

2.- DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS INERCIAL.

2.1.- ELEMENTOS CONTITUYENTES: ESTADO DEL ARTE.

2.2.- DESEÑO DEL PROTOTIPO. ADAPTACION DE LOS COMPONENTES.

2.3.- REQUERIMIENTOS INERCIALES.

2.1. – ELEMENTOS CONSTITUYENTES: ESTADO DEL ARTE

Una vez decidido que las características del banco inercial son las que mejor se adaptan a nuestros propósitos, se procedió al diseño del mismo.

Los elementos básicos con que cuentan los bancos de ensayo motor ya se han comentado brevemente en la introducción. Se trata básicamente de una estructura portante con sendos elementos que soportan el motor y el volante de inercia. Estos dos componentes han de estar conectados mediante algún elemento de transmisión que asegure la entrega de potencia, además de los medio necesarios para garantizar que esto se produce de forma adecuada. Todo el sistema debe estar sustentado sobre los elementos mecánicos necesarios como rodamientos, casquillos, ejes ... que aseguren un funcionamiento suave, y con el mínimo de pérdidas posibles.

Las imágenes a continuación muestran un ejemplo de una posible instalación de banco inercial tipo, en la que se muestran los diferentes elementos con los que se pueden encontrar.

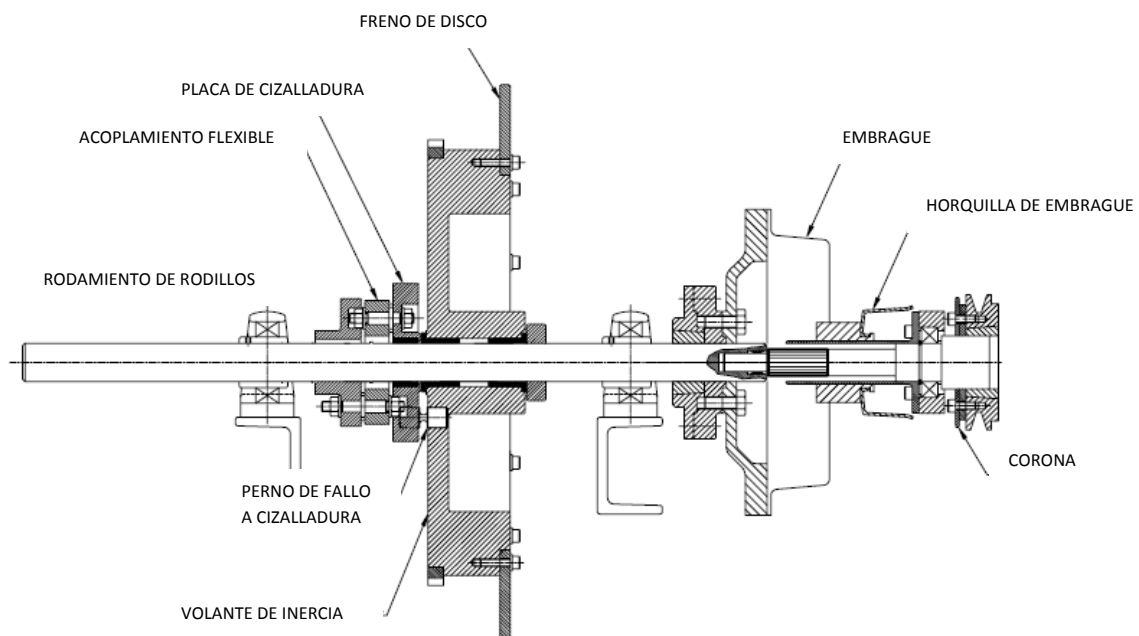


Fig.-2.1- Sección esquemática del eje sobre el que va instalado el volante de inercia. Se muestran los elementos de la transmisión así como los elementos de seguridad del mismo.

Se observan los diferentes elementos encargados tanto de transferir la potencia (eje de transmisión, corona), como de hacerlo de una forma segura (placa de cizalladura, perno de fallo a cizalladura, embrague), suave (acoplamiento flexible) y con las mínimas pérdidas posibles (rodamientos).

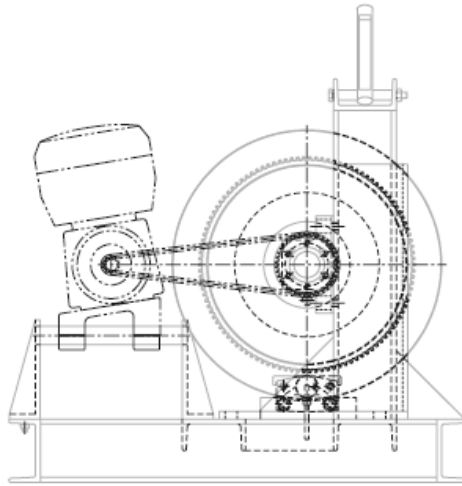


Fig.-2.2- Vista lateral de una posible instalación de banco inercial. Se observa la posición relativa de los diferentes elementos de los que puede contar.

