similar, no todavía definido dependiendo del estudio previo de las motos.

Los soportes de fijación iban a ser dos, el delantero y el trasero. El delantero era fijo a la bancada y tenía dos guías una a cada lado del neumático para el eje. El trasero era igual pero permitía el movimiento horizontal para poder fijar la moto entre los dos ejes de las ruedas. Ambos soportes tampoco estaban muy definidos ni en forma ni en tamaño, simplemente estaba definida la función que iban a desempeñar.

El pilar previsto se encontraba centrado en una dirección y en un lateral de la bancada en la otra dirección y servía como soporte del cilindro hidráulico paralelo a la bancada con solo un movimiento de extensión que tenía por sí mismo. La fuerza que ejercía el cilindro no era perpendicular a la pipa ya que ésta tiene un ángulo de ataque como se comprobó en el estudio previo, si no que era paralela a la bancada.

En general para el diseño final se mantuvo gran parte del esquema inicial, aunque hubo varios aspectos que se mejoraron como los enganches de los ejes y otros. Se cambiaron por completo como el posicionamiento del cilindro en el pilar.

3 Estudio de mercado

Para el diseño del proyecto hubo que hacer dos estudios previos de mercado, como ya he comentado. El primero un estudio de motos de la misma cilindrada de diferentes marcas comerciales ya que al ser libre el diseño de las motos podía haber muchas variaciones de unas motos a otras. El segundo fue un estudio previo de bancos de motos para poder empezar a hacer un diseño sin partir de cero viendo diferentes características que podrían ser útiles para mi proyecto.

3.1 Estudio previo de motocicletas

En el estudio previo de motocicletas se compararon las dimensiones de varias marcas de la misma cilindrada (125cc y 2 tiempos) visitando distintos concesionarios y buscando información en Internet. Obtuve las características de las diferentes marcas de motos a estudio y observé que la diferencia no era muy grande (Ver tabla 3.1). A partir de aquí tomé como ejemplo para el diseño la de mayores dimensiones, la Yamaha.

| Marca | Longitud máxima (mm) | Distancia entre ejes (mm) | Altura asiento (mm) | Anchura (mm) | Peso (Kg) |
|----------------|----------------------|---------------------------|---------------------|--------------|------------|
| Rieju | 1900 | 1300 | 800 | 620 | 109,5 |
| Honda | 1920 | 1294 | 776 | 675 | 127,3 |
| Aprilia | 1955 | 1345 | 805 | 720 | 125 |
| Motor Hispania | 1970 | 1330 | 795 | 680 | 120 |
| Derbi | 2015 | 1355 | 810 | 720 | 120 |
| Yamaha | 2015 | 1355 | 818 | 660 | 138 |
| Media | 1962,50 | 1329,83 | 800,67 | 679,17 | 123,30 |

Tabla 3.1

Además de dichas medidas generales, se necesitaban algunas más especiales como las dimensiones de la pipa y el espacio libre que había delante de ella para poder acceder con la garra del cilindro hidráulico. Para ello fui otra vez, a dos concesionarios uno de Honda y otro de Yamaha (Ver figuras 3.1-3.2) para poder tomar esas medidas con más precisión (Ver tabla 3.2).



Figura 3.1



Figura 3.2

| | HONDA | YAMAHA |
|---------------------------------------|-------|--------|
| Distancia entre ejes (mm) | 1294 | 1355 |
| Ángulo de ataque (°) | 25 | 24,2 |
| Longitud pipa (mm) | 170 | 170 |
| Altura parte inferior de la pipa (mm) | 444 | 470 |
| Altura parte superior de la pipa (mm) | 598 | 625 |
| Distancia corta a la pipa (mm) | 257 | 261 |
| Distancia larga a la pipa (mm) | 329 | 331 |
| Diámetro de la pipa (mm) | 60 | 60 |
| Diámetro eje delantero (mm) | 14 | 15 |
| Longitud eje delantero (mm) | 140 | 150 |
| Diámetro eje trasero (mm) | 17 | 17 |
| Longitud eje trasero (mm) | 195 | 210 |

Tabla 3.2

Con estas medidas posicionábamos la pipa (Ver figura 3.2) perfectamente para poder así diseñar con exactitud el punto de aplicación de la fuerza horizontal. Además se podía comprobar que el ángulo de ataque podía cambiar de una moto a otra. Las medidas de distancia y altura de la pipa están referidas al eje de la rueda.

3.2 Estudio previo de bancos de motocicletas

Además del estudio previo de las motos también realicé un estudio de mercado de otros bancos de motos comercializados para poder apoyarme en algo. Se estudiaron diferentes bancos como el Marolotest de Concept Moto Distribución (ver figura 3.3), el de Motorlab (ver figura 3.4), Horacio Resio o Tecner Ingeniería.

Estos bancos de ensayos solo son para medir la potencia y no para determinar la rigidez del chasis ni nada parecido, así que no pude obtener mucha información. Alguno de los aspectos que pude sacar en claro, fue la posible colocación de las motos enganchándolas en sus ejes, las dimensiones mínimas necesarias del banco para permitir los movimientos de los operarios durante el ensayo y otros pequeños aspectos como la colocación de placas de aluminio antideslizantes tanto en las rampas como en la parte superior de la bancada.



Figura 3.3



Figura 3.4

4 Descripción del ensayo de rigidez. Pautas de carga y sujeción

El ensayo está basado en la prueba nº PPS00025 de Aprilia “Verificación de la resistencia máxima del chasis” del 4 de agosto de 1999 (Ver anexo 1).

El ensayo de rigidez consiste en aplicar al chasis dos fuerzas una vertical y la otra horizontal (Ver figura 4.1). La moto debe encontrarse apoyada en dos puntos del propio chasis para que ningún otro de sus elementos transfiera la fuerza a la bancada y así poder realizar unas medidas correctas. De esta manera se puede comprobar la realidad de la deformación del chasis y no la deformación de otras partes de la moto y así poder estudiar su rigidez.

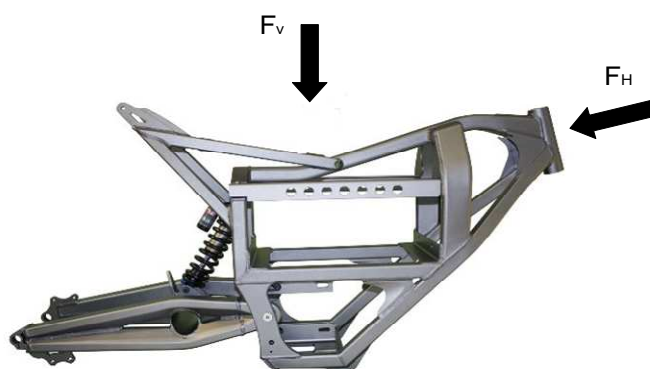


Figura 4.1

El ensayo en cuestión debía realizarse para un total de 23 motos y durante un periodo de cuatro horas, por lo que debía ser rápido y eficaz para poder ejecutarse por completo. Por lo tanto el tiempo estimado que debía tener cada moto era de 10 minutos en los cuales debía introducirse en el banco, realizarse las cinco medidas y salirse.

Dicho tiempo de 10 minutos por moto a ensayar limitaba mucho el banco ya que debía permitir un fácil acceso de la moto y su desalojo.

Dado este poco tiempo que se tenía para ensayar cada moto, diseñé el banco de tal manera que el soporte de fijación de la rueda trasera fuera desmontable, ya que era necesario introducir la moto sin dicho soporte, montarlo para fijar la moto, realizar la prueba y desmontarlo para sacar la moto. Teniendo en cuenta todo este proceso el montaje y desmontaje del soporte debía ser muy rápido.

4.1 Pauta de carga

La fuerza horizontal de 200 Kg. se aplica mediante un cilindro hidráulico durante un tiempo determinado de 20 seg., gracias a un sistema hidráulico y su temporizador. La carga vertical se aplica con un pórtico grúa del que cuelga un peso de 200 Kg. que cae sobre el chasis y se mantiene durante 20 seg. Las dos fuerzas se aplican al mismo tiempo y el ensayo se repite cinco veces para sacar la media y poder desechar posibles medidas falseadas por diferentes motivos.

Mediante el sistema de medición se comprueba la validación del chasis de la moto para poder concursar, siempre y cuando la deformación medida entre los dos puntos del chasis sea constante durante las cinco medidas.

4.2 Pauta de sujeción

El sistema de fijación de la moto tiene como objetivo anclar la moto en dos puntos y elevarla para no tocar en ningún otro punto que no sea el propio chasis. Para ello se sustituyen los ejes propios de los neumáticos de las motos por otros ejes que sirvan para todos los modelos.

El sistema de fijación está formado por dos elementos, el primero o soporte delantero que es el que sujeta la moto por el eje de la rueda delantera y el soporte trasero la parte posterior de la moto por el eje de la rueda trasera.

En ambos soportes existe una guía que empieza a la altura del eje de la moto cuando entra por el carril, pero que se va elevando para que los neumáticos de la moto no toquen en ningún punto y no descarguen parte de la fuerza, lo que provocaría unos datos incorrectos.

De obligado cumplimiento para cada uno de los equipos se deben realizar dos modificaciones en cada una de las motos. La primera modificación es el cambio de los ejes de las ruedas por unos especiales más largos para encajar en los soporte de fijación. La longitud de los ejes especiales debe ser como mínimo de 300 mm. La segunda es la sustitución del amortiguador trasero por a alguna pieza rígida para no absorber ninguna fuerza (ver figura 4.2).

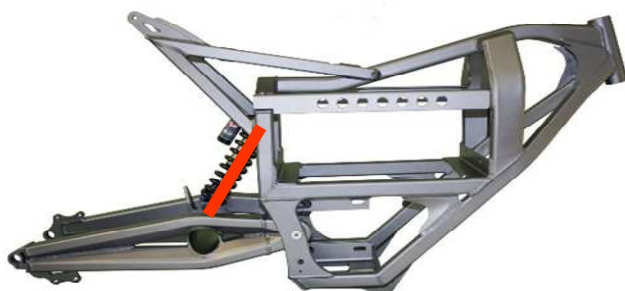


Figura 4.2

5 Diseño del banco

El banco de ensayos debe materializar distintas funciones, entre ellas las más importantes son:

- 1 Posibilidad de fácil acceso al banco tanto para la moto como para las personas que vayan a realizar el ensayo mediante el uso de rampas.
- 2 Sujetar el chasis de la moto en dos puntos que son los ejes de los neumáticos, elevando la moto para solo apoyarse en estos puntos y no en los neumáticos.
- 3 Aplicar una fuerza de 200 Kg en la caña de la moto, pudiéndose regular el lugar de aplicación de dicha fuerza, para diferentes tipos de motos.
- 4 Posibilidad de cajones para poder guardar tanto las rampas como otros materiales de uso en el banco en el momento del ensayo.