Como se muestra en la vista lateral, el elemento de transmisión empleado es una cadena. Esta asegura una conexión directa y con un mínimo de pérdidas entre el eje motriz y el inercial, si bien entre el cigüeñal del motor y el volante suele interponerse un elemento flexible para aminorar la transferencia de vibraciones y mejorar la absorción de posibles choques.

Un embrague facilita el acoplamiento o desacoplamiento voluntario del motor con el volante de inercia. Éste puede requerirse para posibles manipulaciones del motor, calentamiento del mismo, puesta a punto o cambios en las relaciones de transmisión en marcha. También puede servir como elemento de seguridad cuando un sobrerégimen en el volante intente hacer girar al motor de forma descontrolada. Esto puede ocurrir en los casos en que un fallo repentino en el motor, haga que éste se detenga bruscamente, de forma que la energía almacenada en el volante intente continuar haciendo girar al motor, lo que puede ocasionar daños irreparables en éste. A su vez, por las características de los motores de dos tiempos, siempre que sea el volante de inercia el elemento que haga girar al motor, se producirá una indebida lubricación de éste, puesto que su movimiento no irá acompañado con una correspondiente apertura de la admisión, a través de la que se realiza la alimentación de lubricante. Esto podría provocar también daños en la camisa y pistón del motor.

Para evitar estos casos, además del embrague, pueden incorporarse otros elementos como el pin de rotura a cizalladura que se muestra en el esquema, y diseñado para que, en caso de fallo repentino del motor, su rotura evite que un elevado par lo haga seguir girando.

Otros elementos mecánicos que podrían servir a tal efectos son los llamados “embragues de sobre régimen”. Se trata de elementos que solo permiten la transferencia de energía en un sentido, en nuestro caso del motor al volante. En caso de que éste tienda a girar más rápidamente, dicho elemento se lo impediría.



Fig.-2.3- Ejemplo de embrague de sobre régimen.

Algunos ejemplos constructivos de bancos de ensayos inerciales se muestran en las Fig. 2.4 y 2.5. Es común el empleo de construcciones tubulares robustas en las que se van acoplando los diferentes elementos mecánicos.



Fig.-2.4- Ejemplo de construcciones tubulares de bancos de ensayo inerciales

Los discos empleados como volante de inercia suelen ser de acero mecanizado para garantizar un correcto equilibrado. En algunos casos pueden emplearse varios discos de inercia que mediante su acople y desacople pueden adaptar el banco a diferente rango de potencias.

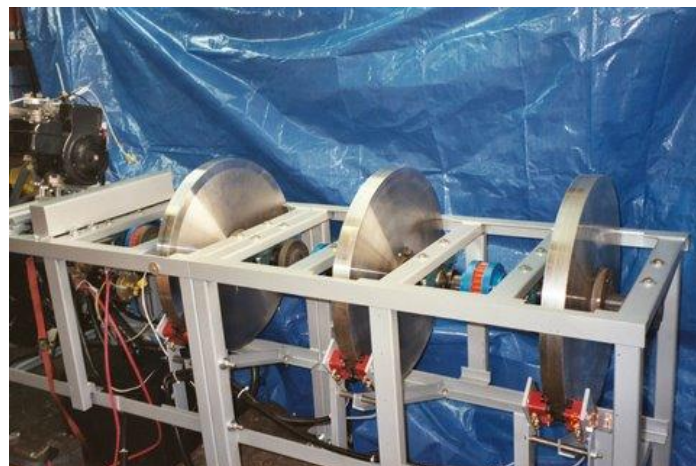


Fig.-2.5- Ejemplo de banco de ensayo inercial con posibilidad de variación de su rango de utilización al permitir el acople o desacople de diferentes discos de inercia.

2.2.- DISEÑO DEL PROTOTIPO. ADAPTACION DE LOS COMPONENTES.

Una vez visto los elementos principales y algunos ejemplos de bancos inerciales existentes, se va a pasar a describir los principios de diseño que se han seguido en su proyección. Como ya se ha hecho mención, la solución adoptada ha sido resultado del equilibrio entre los medios económicos, técnicos y temporales que fueron disponibles.

La construcción de los diferentes elementos se realizó principalmente de forma manual, mediante el uso de herramientas las herramientas disponibles por el autor o en los talleres de la universidad.

2.2.1.- ESTRUCTURA.

Para la construcción de la estructura se ha empleado una perfilería en “L” de aluminio 6061. La selección de este material atendió a las siguientes razones:

- La menor dureza de este material con respecto a otras aleaciones metálicas como el acero facilitó las tareas de corte y taladrado, realizadas principalmente con sierra manual y taladros eléctricos.
- Puesto que no se contó con la posibilidad de realizar soldaduras, la mayor complejidad que implica este material en ese aspecto no ha sido un problema. Las uniones de todas las barras en los nudos se han realizado atornilladas.
- El carácter desmontable de las uniones otorga cierta portabilidad del banco, además de permitir el desmontaje y sustitución de algún elemento. Por el contrario introduce más zonas que pueden inducir vibraciones en la estructura, por lo que es necesario asegurar del buen apriete y ejecución de las uniones.
- La geometría en “L” facilita la realización de las cogidas entre barras, al poder emplearse éste también como herraje con el que realizar la unión.

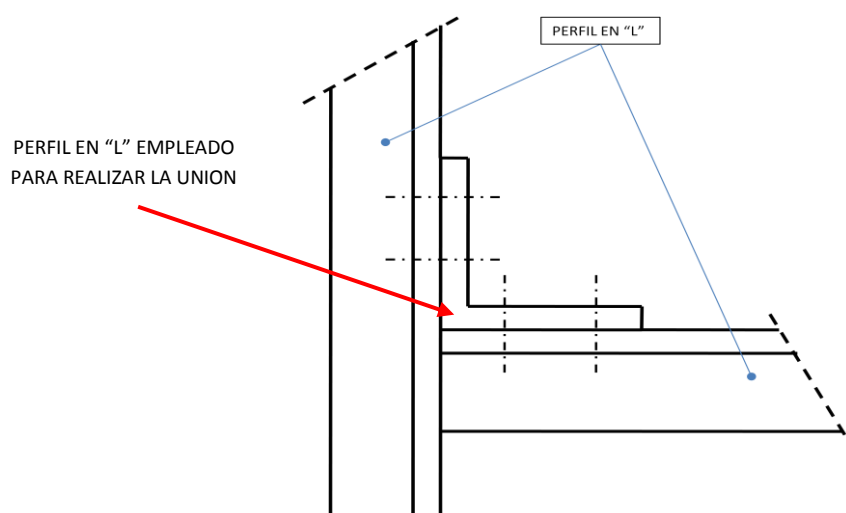


Fig.-2.6- Detalle de unión de perfiles en un nudo empleando un recorte de perfil como herraje.

2.2.2.-VOLANTE DE INERCIA:

Se trata del elemento móvil, y resistente del sistema. Como se ha mostrado en las imágenes anteriores de diversas configuraciones de bancos, para el volante de inercia suelen emplearse discos de acero mecanizado. Así se asegura casi directamente, un correcto equilibrado del rotor y un fácil cálculo de la inercia. Su problema es que no permiten variar la inercia, lo que limitan el rango de utilización del banco, siempre que no se empleen diferentes volantes.

Con el objetivo de intentar aprovechar al máximo los medios de los que ya se disponía, como volante de inercia se ha empleó la llanta trasera de una motocicleta a la que se añadieron una serie de masas en su perímetro para aumentar la carga inercial de la misma. Las masas se han unido al conjunto de la rueda a través de sendos ejes roscados que atraviesan el conjunto de masas y el perfil de la rueda. Se dispusieron 6 grupos de masas distribuidos equidistantemente. En cada grupo puede variarse el número de elementos, de forma que puede modificarse la inercia total del conjunto.

El dibujo esquemático a continuación muestra los diferentes elementos con los que cuenta el volante inercial.

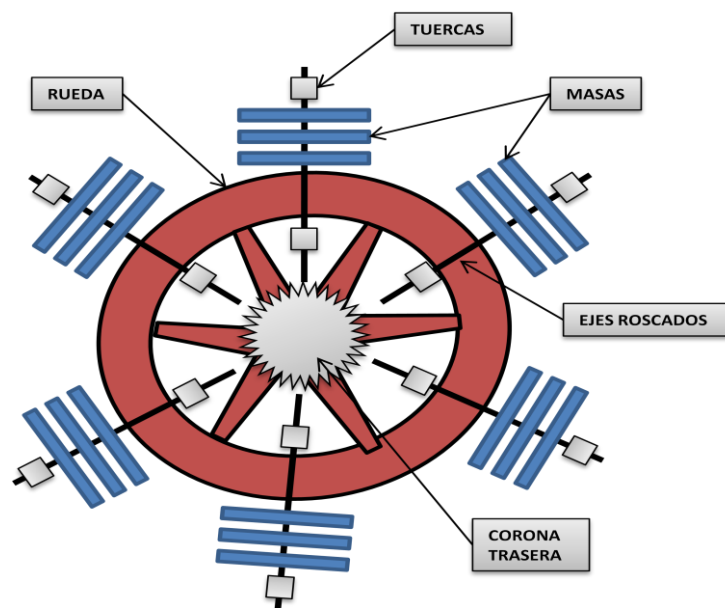


Fig.-2.7- Esquema del conjunto que compone el volante de inercia.

Aunque con esta configuración se permite la adaptación del valor de la inercia de una forma muy sencilla, presenta una serie de inconvenientes:

- Puesto que no se trata de una distribución uniforme de masa, el cálculo de la inercia se complica. La inercia de las masas, el eje, las tuercas y las arandelas, si pueden calcularse con muy buena aproximación como una masa puntual colocada a cierta distancia del punto de rotación. Sin embargo la geometría de la rueda no es conocida con mucha precisión a priori, y solo podría estimarse. Un procedimiento de medida experimental para la inercia del conjunto se hace por tanto necesario.

- Otra de las dificultades debidas a la distribución no homogénea de masa es la obtención de un correcto equilibrio del volante. Aunque este puede ajustarse experimentalmente variando la posición de las masas hasta que el desequilibrio observado sea mínimo, es prácticamente imposible optimizar el equilibrio manualmente para las revoluciones a las que va a estar sometido. Un incorrecto equilibrio podría modificar los datos obtenidos, así como dañar la estructura del banco y poner en peligro el ensayo.