5.1 Diseño de la torre de empuje.

5.1.1 Descripción de la columna

El pilar del banco de motos tiene la función de sostener el sistema y cilindro hidráulico. Además debe permitir el movimiento del cilindro ya que tras el estudio de mercado se llegó a la conclusión de que el ángulo de avance y la altura de las motos podían variar.

El pilar por lo tanto debe permitir mover el cilindro en vertical y poder cambiar el ángulo de acción sobre la pipa de la moto puesto que la fuerza horizontal aplicada debe ser perpendicular al chasis, como se ha dicho anteriormente. La garra de aplicación de la fuerza va unida a rosca al vástago del cilindro.

5.1.2 Descripción del sistema de fijación del cilindro

El sistema de fijación del cilindro consta de dos partes, mediante un bulón en la parte posterior del cilindro unido a una pletina móvil en la parte superior del pilar. Además está unido mediante una horquilla, que permite el movimiento y giro del cilindro, a un perfil en voladizo del pilar.

Esta segunda unión del cilindro es más complicada, ya que dicha horquilla debe permitir movimiento y giro. Mediante dos manivelas unidas a la horquilla se puede realizar dicho movimiento.

Por lo tanto el movimiento del cilindro tiene varias opciones: la parte posterior del cilindro permite un movimiento vertical gracias a la pletina, la horquilla con las dos manivelas permiten un cambio de ángulo y el movimiento propio del cilindro permite un movimiento perpendicular a la pipa de la moto.

5.1.2.1 Dibujo

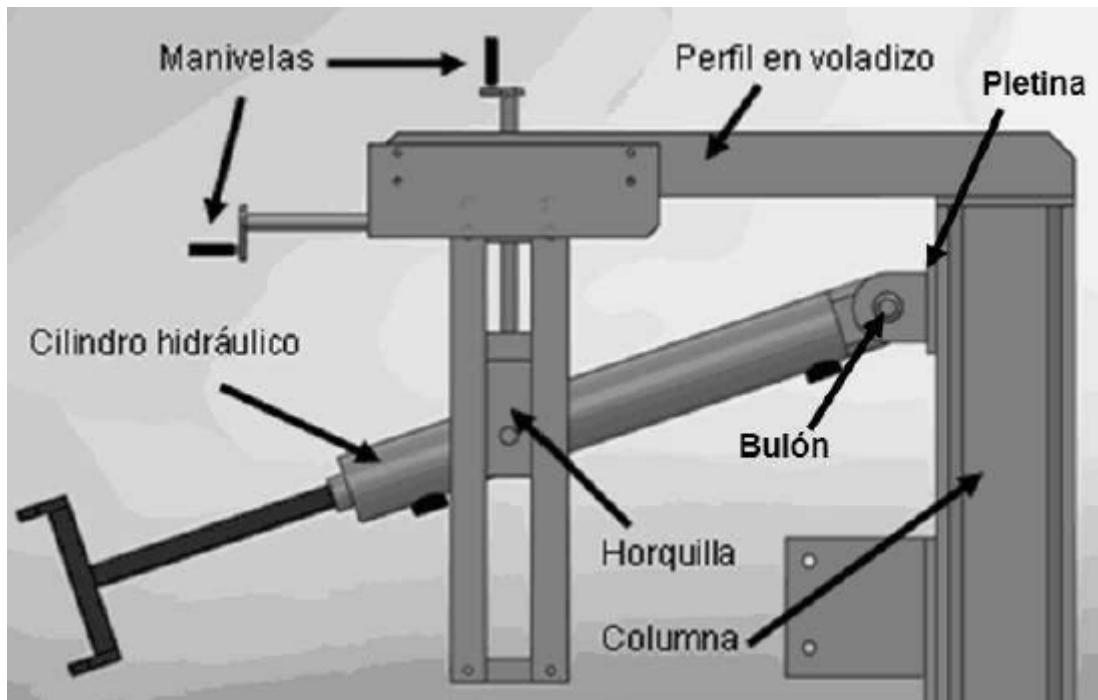


Figura 5.1

5.1.2.2 Análisis

Al tener varios movimientos, se puede abarcar una gran dimensión de ataque sobre la pipa de la moto. Mediante los siguientes gráficos se justifica la flexibilidad de la garra respecto al posicionamiento del eje de la rueda delantera, en las cuatro posiciones más extremas (Ver figuras 5.2-5.3-5.4-5.5).

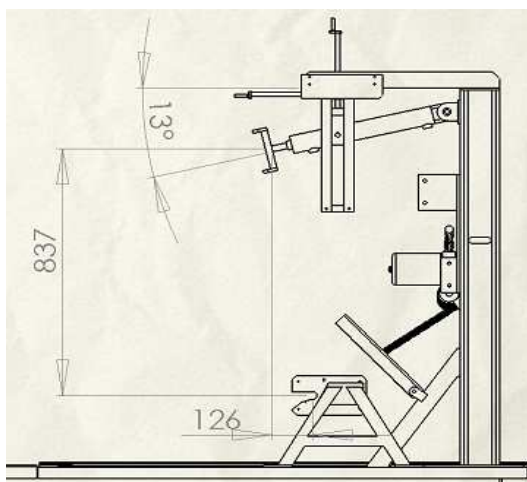


Figura 5.2

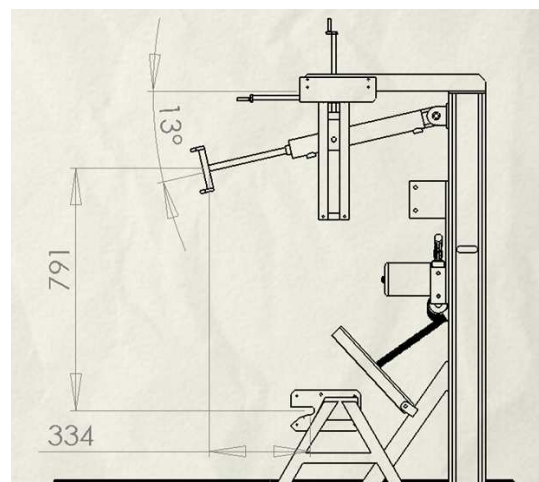


Figura 5.3

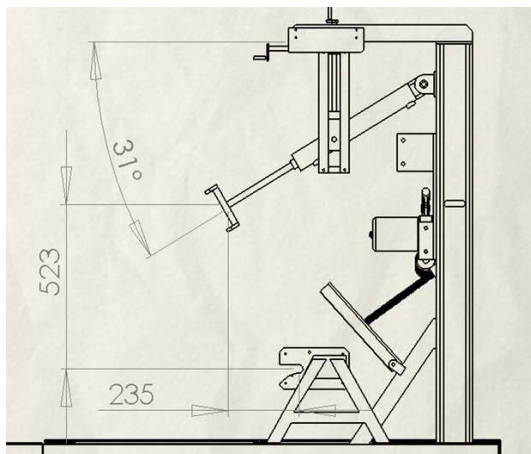


Figura 5.4

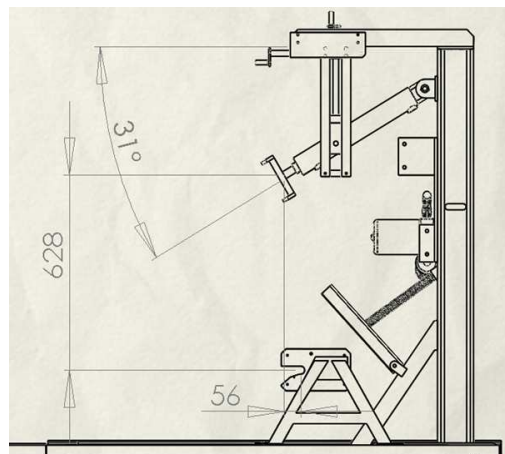


Figura 5.5

Como se puede ver en las figuras se comprueba como el ángulo de ataque del cilindro está comprendido entre 13° y 31° , suficiente para abarcar todos los tipos de motos.

Además se puede ver como el espacio abarcado por la garra va desde una distancia mínima de 56 mm. hasta una distancia de 334 mm. y la altura abarcada va desde los 523 mm. hasta los 837 mm.

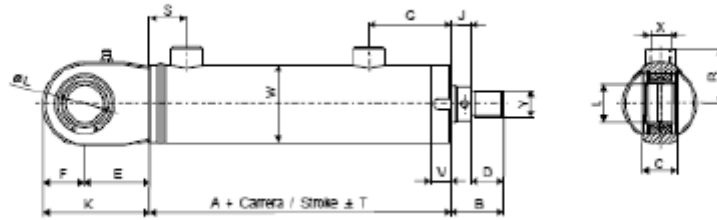
Por lo tanto y viendo las medidas de las posibles motos del estudio de mercado se observa como la garra puede atacar a todas las motos.

5.1.3 Descripción del sistema hidráulico

El sistema hidráulico tiene la función de aplicar, en este ensayo, una fuerza determinada en nuestro caso de 200 Kg. durante un tiempo determinado de 20 seg.

Fue comprado por completo a Hidráulica Aragón y consistía en las siguientes partes: el cilindro hidráulico, que para nuestro caso debía ser de doble efecto con un solo vástago para poder introducir aceite tanto por delante del émbolo como por detrás. Para determinar las dimensiones del cilindro se fue al diagrama del catálogo de cilindros (Ver anexo 2).

Así se eligió un cilindro CG-040/028 (Ver figura 5.6) ya que era suficiente para la fuerza deseada en este ensayo. Este cilindro debía de estar accionado mediante una bomba manual con depósito de 1,3 l (Ver anexo 3).



| TIPO CG | | X | Y | A | B | C | D | E | F | G | J | K | L | R | S | T | V | W |
|---------|----|--------|----------|-----|----|----|----|----|----|----|----|-----|----|----|----|---|----|----|
| CG-032 | 16 | 1/4" G | 12 X 125 | 108 | 30 | 19 | 18 | 36 | 25 | 50 | 14 | 63 | 20 | 31 | 28 | 2 | 10 | 42 |
| CG-040 | 22 | 3/8" G | 16 X 160 | 128 | 35 | 23 | 20 | 45 | 28 | 82 | 15 | 73 | 25 | 39 | 25 | 2 | 15 | 50 |
| CG-050 | 28 | 3/4" G | 20 X 190 | 130 | 41 | 28 | 25 | 51 | 32 | 94 | 16 | 83 | 30 | 44 | 28 | 2 | 15 | 60 |
| CG-063 | 36 | 1/2" G | 27 X 230 | 140 | 48 | 30 | 32 | 61 | 30 | 84 | 18 | 100 | 35 | 54 | 35 | 2 | 16 | 76 |

Figura 5.6

Para el cálculo de la carrera del vástago, tuve en cuenta el diámetro del cilindro ya elegido y de tal forma que al final de la misma hubiera un espacio de 20 mm (Ver figura 5.7).

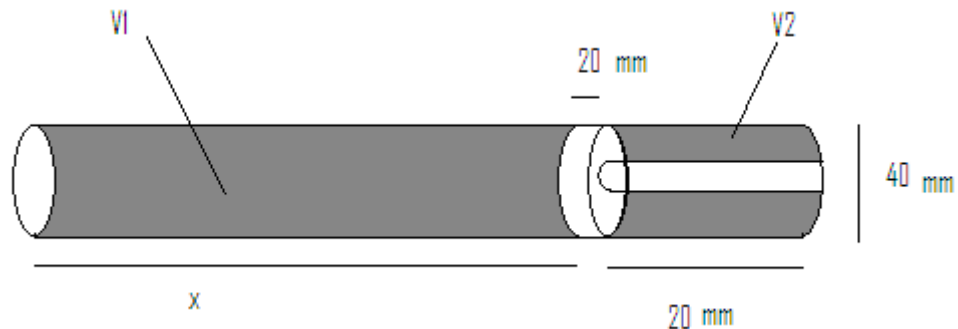


Figura 5.7

Para un vástago de 28mm.

$$V1 = x \pi 25^2 = 1963x \text{ mm}^3$$

$$V2 = 20 \pi (20^2 - 14^2) = 12818 \text{ mm}^3$$

Depósito 1,3 l \rightarrow al 80% es 1,04l \rightarrow 1040000 mm³

Por lo tanto $1963x + 12818 = 1040000 \rightarrow x = 523 \text{ mm}$

Y la carrera es $523 + 20$ (émbolo) $+ 20$ (final de carrera) = **563 mm**

Para conocer la presión necesaria en nuestro caso:

$$F (\text{Kg}) = P (\text{Kg/cm}^2) \times A (\text{cm}^2)$$

$$200 \text{ Kg} = P \times (4 \times \pi) \rightarrow P = 16 \text{ Kg/cm}^2$$

5.1.3.1 Componentes.

El sistema hidráulico tiene para su perfecto funcionamiento los siguientes mecanismos (Ver figura 5.8):

Un cilindro hidráulico de doble efecto, mediante el cual se aplica una presión, durante un tiempo determinado a la pipa de la moto. Una vez que ha transcurrido el tiempo el cilindro deja de ejercer la fuerza, recuperando su posición inicial.

Un manómetro para poder comprobar cual era la presión suministrada que en nuestro caso es de 16 Kg/cm².

Un presostato para poder limitar esa presión suministrada y medida por el manómetro y no excedernos ni quedarnos cortos con la fuerza aplicada.

Un contador de tiempo, para medir el tiempo de aplicación de la fuerza, en nuestro caso de 5 seg. y para que cuando se llegue a dicho tiempo se deje de aplicar la fuerza automáticamente.

Una válvula de retención para impedir retornos de fluido entre los dos lados del émbolo durante el ensayo.

Además se acciona mediante una bomba manual aplicando la presión, de tal forma que cuando llega al valor deseado registrado por el manómetro, el presostato mande una señal al contador de tiempo que empieza a contar y cuando llegue al tiempo especificado se deje de aplicar la presión.

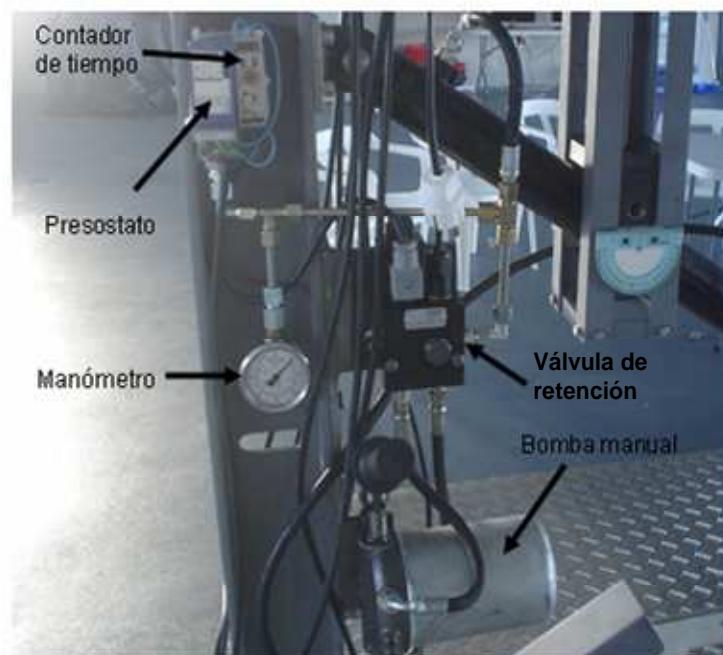


Figura 5.8

5.1.3.2 Esquema hidráulico

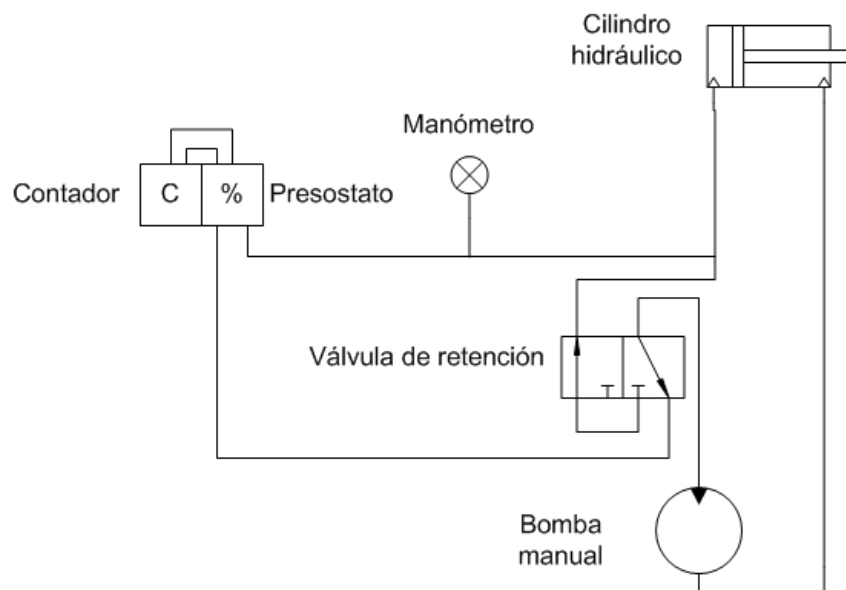


Figura 5.9

La bomba manual tiene entrada y salida y está unida a las dos partes del cilindro una directamente y otra mediante un circuito hidráulico. Dicho circuito comienza con la válvula de retención con dos salidas, una al cilindro y otra que pasa por el presostato y el manómetro. A su vez el presostato está unido al contador de tiempo.

5.1.4 Cálculos resistentes

Los cálculos resultantes se han dividido en varias partes. El primero, los cálculos teóricos de la columna; el segundo, los cálculos de los tornillos; y un cálculo por elementos finitos.

5.1.4.1 Principios de cálculo para la columna

Tomando como referencia el ángulo de aplicación de la fuerza $24,2^\circ$ ya que las horquillas usadas por los participantes corresponden a la marca Yamaha (Ver tabla 3.2)

$$F_x = F * \cos (24,2) = 182 \text{ Kg}$$
$$F_y = F * \sin (24,2) = 82 \text{ Kg}$$

La columna de perfil HEB 120 se puede considerar como una viga empotrada en voladizo con una carga en el extremo con $L=850 \text{ mm.}$ y $P= 820 \text{ N}$ de la componente de la fuerza aplicada (Ver figura 5.10).

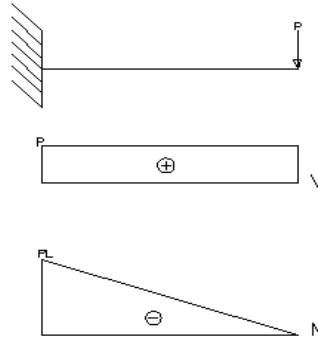


Figura 5.10

Así pues conocidos los valores del perfil se puede proceder a calcular la flecha en el extremo y la tensión máxima en el empotramiento. Estos datos pueden diferir de los realizados mediante el método de elementos finitos debido a la aproximación que se realiza a una viga en voladizo

$$\begin{aligned}
 I &= 864 \text{ cm}^4 \\
 E &= 2100000 \text{ Kg/cm}^2 \\
 F_y &= 82 \text{ Kg} \\
 F_x &= 182 \text{ Kg} \\
 A &= 34 \text{ cm}^2 \\
 L &= 85 \text{ cm} \\
 c &= 6 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Resultando:

$$\sigma_t = 107,4 \text{ Kg/cm}^2 \rightarrow \underline{10,7 \text{ MPa}}$$

$$\text{Flecha} = 0,02 \text{ cm} \rightarrow \underline{0,2 \text{ mm}}$$

5.1.4.2 Principios de cálculo para los tornillos

Para el cálculo de las acciones sobre los tornillos se deben conocer los datos de los seis tornillos M10x1, 5.

$$\begin{aligned}
 A_c &= 0,4898 \text{ cm}^2 \\
 S_y &= 7000 \text{ Kg/cm}^2 \\
 S_{ys} &= 3500 \text{ Kg/cm}^2 \\
 D_i &= 1 \text{ cm} \\
 n_{\text{tornillos}} &= 6 \\
 F_y &= 18 \text{ Kg (100-82) donde 100 Kg es el peso de la columna} \\
 F_x &= 182 \text{ Kg} \\
 d_1 &= 2,5 \\
 d_2 &= 23,5 \\
 L &= 130 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Aplicando las fórmulas geométricas

$$\frac{F_2}{d_2} = \frac{F_1}{d_1}$$

$$F_x \cdot L = F_2 \cdot d_2 + F_1 \cdot d_1 + F_y \cdot 125$$

Resultando:

$$F_{\max} = 900 \text{ Kg}$$

$$\tau_{\text{perno}} = 61,93 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_t = 390 \text{ Kg/cm}^2$$

$$N_{\text{Tracción}} = \underline{17,9}$$

$$N_{\text{Flexión}} = \underline{56,6}$$

Para el cálculo de la rosca, usamos la fuerza máxima hallada anteriormente y las dimensiones de la rosca (Ver figura 5.11).