De ahí que también se requiera de algún procedimiento experimental que permita un cálculo y corrección del desequilibrio del volante en la posición final en la que se realizarán los ensayos posteriores. Esto es necesario para garantizar un correcto funcionamiento del conjunto sin comprometer la integridad estructural del banco.

2.2.3.-TRANSMISION:

Para la transmisión se ha empleado una cadena, uniéndose de forma directa el piñón de salida del motor y la corona de la rueda trasera empleada como volante de inercia. Esta forma de transmisión reduce al máximo los elementos mecánicos, con lo que la instalación se simplifica.

Puesto que el propio motor cuenta ya con un embrague, se confía en él para realizar las labores de acoplamiento y para otorgar a la transmisión de cierta flexibilidad. La actuación del mismo se prevé de forma manual.

2.2.4.-EJE DE ROTACIÓN:

Como eje de rotación del volante de inercia se ha empleado el proveniente de su montaje original sobre la motocicleta. Esto posibilita también el uso de los rodamientos originales localizados en la llanta. Esto es, el volante se instala en la estructura portante del banco a semejanza de como lo haría en la moto de la que proviene.

Si se garantiza un correcto equilibrio del volante, las cargas a la que está sometido el eje en su montaje sobre el banco, son muy inferiores a las que estaría sometido en un uso real de la motocicleta, donde aparte de las cargas de aquel, se tienen las introducidas por el terreno.

2.2.5.-FRENO DEL VOLANTE DE INERCIA:

La propia pinza de freno y el disco original de la moto de donde proviene la rueda es lo que se ha empleado como elementos de frenado para el volante.

Puesto que en una motocicleta el reparto de carga en el frenado suele ser de un 80% para el freno delantero y un 20% para el trasero, se prevé que el tiempo necesario para frenar el volante va a ser bastante mayor que el de una frenada normal en una motocicleta, si se mantienen las dimensiones del sistema de frenado original.

2.2.4.-PUESTA EN MARCHA DEL MOTOR:

El arranque del motor se realiza con la palanca de arranque que éste trae de serie.

2.2.5.- DISEÑO CAD DEL BANCO

Para ayudar a la hora de diseñar los elementos que componen el banco se ha empleado un software de diseño CAD 3D. Este tipo de programas permite crear un primer prototipo virtual, de forma que te posibilita situar geoméricamente todos los elementos necesarios en el espacio sin requerir la construcción física los mismos. Esto facilita las posteriores tareas de construcción, ahorrándose tiempo, y ganando en precisión.

Para el caso del presente proyecto ya se disponía de ciertos modelos 3D realizados con anterioridad para el equipo Motostudent. Algunos de ellos, como el motor o la rueda que sirve de volante, han servido de base para facilitar el diseño la estructura entorno a ellos. Cuantos más elementos se prevean y más completo sea el modelo 3D con el que se cuente, menor será la probabilidad de fallos en etapas posteriores del diseño.

Partiendo de los elementos básicos, motor y volante, se ha diseñado la estructura de forma que ésta sea lo más sencilla y rígida posible, permitiendo la instalación de todos los elementos sin que se produzca alguna colisión entre ellos y la instrumentación necesaria para los ensayos.

A continuación se muestra una de las imágenes del banco en las etapas iniciales de construcción, con los elementos principales instalados, así como algunos de los planos que definen los conceptos constructivos del mismo.

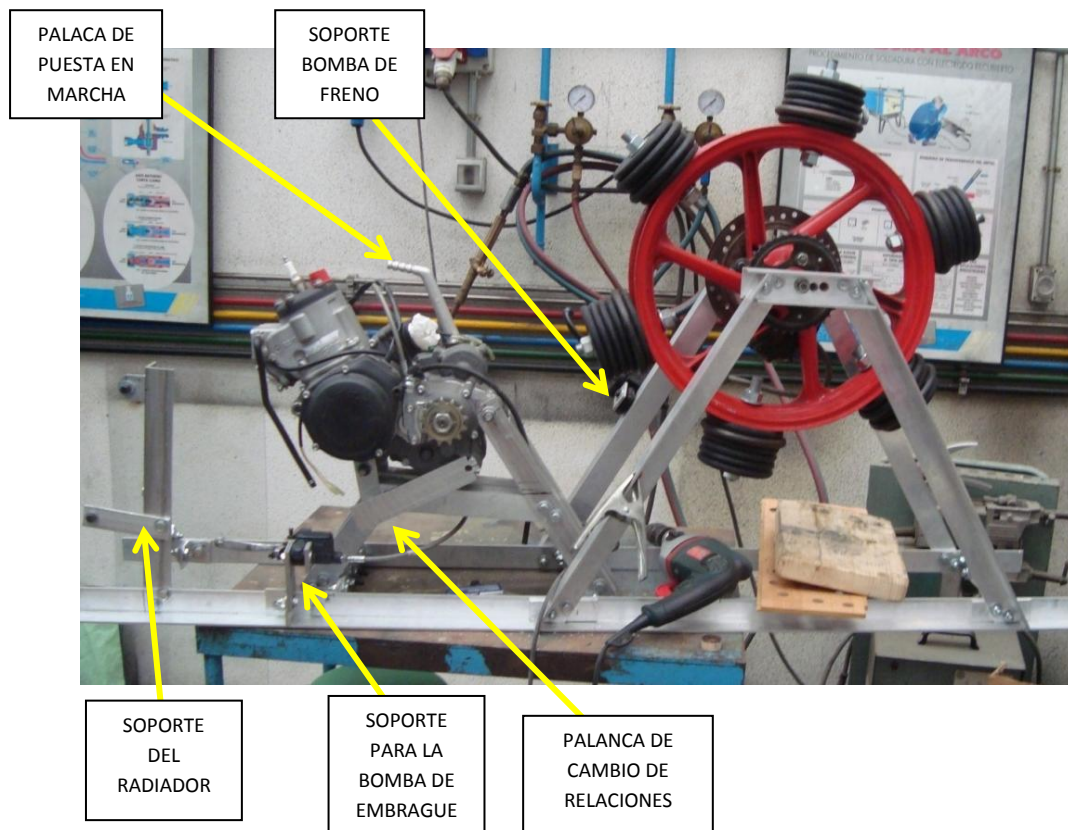
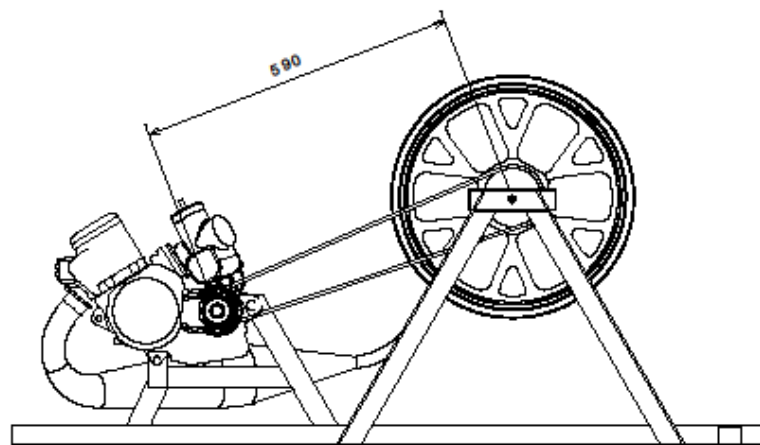
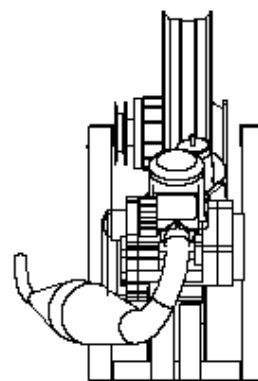


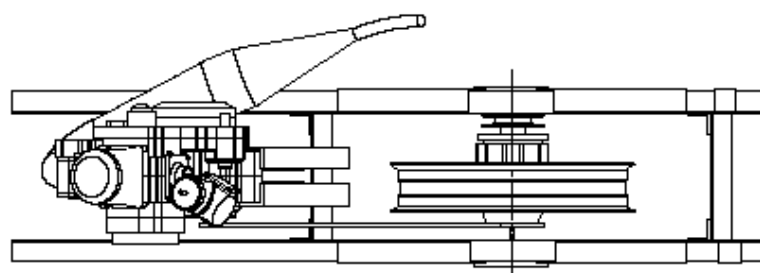
Fig.-2.8- Imagen del Banco en la fase inicial de construcción. Se muestran alguno de los elementos principales y alguno de los soportes para los elementos auxiliares.



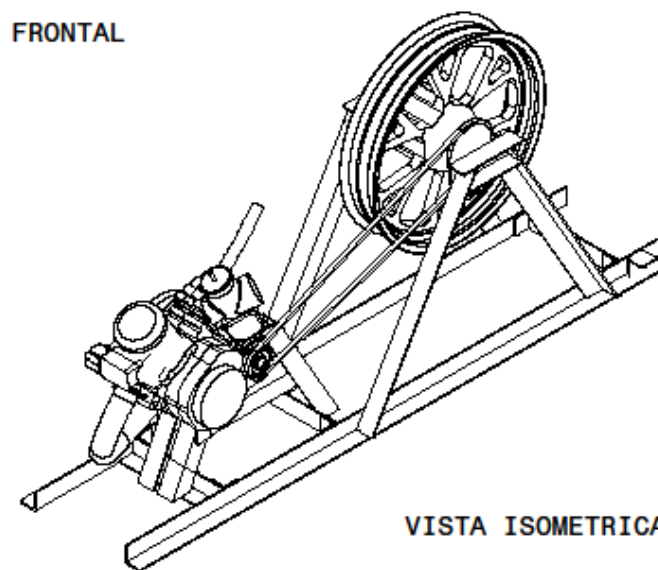
VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL