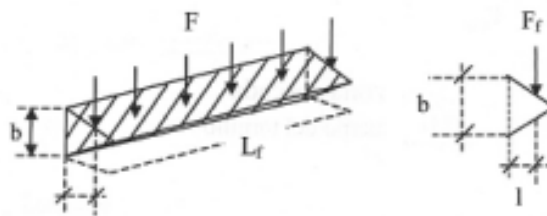


Figura 5.11

$$D_o = 1 \text{ cm}$$

$$D_i = 0,816 \text{ cm}$$

$$A_c = 0,4898$$

$$n_{\text{filetes}} = 10$$

$$F = 900 \text{ Kg}$$

$$S_y = 7000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{ys} = 3500 \text{ Kg/cm}^2$$

$$b = 1,5 \text{ cm}$$

$$S_{\text{aplastamiento}} = S_y$$

Resultando:

$$N_{\text{Tracción}} = \underline{4,1}$$

$$N_{\text{Flexión}} = \underline{1992}$$

$$N_{\text{Aplastamiento}} = \underline{20,4}$$

$$N_{\text{Cortadura}} = \underline{19,1}$$

5.1.4.3 Comprobación por MEF

Para la comprobación por el método de los elementos finitos, he usado el programa Pro Engineer. Colocando las cargas y las condiciones de contorno en la viga (Ver figura 5.12)



Figura 5.12



Figura 5.13

Los resultados son que la tensión máxima de Von Mises (Ver figura 5.13) se encuentra en los puntos de restricción de movimientos y su valor es de 86 MPa, siendo el límite elástico del material usado de 235 MPa. Por lo tanto tiene un coeficiente de seguridad de 2,7.

Se puede apreciar la deformada a gran escala siendo la zona de máximo desplazamiento de 0,35 mm en el extremo de aplicación de la fuerza (Ver figura 5.14).

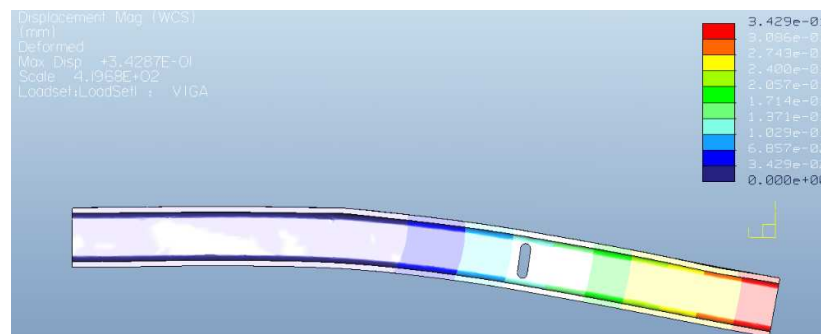


Figura 5.14

5.1.4.4 Anexos. Formulación teórica

Para la realización de todos los cálculos anteriores se han usado las siguientes fórmulas teóricas:

Cálculo de la flecha en una viga empotrada en voladizo

$$\text{Flecha} = \frac{F_x \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

Momento de una fuerza

$$M = F_x \cdot L$$

Tensión en una sección generada por un momento flector

$$\sigma_f = \frac{M \cdot C}{I}$$

Tensión de tracción

$$\sigma_t = \frac{F_y}{A}$$

Área del tornillo

$$A_t = \pi \cdot \frac{D_i^2}{4}$$

Tensión a tracción

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t}$$

Fuerza sobre cada filete

$$F_c = \frac{F}{n_{\text{filetes}}}$$

Tensión de cortadura sobre el filete

$$\tau_{\text{perno}} = \frac{F_c}{A_c}$$

Fibra neutra

$$c = \frac{b}{2}$$

Coefficientes de seguridad

$$N_{\text{tracción}} = \frac{S_y}{\sigma_t}$$

$$N_{\text{Cortadura}} = \frac{S_{ys}}{\tau_{\text{perno}}}$$

$$N_{\text{Flexión}} = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

$$N_{\text{Aplastamiento}} = \frac{\pi \cdot (D_o^2 - D_i^2) \cdot n_{\text{filetes}} \cdot S_{\text{aplastamiento}}}{4 \cdot F}$$

5.2 Diseño del sistema de fijación

El sistema de fijación se divide en dos partes, la que fija la parte delantera del chasis y la que fija la parte trasera. Además de fijar la moto la elevan para un correcto ensayo.

5.2.1 Descripción del sistema delantero

El sistema delantero (Ver figura 5.15) se encuentra fijo a la bancada pudiéndose mover horizontalmente, fácilmente mediante su desplazamiento, como un solo conjunto. El sistema de fijación delantero del banco de pruebas para motos está formado por dos partes que son simétricas entre sí.

Se basa en una pletina guía, para el eje de la rueda delantera, que permite una pequeña elevación de la rueda delantera. Dicha pletina está unida a la bancada mediante un soporte hueco en forma de H. Existen dos pletinas ajustables una en cada lado por si hiciera falta ampliar el espacio entre las guías.

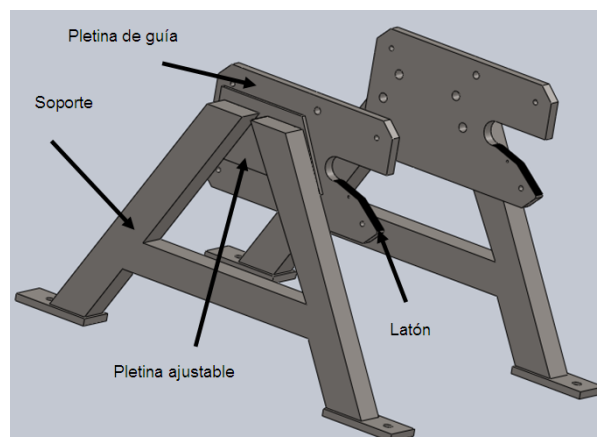


Figura 5.15

5.2.2 Descripción del sistema trasero

En cambio el sistema trasero, que también es simétrico, está formado por una sola pieza que permite el movimiento de las pletinas guías para encajar el chasis de la moto entre los dos soportes.

El sistema de fijación tiene, a parte, otra función que es elevar la moto mediante unas guías que tiene cada una de las pletinas.

Como he comentado antes, este sistema debe poderse montar y desmontar fácilmente para colocar la moto en posición de ensayo. Es decir estar desmontado para subir la moto al banco y montarlo para realizar el ensayo. Tras lo cual debe ser desmontado para bajar la moto y esperar a otra moto a ensayar.

5.2.2.1 Sistema estructural

La estructura del sistema trasero (Ver figura 5.16) consiste en unas guías parecidas a las del sistema delantero solo que más largas y móviles ya que se pueden desplazar horizontalmente por unos carriles y por medio de un perfil al que están sujetas. Dicho perfil permite el movimiento gracias a un husillo con otro perfil unido al soporte hueco por medio de unos tubos.

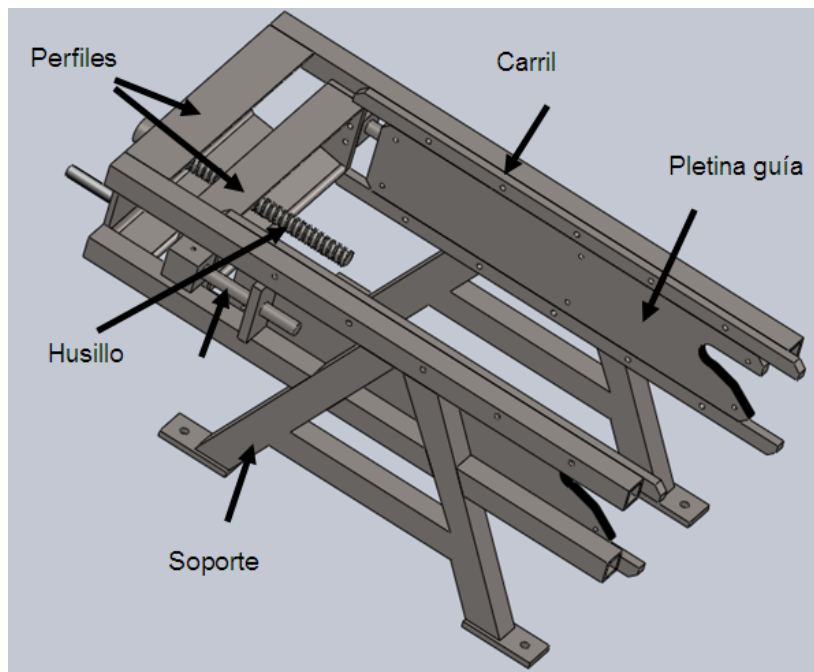


Figura 5.16

5.2.2.2 Sistema de ajuste

El sistema de ajuste que encaja y eleva la moto entre dos puntos está controlado por una manivela que unida a un husillo permite el movimiento horizontal de las pletinas guías. El husillo fijo al soporte del sistema de fijación desplaza las guías autoajustables.

Así por lo tanto se ve como la moto en reposo (Ver figura 5.17) se encuentra sobre el carril y al manejar la manivela y realizar el movimiento de la guía trasera la moto acaba encajándose entre los dos puntos y elevándose (Ver figura 5.18).



Figura 5.17



Figura 5.18

5.2.3 Cálculos del sistema

Para el cálculo del sistema, primero se debe hacer un estudio de las fuerzas que se ejercen así como de la resultante en cada soporte (Ver figura 5.19).

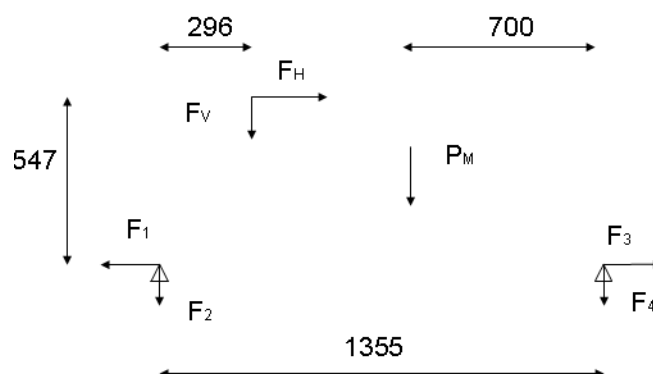


Figura 5.19

Con F_V y F_H las componentes de la fuerza sobre la pipa ya calculadas, P_M la suma del peso de la moto y la fuerza vertical (1500 N + 2000N) y las resultantes en los apoyos de la moto que dan.

$$F_1 = 2736 \text{ N} \rightarrow 274 \text{ Kg.}$$

$$F_2 = -1712 \text{ N} \rightarrow -171 \text{ Kg.}$$

$$F_3 = 911 \text{ N} \rightarrow 91 \text{ Kg.}$$

$$F_4 = 2664 \text{ N} \rightarrow 266 \text{ Kg.}$$

5.2.3.1 MEF soportes

Para la comprobación por el método de los elementos finitos, he colocado las cargas y las condiciones de contorno en cada una de las pletinas guías (Ver figuras 5.20-5.21) dividiendo las fuerzas por dos al haber dos soportes.