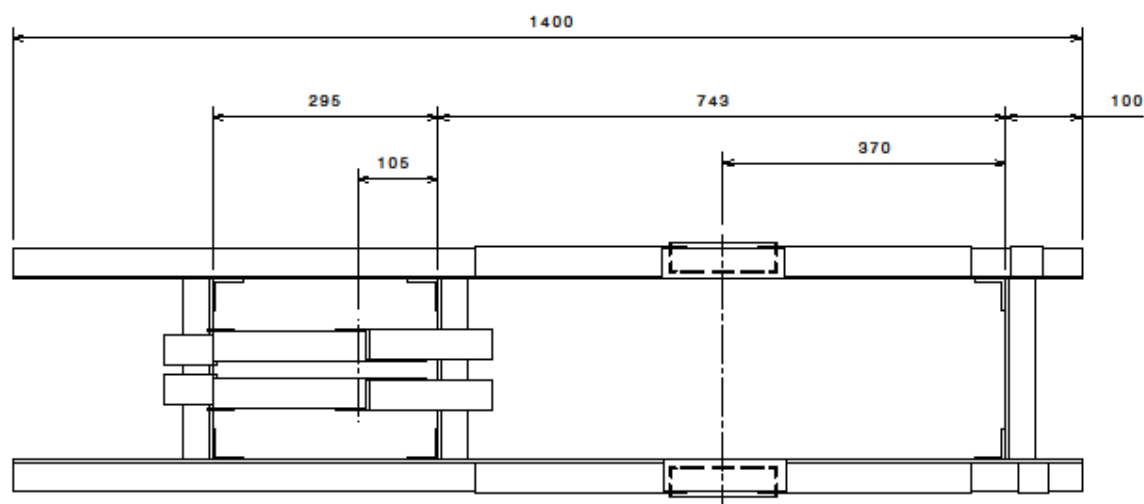
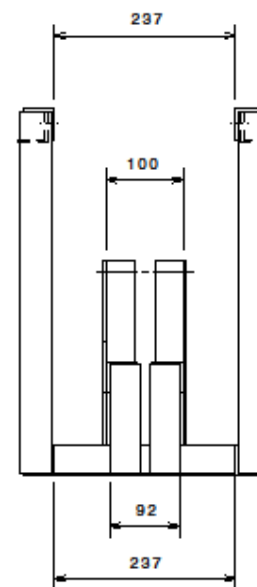
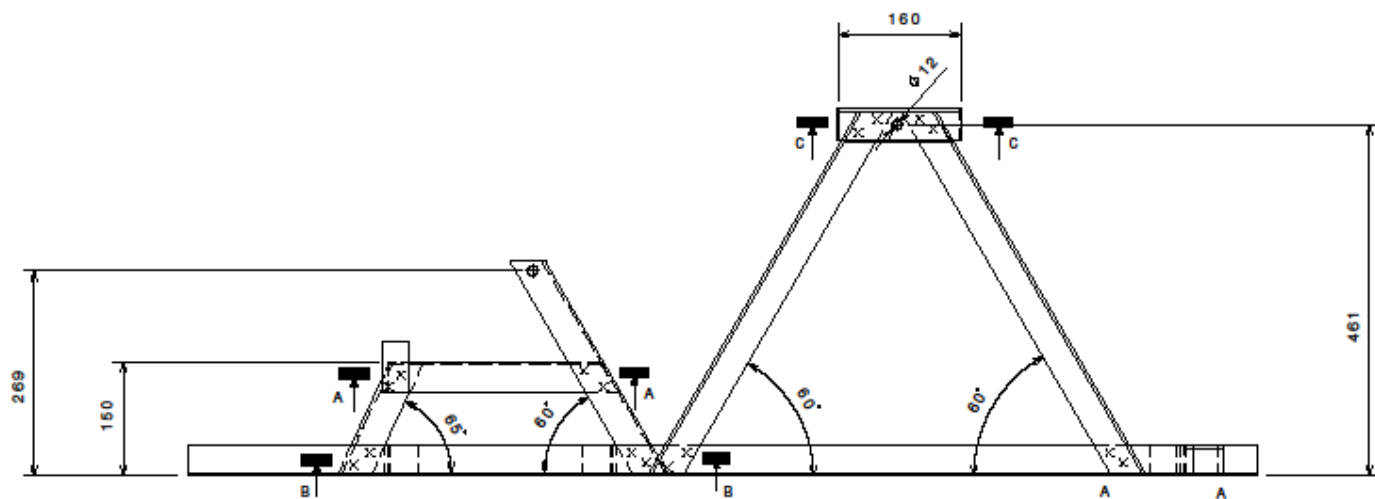


VISTA SUPERIOR



VISTA ISOMETRICA

DESIGNED BY: JORGE MILLAN CID		BANCO DE ENSAYOS		I	—
DATE:				H	—
CHECKED BY:				G	—
DATE:				F	—
SIZE		PROYECTO FIN DE CARRERA		E	—
A3				D	—
SCALE	WEIGHT (kg)	DRAWING	SHEET	C	—
1:10	XXX	VISTAS GENERALES	1/3	B	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				A	—



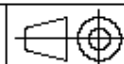
DESIGNED BY:
JORGE MILLAN CID
DATE:

CHECKED BY:

DATE:

SIZE

A3



SCALE

1:10

WEIGHT (kg)