Figura 5.20

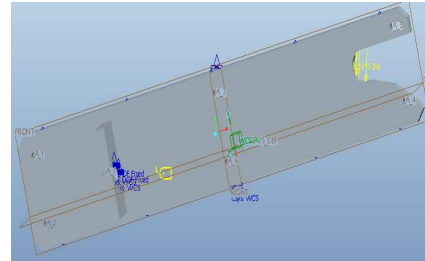


Figura 5.21

Los resultados son que la tensión máxima de Von Mises (Ver figuras 5.22-5.23) se encuentra en los puntos de restricción de movimientos y su valor es de 15 MPa en la delantera y de 39 MPa en la trasera, siendo el límite elástico del material usado de 235 MPa. Por lo tanto tiene unos coeficientes de seguridad correspondientes de 16 y de 6.

Se puede apreciar la deformada a gran escala siendo la zona de máximo desplazamiento de 0,001 mm en el extremo de aplicación de la fuerza (Ver figuras 5.24-5.25) en la pletina delantera y de 0,04 mm en la guía trasera.

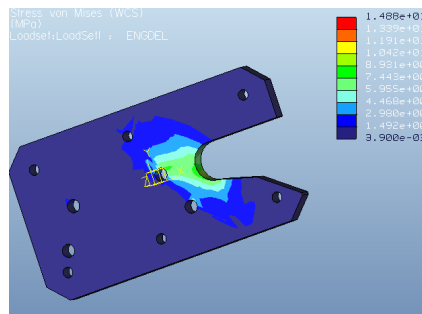


Figura 5.22

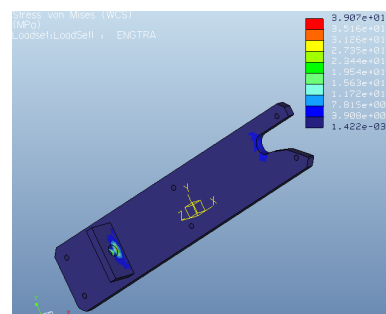


Figura 5.23

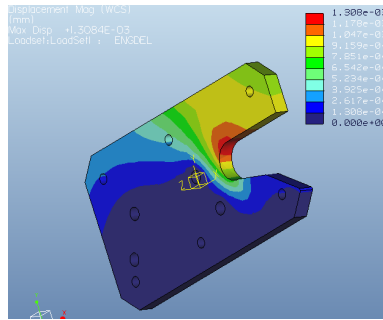


Figura 5.24

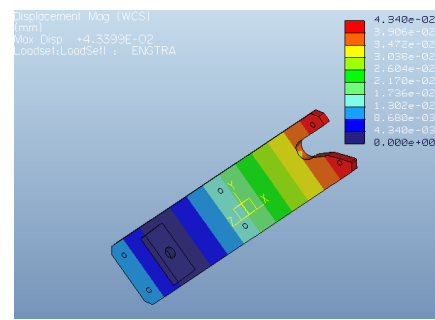


Figura 5.25

5.2.2.2 Principios de cálculos para los tornillos

En este caso se usan tornillos iguales tanto para el enganche delantero como para el trasero, así pues, viendo las reacciones e incorporando el peso de cada componente, las fuerzas en el enganche delantero son mayores. Por tanto si los tornillos del enganche delantero soportan las fuerzas implica que los del castillete también aguantan.

Para el cálculo de las acciones sobre los tornillos se deben conocer los datos de los seis tornillos M10x1, 5.

$$\begin{aligned}
 A_c &= 0,4898 \text{ cm}^2 \\
 S_y &= 7000 \text{ Kg/ cm}^2 \\
 S_{ys} &= 3500 \text{ Kg/ cm}^2 \\
 D_i &= 1 \text{ cm} \\
 n_{\text{tornillos}} &= 4 \\
 F_x &= 274 \text{ Kg.} \\
 F_y &= 182 \text{ Kg (171 + 11 peso del enganche delantero)} \\
 d_1 &= 1,5 \\
 d_2 &= 44 \\
 L &= 29 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Resultando:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{max}} &= 52 \text{ Kg} \\
 \tau_{\text{perno}} &= 140 \text{ Kg/ cm}^2 \\
 \sigma_t &= 149 \text{ Kg/ cm}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{\text{Tracción}} &= \underline{47} \\
 N_{\text{Flexión}} &= \underline{25}
 \end{aligned}$$

Para el cálculo de la rosca, usamos la fuerza máxima hallada anteriormente y las dimensiones de la rosca.

$$\begin{aligned}
 D_o &= 1 \text{ cm} \\
 D_i &= 0,816 \text{ cm} \\
 A_c &= 0,4898 \\
 n_{\text{filetes}} &= 10 \\
 F &= 52 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

$$S_y = 7000 \text{ Kg/ cm}^2$$

$$S_{ys} = 3500 \text{ Kg/ cm}^2$$

$$b = 1,5 \text{ cm}$$

$$S_{\text{aplastamiento}} = S_y$$

Resultando:

$$N_{\text{Tracción}} = \underline{70}$$

$$N_{\text{Aplastamiento}} = \underline{353}$$

$$N_{\text{Cortadura}} = \underline{330}$$

5.2.3.3 Tornillo sinfín

Para calcular la fuerza que realiza el tornillo de sinfín M20 x 1,5 o tornillo de potencia se necesitan conocer los siguientes valores.

$$F_{\text{operario}} = 15 \text{ Kg}$$

$$d_{\text{manivela}} = 8 \text{ cm}$$

$$f_t = 0,2$$

$$\text{Paso} = 1,5$$

$$d_m = 18,95 \text{ cm}$$

$$\beta = 60^\circ$$

Resultando:

$$\alpha = 1,44^\circ$$

$$F = \underline{34,14 \text{ Kg}}$$

Para la condición de autorretención se debe cumplir:

$$\frac{f_t}{\tan(\alpha)} > \cos(\beta)$$

En nuestro caso se cumple correctamente.

5.2.3.4 Anexos. Formulas teóricas

Ángulo de hélice

$$\tan(\alpha) = \frac{\text{Paso}}{\pi \cdot d_m}$$

Par ejercido por el operario

$$\Gamma = F_{\text{operario}} \cdot d_{\text{manivela}}$$

Par a realizar en un tornillo

$$\Gamma = F \cdot r_m \cdot \left[\frac{f_t - \cos(\beta) \cdot \tan(\alpha)}{\cos(\beta) + f_t \cdot \tan(\alpha)} \right]$$

5.3 Diseño de la plataforma

La plataforma o sustento del banco tiene varias funciones entre las que destaca servir como estructura del banco uniendo todos los otros componentes en uno solo.

5.3.1 Descripción de las funciones de la plataforma

La primera de las diversas funciones es ser la base del banco de motos, por encima de la cual se traslada la moto y las personas que se encargan de llevar a cabo el ensayo.

La segunda de las funciones que tiene es unir todos los componentes para ser un solo conjunto. A su vez está dividida en cuatro partes, las cuales poseen un portón cada una, que forma en su interior una especie de cajón para poder almacenar elementos útiles del banco como las rampas y así ocupar menos espacio cuando no este en uso.

La tercera función es nivelar el banco para realizar un correcto ensayo del chasis de la moto.

La cuarta función es dirigir la moto para una mayor facilidad de ajuste en el sistema de fijación.

5.3.2 Elementos que realizan las funciones

Para la función de movilidad se han colocado unos portones y unas rampas de acero con unas chapas de aluminio antideslizante remachadas.

La función estructural del banco se obtiene mediante el uso de perfiles de acero unidos formando una cuadrícula.

La plataforma está apoyada en unos niveladores antivibratorios de goma que soportan todo el peso y permiten un movimiento vertical para dejar el banco perfectamente plano, mediante el uso de unas tuercas.

Para dirigir la moto por donde nos interesa se encuentra un carril en forma de V de chapa metálica en la parte media de la plataforma.

5.3.3 Diseño

La plataforma (Ver figura 5.26) además tiene unidas unas rampas para poder subir la moto sin esfuerzo y sin levantarla. Las rampas se enganchan sobre un eje colocado en unas orejetas soldadas a la parte trasera de la bancada y que son desmontables.

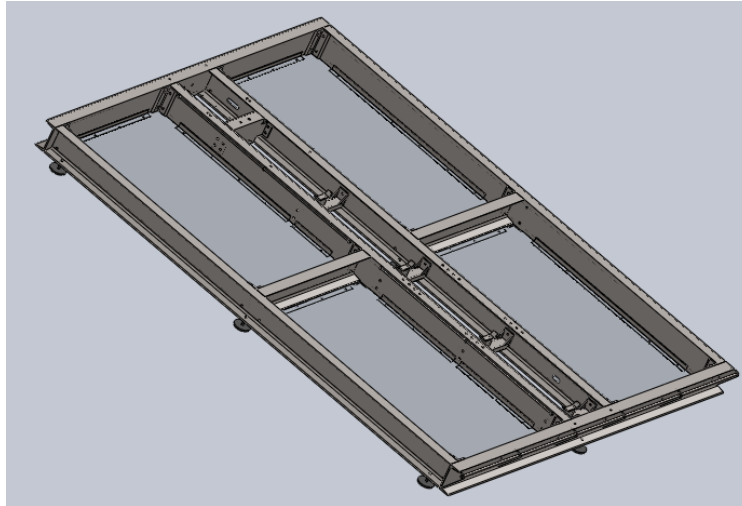


Figura 5.26

Para el cálculo de los soportes antivibratorios se necesitaba conocer los pesos del banco de motos, de la moto a ensayar y de tres personas que debe realizar el ensayo. Además sabiendo que el número de soportes que se ponen va a ser de diez y aplicando un coeficiente de seguridad de 1,5:

$$P_{\text{bancada}}=700 \text{ Kg}; P_{\text{moto}}=140 \text{ Kg}; P_{\text{persona}}=75 \text{ Kg};$$

$$P_{\text{total}} = P_{\text{bancada}} + P_{\text{moto}} + 3 \cdot P_{\text{persona}}$$

Multiplicamos por un coeficiente de 1,5

$$P_{\text{coef}} = P_{\text{total}} \cdot \text{coef}$$

$$P_{\text{soporte}} = \frac{P_{\text{coef}}}{n_{\text{soportes}}}$$

$$\text{Resultados } P_{\text{total}}=1065 \text{ Kg}; P_{\text{coef}}=1598 \text{ Kg}; P_{\text{soporte}}=\underline{159,8 \text{ Kg}}$$

Por lo tanto el peso que debe aguantar cada uno de los diez soportes que se van a colocar debajo de la bancada debe ser como mínimo de 160 Kg.

En la parte intermedia de la bancada está colocado el carril longitudinalmente por donde la moto tiene que circular, sujetado por diferentes puntos a la plataforma. El carril cuya forma permite que el neumático trasero de la moto toque en tres puntos (Ver figuras 5.27-5.28), uno en la parte inferior del carril y dos en los laterales. Dicho carril se encuentra por debajo de la parte superior de la plataforma en su parte inferior y a la misma altura que la plataforma en su parte superior.



Figura 5.28

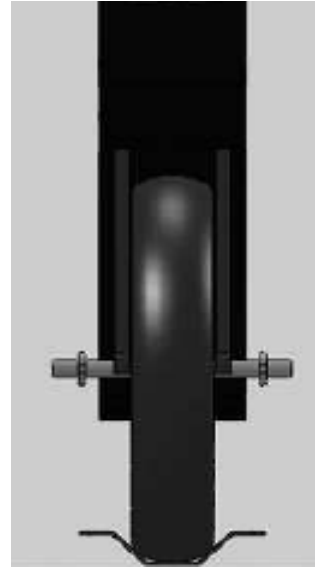


Figura 5.27

6 Simulación del montaje del banco

Lo primero para realizar el montaje del banco debe ser la plataforma que a su vez es lo más complicado ya que se debe seguir una serie de pasos en orden para su correcto montaje (Ver figura 6.1).

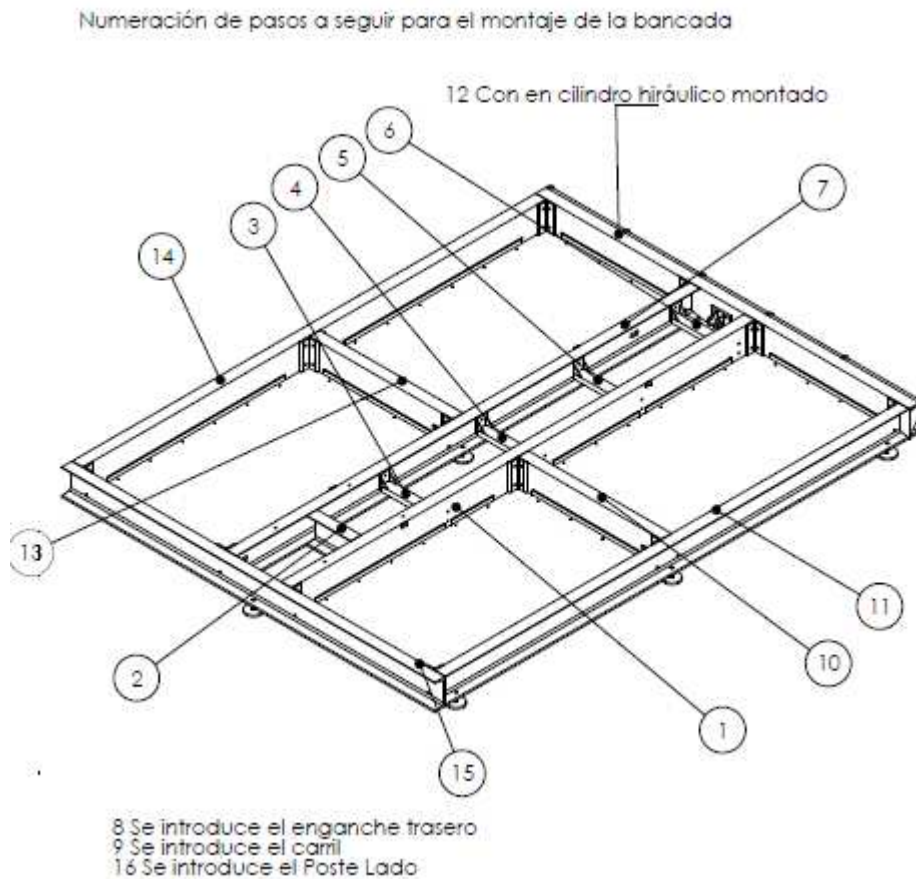


Figura 6.1

Además se van montado cada componente del sistema de fijación por separado para luego al final montarlos en el banco.

El pilar debe ser lo último en montar ya que además hay que colocar todos los componentes del sistema hidráulico en su correcta posición. La parte de la horquilla es de difícil montaje, no por el orden, si no por la necesidad de mover diferentes componentes a la vez.

Tanto las rampas como los portones son desmontables en el momento por lo que se pueden montar en el momento en el que el operario lo desee.

7 Descripción del sistema de medición

El sistema de medición del banco de ensayos lo realizó el Dr. Daniel Mercado Barraqueta y lo realizó mediante Visual Basic 6 y utilizando un potenciómetro para medir la variación de longitud y así la deformación del chasis.

El potenciómetro de hilo usado fue de la marca 2D-datarecording y fue un SA-WP-0225HQ-000. Al extremo libre del potenciómetro se le añade un alambre de medida conocida, prácticamente tan largo como la medida que se va a tomar.

Ahora bien, como a nosotros lo que nos interesa es la variación de longitud, el potenciómetro nos va bien. El alargador se coloca ya que a menor longitud del potenciómetro mejor calidad en la medida.

Cuando se coloca el potenciómetro entre los dos puntos en los que se desea medir la deformación se pone a cero el contador, se procede a la aplicación de las fuerzas y se mide. Este ensayo se realiza cinco veces para comprobar que en las cinco medidas se produce la misma deformación.

La medida se basa en el puerto del micrófono y el de altavoces. Genera una señal en uno de los canales de altavoces y esta señal se utiliza para alimentar el potenciómetro y se lleva directamente a uno de los canales del micrófono. La señal del cursor del potenciómetro se lleva al otro canal de micrófono. El programa (Ver figura 7.1) obtiene una relación entre las señales obtenidas de los dos canales de micrófono, esta relación es la existente entre la alimentación y el cursor del potenciómetro, o lo que es lo mismo, entre la longitud del potenciómetro y la posición del cursor.

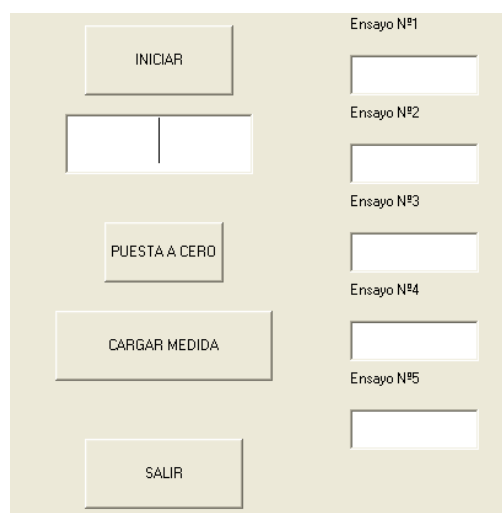


Figura 7.1

El planteamiento anterior presenta varios problemas:

-Los puertos de sonido no trabajan con tensiones continuas. Esto obliga a realizar las señales variables en el tiempo.

-Los puertos presentan un cierto offset.

Para evitar esto, se trabaja con una onda cuadrada. A las ondas leídas se les resta su media, de manera que quedan centradas en cero. Las señales obtenidas se rectifican, con lo que se obtienen dos señales, en teoría, continuas. Como las señales cuadradas no son perfectas, tardan un cierto tiempo en cambiar de valor y su parte horizontal no es totalmente horizontal, se filtran las señales después del rectificado para reducir las fluctuaciones.

8 Análisis de costes

El análisis de costes fue llevado a cabo por Alberto Novella, como codirector del proyecto. El proyecto se fabricó por completo en el taller de Malpica al que le suministramos el cilindro hidráulico y algunos otros materiales.

El sistema hidráulico se encargó a la empresa Hidráulica Aragón S.L. y luego hubo otros gastos como tornillos que se compraron a Tornillera Aragonesa S.A.

En el aludido taller además de fabricar el banco se pintó.

1 Bancada

| | |
|---|-------------------|
| Estructura de la bancada | 2.200,00 € |
| Pilar soporte apoyo y regulación del cilindro de empuje | 670,00 € |
| Sistema de aplicación de fuerza de ensayo (horquilla variable con protecciones desmontables | 450,00 € |
| Carrozado blanco | 1.000,00 € |
| Pintura estructura | 450,00 € |
| TOTAL | 4.770,00 € |

2 Sistema hidráulico

| | |
|---|-----------------|
| Equipo hidráulico: Cilindro de doble efecto, válvula limitadora de presión, válvula distribuidora de cilindro, latiguillos, manómetro, etc. | 850,00 € |
| Sistema de regulación de presión con temporizados de toma de datos | 100,00 € |
| TOTAL | 950,00 € |

3 Tornillería y accesorios comerciales

| | |
|--|-----------------|
| Tornillería y otros accesorios comerciales | 260,00 € |
| TOTAL | 260,00 € |

| | |
|--------------------|-------------------|
| COSTE TOTAL | 5.980,00 € |
|--------------------|-------------------|

Este fue el presupuesto estimado pero al final el coste definitivo fue de 6230 €, es decir, un aumento de 250 € debido a retrasos con los distintos suministradores de material en el montaje de banco.

9 Detalles constructivos

9.1 Bancada (plano 1.1)

Esta formada por una serie de perfiles de acero UPN 160 (anexo 1) a modo de estructura, los cuales están unidos entre si mediante unos angulares. Entre los perfiles quedan unos huecos en los que se han colocado unos paneles de acero de espesor en el fondo para formar cajones. Estos paneles están unidos mediante angulares a los perfiles de la bancada. En el extremo exterior del pilar están colocadas unas orejetas con una varilla para las rampas. En la parte recta de los perfiles del carril están colocadas unas orejetas con una varilla para cada uno de los portones.