DRAWING

DIMENSIONES PRINCIPALES

SHEET

2/3

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

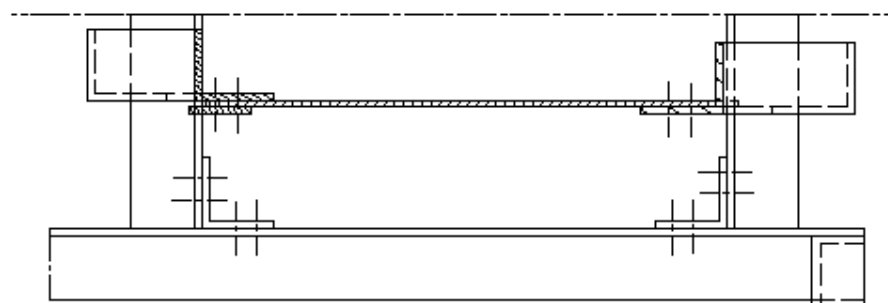
BANCO DE ENSAYOS

PROYECTO FIN DE CARRERA

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

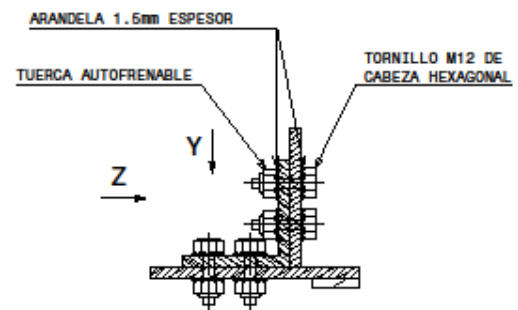
H G F E D C B A

4



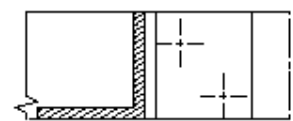
SECTION A-A
(COGIDA SUPERIOR DEL SOPORTE DEL MOTOR)

3

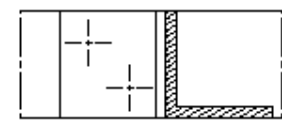


DETALLE TIPICO DE UNION EN UN NUDO

4

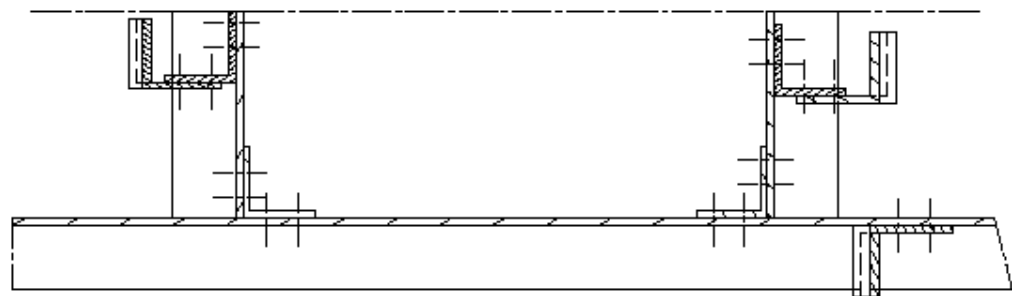


VISTA Y



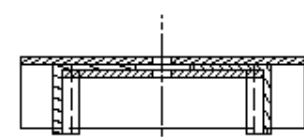
VISTA Z

3



SECTION B-B
(COGIDA INFERIOR DEL SOPORTE DEL MOTOR-
COGIDA DEL SOPORTE DEL VOLANTE)

2



SECTION C-C
(COGIDA SUPERIOR DEL VOLANTE)

2

1

DESIGNED BY: JORGE MILLAN CID		BANCO DE ENSAYOS		I	-
DATE:				H	-
CHECKED BY:		PROYECTO FIN DE CARRERA		G	-
DATE:				F	-
SIZE A3		SECCIONES DE DETALLES		E	-
SCALE 1:3				WEIGHT (kg)	D
DRAWING		SHEET		C	-
		3/3		B	-
				A	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.					

1

H G F E D C B A

2.3.- REQUERIMIENTOS INERCIALES

Como cualquier otro freno motor, el banco inercial debe imponer una resistencia conocida al movimiento del motor. En nuestro caso se confía en un volante de inercia como elemento resistivo, a través de la variación de su velocidad de giro. Los requerimientos inerciales del volante han de ser tales que permitan que el motor pase por todo su rango de revoluciones de funcionamiento. Además, el tiempo que dura la aceleración debe permanecer dentro de cierto intervalo. Si la inercia es demasiado elevada, el tiempo necesario para acelerar el volante puede hacer que el motor se caliente en exceso, lo que podría afectar al rendimiento del mismo a la vez que se corre el riesgo de que se produzcan detonaciones¹. Por el contrario, si el tiempo de aceleración es demasiado corto debido a una inercia insuficiente, la propia inercia del motor y de otros elementos auxiliares como la cadena, podría llegar a ser significativa y afectar en las lecturas obtenidas, dejando de ser los ensayos muy representativos de los usos reales a los que va a estar sometido el motor. Un tiempo medio aproximado de aceleración que suele estimarse para la duración de estos ensayos es de unos 10 segundos [9], aunque depende de las características de cada motor ensayado.