Perfiles: Los perfiles de la bancada que forman su estructura son 8 perfiles UPN 160 de diferentes longitudes. Cuatro de ellos están formando el marco de la bancada, dos transversales de 2290 mm. (plano 1.1.2) y dos longitudinales de 3000 mm (plano 1.1.1). Otros dos perfiles longitudinales también de 2290 mm (planos 1.1.5 y 1.1.6) están colocados para sostener el carril con una distancia interior entre ellos de 260 mm. Los otros dos perfiles de están situados transversalmente de 888 mm. (plano 1.1.3) en el medio de la bancada entre el perfil del marco y el del soporte del carril para dar mayor rigidez a la bancada.

Angulares: Los angulares de acero de 60 mm están atornillados a los perfiles en el cruce de éstos mediante unos tornillos.

Fondo cajón: Los paneles de fondo (plano 1.1.8) son láminas de acero de 1,5 mm, unidos a los perfiles mediante angulares atornillados a ellos y a los perfiles (plano 1.1.12). A estas láminas se les hizo unos escotes en cada una de las cuatro esquinas para salvar el espacio ocupado por los angulares

Perfil unión: Para sujetar el carril y unir bien los perfiles de los carriles se colocan cuatro conjuntos separado (plano 1.1.9). Cada conjunto está compuesto por dos pletinas que van atornilladas los perfiles internos de la bancada, unidas mediante un perfil UPN 60 de longitud 373 mm. que va soldado a ellas mediante unos cartabones. Sobre dicho perfil está colocado en el centro otro perfil UPN 60 de 50 mm. al cual esta soldado una pletina doblada de espesor 5 mm. que es la que hace de base al carril y se lleva su peso. Al final del carril y entre los perfiles se ha colocado otro perfil UPN 160 de longitud 274 mm. para dar más rigidez en este punto (plano 1.1.4) y servir de soporte para el perfil de unión entre bancada y pilar. Al perfil de unión hay soldado un pequeño angular que soporta el extremo del carril.

Unión con las rampas: Las orejetas soldadas al final de la bancada (plano 1.1.7) se han colocado en los extremos de las rampas, complementándolas con otra en el medio de las rampas exteriores que son más anchas. Dichas orejetas sujetan una varilla de 12 mm. de diámetro que va de lado a lado de la bancada en la que se encajarán más tarde las rampas.

Unión con los portones (plano 1.1.16): En el lado plano de los perfiles del carril hay soldadas tres orejetas en cada hueco. Dichas orejetas sujetan una varilla de 8 mm. de diámetro en la que se encajarán más tarde los portones.

Soportes antivibratorios: Son 10 soportes de goma colocados en puntos importantes de la parte inferior de los perfiles de la bancada y abarcando todo el perfil exterior (plano 1.1).

9.2 Rampas (plano 1.3)

Son tres rampas, dos exteriores y una interior de anchura igual a la anchura del carril. Están compuestas por una chapa de acero y una de aluminio remachada a la anterior, por debajo de las cuales se posicionan un conjunto de angulares para soportar el peso y que no se doblen las chapas.

Chapa de acero: Son unas chapa de 1,5 mm de espesor con uno de los extremos doblado circularmente para encajar con la varilla colocada en las bancadas (planos 1.3.1; 1.3.2 y 1.3.3). Su longitud es de 784 mm para que el ángulo de inclinación que se tiene para subir a la bancada sea de unos 15°. La chapa de la rampa interior de anchura 388 mm y las exteriores de anchura 950 mm que es desde el extremo del carril hasta el extremo de la bancada para cubrir todo el ancho de la bancada. En los laterales exteriores de las rampas anchas hay una doblez para dar más rigidez a las chapas de 18 mm con un radio de 10 mm.

Chapa de aluminio: La chapa de aluminio antideslizante (planos 1.3.1; 1.3.2 y 1.3.3) para no resbalar en la subida de la moto tiene una forma y dimensiones igual a la chapa acero pero sin ninguna de los dobleces y su espesor es de 1,5 mm.

Angulares: Los angulares de acero en frío de 30x2 soldados a la parte inferior de la chapa metálica (planos 1.3.1; 1.3.2 y 1.3.3) son de diferentes tamaños formando una cuadrícula. Las longitudes de estos angulares dependen de la rampa en la que estén situados, siendo el longitudinal de 950 mm y los transversales de 784 mm para las rampas exteriores y el longitudinal de 388 mm y el mismo transversal para la rampa central. Añadir que los angulares transversales deben de tener un escote para no tocar con el suelo si no que sea la chapa metálica y los longitudinales que están colocados invertidos deben de tener dos escotes en los extremos para poder encajar en la cuadrícula.

9.3 Portones (plano 1.4)

Cuatro portones que tapan cada uno de los huecos interiores entre los perfiles de la bancada. Están formados por una chapa metálica, otra de aluminio, una manivela y una varilla de sujeción. Los cuatro portones tienen las mismas medidas pero dos de ellos tienen un doblez en un lateral para darles mayor rigidez. A parte de separar los cajones de la bancada tienen la función de suelo de la bancada por donde los operarios se mueven. Debajo de la chapa de acero se han colocado un conjunto de angulares para no se doble la propia chapa.

Chapa de acero: La chapa de acero de 1,5 mm de medidas sirve de base para el suelo de la bancada, en uno de sus extremos hay un doblez para encajar con las varillas de la bancada para los portones y en el otro extremo hay otro doblez para dar mayor rigidez al portón (planos 1.4.1; 1.4.2; 1.4.3; y 1.4.4).

Chapa de aluminio: La chapa de aluminio de 1,5 mm antideslizante esta unida a la metálica mediante remaches y está colocada en la parte plana de los portones.

Angulares: El conjunto de angulares de tamaño diferentes sirven para mantener el portón recto y no doblarse con el peso de los operarios. Forman una cuadrícula (planos 1.4.1; 1.4.2; 1.4.3; y 1.4.4) colocados cuatro de 40x2 en frío y 1300 mm los dos largos y 750 mm. los dos cortos. Además se colocaron otros dos angulares en frío de 30x2 invertidos en el interior de la cuadrícula.

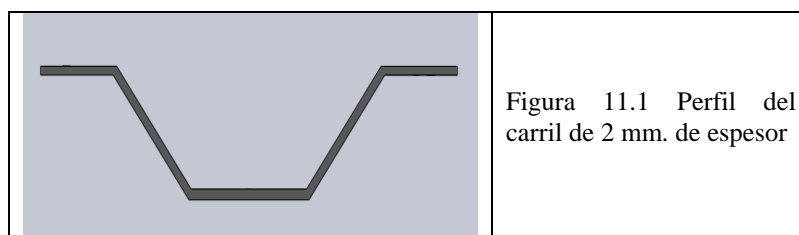
Asas y pestillos: Las asas y pestillos comprados se encuentran en cada una de las dobleces exteriores de los portones y sirven para manipularlos. Estas piezas se encuentran atornilladas a las chapas.

Varilla de sujeción: La varilla cuyo extremo esta soldada mediante una argolla al perfil exterior de la bancada tiene dos posibles posiciones. La primera es de reposo y está sujeta al mismo perfil y la segunda sirve para aguantar el portón cuando está levantado. Está sujeta al propio portón.

9.4 Carril (plano 1.8)

El carril es un conjunto de piezas siendo la más importante el propio carril. Dicho carril tiene unas pequeñas pletinas atornilladas a él. En el extremo más cercano a las rampas hay una pequeña rampa de acceso al carril.

V: El carril cuya longitud es de 2461 mm. tiene la forma que muestra el dibujo, para que el neumático toque con las tres paredes a la vez. Es una lámina de 2 mm. de acero doblada.



Rampa: La rampa colocada al final de carril es de un material antideslizante y esta unida al carril, al igual que las pletinas con tornillos avellanados (plano 1.8.2).

Uniones: Las pletinas de 5 mm. están atornilladas tanto al carril como a los perfiles del carril para fijarlo. Dichos tornillos son avellanados para que el carril quede totalmente liso y libre.

9.5 Tope (plano 1.7)

El tope es un conjunto de un perfil UPN 120 unido a pletina fina a modo de guía del neumático.

Perfil: El perfil UPN 120 (plano 1.7.1) que está unido mediante dos pletinas y atornilladas una al pilar y otra al perfil de unión del carril, está colocado en ángulo de 55° a modo de tirante. Además de rigidizar el pilar sirve también de guía para el neumático delantero.

Guía: La pletina guía (plano 1.7.2) está atornillada al perfil mediante unas orejetas soldadas que sujetan un eje permitiendo el giro para encajar perfectamente el neumático delantero y fijarlo.

En el diseño de este conjunto se colocó un muelle entre el pilar y la guía para permitir un mejor guiado pero no se fabricó por falta de tiempo.

9.6 Torre de empuje (plano 1.2)

La torre es un perfil HEB (anexo 1) unido a la bancada mediante un sistema de pletinas y el tope. Sobre el pilar se encuentra atornillado un perfil UPN en voladizo sobre el que se sitúa todo el conjunto para el movimiento del cilindro hidráulico. Además en el pilar se encuentran soldadas unas pletinas a mitad de éste que son las que sustentan todo el sistema hidráulico que hace funcionar al cilindro.

Perfiles: Los perfiles son uno HEB 120x1430 mm. y otro UPN 120x600mm. El HEB (plano 1.2.1) que es el pilar de este sistema lleva colocados unos agujeros para colocar diferentes posiciones del cilindro en vertical mediante la fijación por medio de tornillos de una pletina (plano 1.2.14) con un bulón. Este perfil está anclado a la bancada además de mediante un sistema de pletinas que describo posteriormente, mediante tornillos a un perfil de la bancada. El perfil UPN (plano 1.2.3) atornillado a una pletina (plano 1.2.2) que está soldada al HEB es el sustento del cilindro y sirve como guía de un taco que permite su movimiento. Soldadas al perfil HEB hay otro conjunto de pletinas plano (1.2.5) para sostener todo el conjunto del sistema hidráulico.

Movimiento cilindro: Permita el movimiento del cilindro en dos direcciones para poder cambiar su ángulo de actuación. El movimiento vertical del cilindro, que está unido al pilar mediante un bulón y una pletina, se realiza mediante una horquilla (plano 1.2.10) por unos angulares (1.2.12) que hacen de guía. Estos angulares están unidos al final de la carrera por unas pequeñas pletinas (plano 1.2.13). La horquilla tiene sujeto el final de una manivela mediante un tornillo prisionero para fijar su extremo. Esta horquilla es la que sujeta el cilindro mediante dos que pueden girar. La manivela que es un husillo (plano 1.2.11) gira por un taco (plano 1.2.16) que está unido al perfil en voladizo mediante un soporte (plano 1.2.15) que permite la traslación de todo este conjunto por encima del perfil mediante una guía que tiene el perfil y dos pletinas (plano 1.2.7) cada una atornillada al extremo del voladizo. El taco además es el final de otra manivela, mediante otro tornillo prisionero. La manivela de este movimiento horizontal es igual que la del movimiento vertical. Esta manivela permite el giro por una pletina (plano 1.2.6) colocada al final del perfil en voladizo.

Anclaje a la bancada: Un sistema de pletinas soldadas en la parte inferior del perfil (plano 1.2.4) que están atornilladas a la placa principal de sujeción del pilar (plano 1.11.2) Dicha placa de 10 mm de grosor está atornillada a los perfiles interiores de la bancada.

9.7 Sistema de fijación

El sistema de fijación de la moto está compuesto por dos subconjuntos, el soporte delantero y el soporte trasero.

Soporte delantero (plano 1.6): Consiste en dos partes simétricas. Cada una de estas partes está sujeta por dos pletinas atornilladas a la bancada, de ellas salen unos tubos de acero huecos en forma de H (plano 1.6.1) para dar rigidez los soportes, en los que se atornilla otra pletina de acero de 8 mm de espesor con una guía de latón para el deslizamiento del eje. Por último la pletina que actúa de guía (plano 1.6.4) va subiendo el eje de la rueda desde el punto en el que la moto esta sobre el carril, hasta un punto elevado para no tocar con la bancada en ningún punto.

Atornillados a las pletinas se colocaron dos plásticos de igual forma y dimensión que las pletinas, con objeto de no rayar las motos.

Soporte trasero (castillete) (plano 1.5): El conjunto móvil es muy parecido al enganche delantero, pero de una sola pieza. Consiste en dos conjuntos de tubos huecos iguales en forma de H (plano 1.5.0.1; 1.5.1; 1.5.2 y 1.5.12) atornillados a la bancada mediante dos pletinas cada uno. Este conjunto de tubos huecos tiene soldados otros tubos huecos para rigidizarlo (plano 1.5.16 y 1.5.17). A dichos tubos se les atornillaron a su vez dos guías (plano 1.5.3) por las que deslizaban otras pletinas. Estos soportes estaban unidos mediante un perfil UPN 140 (plano 1.5.11) de acero para dar rigidez al conjunto.

Las dos pletinas (plano 1.5.4) que deslizan estaban unidas a otro perfil UPN 100 (plano 1.5.7) cada una mediante un husillo (plano 1.5.10). La unión entre el husillo y la pletina se hizo mediante dos tuercas para poder permitir un posible movimiento de ajuste del eje. La unión del husillo con el perfil UPN 100 se hizo mediante un taco (plano 1.5.9) atornillado que poseía un agujero para que un tornillo prisionero dejara fijo el husillo con relación al perfil. Para el movimiento de éste perfil con las dos pletinas se hizo uso de otro husillo (plano 1.5.15) que estaba fijado al perfil mayor y permitía el desplazamiento horizontal mediante una manivela colocada al final. El movimiento entre estos perfiles se realizaba gracias a la fijación del husillo en el perfil CPN 100 por medio de un tornillo prisionero (planos 1.5.13 y 1.5.14).

10 Planos

Los planos adjuntos (Ver planos) realizados tras el diseño con el programa SolidWorks tienen una lista de materiales cada uno, donde figura la cantidad, una descripción y el material junto a una denominación colocada en el dibujo. En algún plano puede haber pequeños detalles y cortes para un correcto entendimiento del fabricante.

Cada plano está codificado con un nombre y unos dígitos que provienen de un plano padre en el que también están referidos para una mayor facilidad de entendimiento.

Existen otros planos requeridos por el operario para un mayor entendimiento del montaje (plano 1.5.0.1).

11 Futuras mejoras

Al ser este proyecto un proyecto que se ha construido se han podido ver deficiencias en él que para posteriores usos se pueden llegar a realizar una serie de mejoras pero siempre utilizando como base el proyecto ya realizado. Las posibles mejoras son las siguientes:

11.1 Fuerza horizontal:

La versatilidad de las motos puede ser muy amplia por lo que se aconseja para un futuro realizar varias garras de aplicación de la fuerza horizontal a la pipa de dirección para poder medir todo tipo de moto. Para ello se deberá realizar un estudio previo de la forma y tamaño de todas las pipas de las motos a concurso y en el caso que sea oportuno avisar a los participantes que para la prueba deben dejar libre el acceso a dicha parte del chasis.

Con el estudio realizado se podrán realizar varias modalidades de garras si es necesario, partiendo todas ellas partir del cilindro hidráulico. El cambio de la garra es rápido por lo que no conllevará una pérdida de tiempo muy amplia, siempre y cuando se clasifiquen las motos para el ensayo y tener que cambiar el menor número de veces.

11.2 Fuerza vertical:

Al igual que pasa con la carga horizontal, la carga vertical tiene el mismo problema por lo que habría que proceder a un estudio previo de las motos a concurso para poder estudiar donde y de que manera aplicar la fuerza.

11.3 Amortiguadores en los portones:

Actualmente hay una varilla en cada portón que lo puede mantener levantado sin necesidad de sujetarlo uno mismo, pero se podrían colocar dos amortiguadores en cada portón que soportaran aproximadamente unos 15 Kg. cada uno que es la mitad del peso de cada portón, para que su apertura fuera sin realizar fuerza y el cierre no fuera de caída por el propio peso si no que fuera como el de los portones de los maleteros de un coche, despacio.

11.4 Amortiguador en la guía del pilar:

En el pilar se encuentra un tirante en el que se apoya una guía, dicho conjunto que permite guiar el neumático delantero de la moto podría mejorarse si se colocará un amortiguador perpendicular a la guía que este apoyado al pilar. Con ello el neumático delantero tendrá un mejor guiado tanto cuando se encaje como cuando salga de la guía.

11.5 Castillete:

El castillete en el que se apoya la parte trasera de la moto puede cambiarse por un carro (Ver figura 11.1) que vaya por la parte inferior del canal accionado por un cilindro hidráulico como el de la garra. Dicho carro debería llevar unas roldanas con unos rodamientos en su interior guiadas mediante unos angulares colocados en la bancada (Ver anexo 4).

Este diseño fue estudiado y diseñado en éste proyecto, pero no se llevo a cabo por diversos motivos, principalmente por la falta de tiempo.

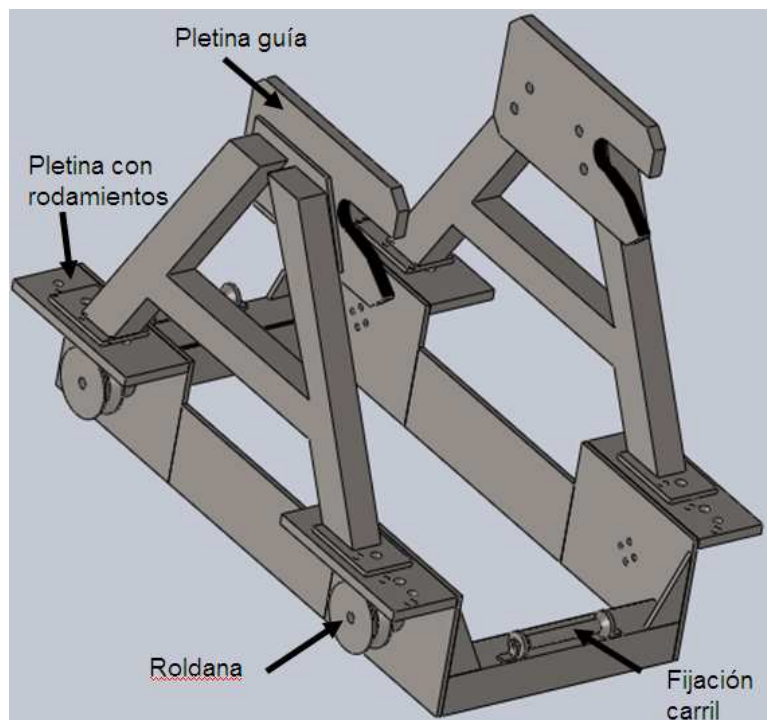


Figura 11.1

11.6 Limitaciones a las motos:

Para todo esto existe la posibilidad de realizar estudios previos de todas las motos como se ha comentado anteriormente, lo que puede resultar en algún caso muy complejo ya que las motos pueden estar siendo fabricadas por toda Europa y a veces su diseño puede supeditar la modificación en tiempo del banco de motos.

La otra posibilidad que reduciría la complejidad del banco sería poner unas limitaciones a los concursantes en cuanto al diseño del proyecto, acordes con las modificaciones del banco o llegar a un punto intermedio de limitaciones y posibilidades del banco.

12 Bibliografía

Motocicletas

Autor: Manuel Arias-Paz Guitián

Editorial: Dossat 2000 S.L.

Año: 2006

Motorcycle dynamics

Autor: Vittore Cossalter

Editorial: Lulu

Año: 2006

Criterios de diseño de máquinas y sus elementos. Casos prácticos

Autor: Javier Castany Valeri y Carlos Javierre Lardiés

Editorial: Colecciones y textos docentes. Prensas universitarias de Zaragoza

Año: 2002

Diseño de elementos de máquinas

Autor: Robert L. Mott, Virgilio González y Pozo

Editorial: Pearson Education

Año: 2006

Diseño de máquinas

Autor: Aaron D. Deitschman, Walter J Michel, Charles E. Wilson

Editorial: Ceca

Año: 1999

Diseño de elementos de máquinas

Autor: V. M. Faires

Editorial: Montaner y Simon SA.

Año: 1977

Diseño en ingeniería mecánica

Autor: Joseph Edgard Shigley, Charles R. Mischke

Editorial: McGraw-Hill

Año: 1990

Fundamentos de hidráulica

Autor: Gonzalo Simarro Grande

Editorial: Grupo Editorial Universitario [Granada]

Año: 2006

Elasticidad

Autor: Luis Ortiz Berrocal

Editorial: McGraw-Hill

Año: 2004

Resistencia de materiales
Autor: Luis Ortiz Berrocal
Editorial: McGraw-Hill
Año: 2010

www.cmdistribucion.com
www.motolab.net
www.horacioresio.com
www.derbi.com
www.yamaha-motor.es
www.honda-montesa.es
www.rieju.es
www.motorhispania.com
www.honda.es/
www.2d-datarecording.com