Puesto que con el banco se pretende simular el funcionamiento típico del motor en un uso real, la inercia debe proporcionar una carga análoga a la que se tiene cuando el motor se encuentra funcionando ensamblado en el conjunto de la motocicleta. Para comprobar qué inercia es necesaria para obtener un comportamiento en aceleraciones equivalente al que tendría sobre la motocicleta, se va a realizar un balance de fuerzas sobre la rueda de ésta.

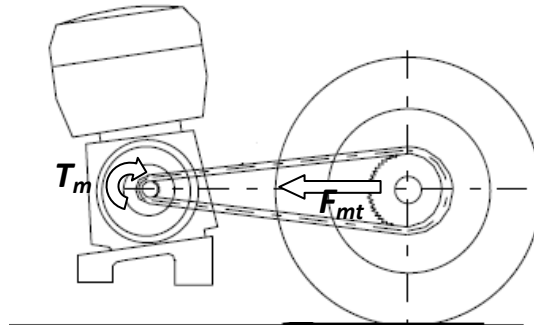


Fig.-2.9- Balance de fuerzas Motor - Rueda

Despreciando las fuerzas resistivas debidas al viento, al rozamiento y las debidas a las inercias de las ruedas, la fuerza longitudinal necesaria para acelerar la moto es:

$$F_{mt} = m_{mt} \cdot a_{mt} = m_{mt} \cdot r_r \cdot \alpha_r = m_{mt} \cdot r_r \cdot \alpha_m \cdot R_m$$

Donde los subíndices empleados se refieren respectivamente a

- '**mt**' - hace referencia a '**la moto**',
- '**m**' - hace referencia '**el motor**',
- '**r**' - se refiere "**rueda de la moto**".

¹ Fenómeno de auto ignición de la mezcla de aire – gasolina debida a una presión y/o temperaturas excesivas durante el proceso de combustión.

² La válvula de escape es un dispositivo mecánico centrífugo que permite variar la geometría de la tobera de escape del cilindro en función del régimen de giro del motor. De esta forma se permite

- ' v ' - hace referencia '**volante de inercia**'.

Por tanto m_{mt} se refiere a la masa de la moto, a_{mt} la aceleración que experimenta la moto, r_r es el radio de la rueda de la moto, α_m es la aceleración del motor y R_m es la relación entre la velocidad de giro de la rueda trasera y la del motor.

Siempre que se refiere al motor, se trata del cigüeñal del motor, el cual se considera que gira a una velocidad constante media en cada ciclo. Por lo tanto, se están teniendo en cuenta los diferentes elementos de transmisión intermedios, como la reducción primaria y secundaria del mismo.

Relacionando la fuerza con el par del motor tenemos que éste es igual a:

$$T_m = m_m \cdot r_r^2 \cdot \alpha_m \cdot R_m^2, \text{ donde } T_m \text{ representa el par motor.}$$

Si hacemos ahora un equilibrio con el motor montado en el banco de ensayos se tiene:

$$T_v = I_v \cdot \alpha_v \rightarrow \text{Par a aplicar sobre el volante}$$

$$T_m = I_v \cdot \alpha_v \cdot R_v = I_v \cdot \alpha_m \cdot R_v^2 \rightarrow \text{Par entregado por el motor}$$

Donde R_v es la relación entre la velocidad del volante y la del motor, y I_v es la inercia del banco de inercia.

Igualando el par necesario a aplicar sobre la moto con el par necesario aplicar sobre al volante tenemos: $m_{mt} \cdot r_r^2 \cdot \alpha_m \cdot R_m^2 = I_v \cdot \alpha_m \cdot R_v^2$

De donde despejando la inercia del volante nos queda:

$$\boxed{I_v = m_{mt} \cdot r_r^2 \cdot \frac{R_m^2}{R_v^2}} \quad (2.1)$$

Por tanto, la inercia necesaria en el volante para que se simule una supuesta aceleración en la moto depende de la masa de la moto ' m_{mt} ', del radio de la rueda de la moto ' r_r ', de la relación entre el giro de la rueda y el giro del cigüeñal del motor, ambos usados en la moto R_m , y de la relación entre giro del volante y giro del motor usados en el banco R_v .

Algunos de los datos necesarios nos son ya conocidos, mientras que otros debemos de estimarlo:

- Sobre el montaje final de la moto pudimos comprobar que el peso final de la misma no pasaba mucho más del mínimo de 90 kg. establecido por la organización del concurso. Con un peso final de 94 kg. nos quedamos muy próximos al mínimo ideal, siempre teniéndose en cuenta la dotación completa de todos los líquidos. Tomando este peso, y una masa del piloto aproximada de unos 70 kg, tomaremos un valor de $m_{mt} = 160 \text{ Kg.}$
- El diámetro exterior de la rueda nos viene fijado por las dimensiones de la llanta empleada, de 17", y del neumático, cuyas dimensiones son, en la nomenclatura usual,

115/70R17, donde 115 indica el ancho en mm, y 70 indica el perfil de la goma como porcentaje del ancho. El radio exterior obtenido resulta ser de $r_r = 296,4 \text{ mm}$

- Las relaciones globales de transmisión empleadas en la moto y en el banco, R_m y R_v relacionan respectivamente las velocidades de giro de la rueda de la moto y del volante, con el giro del cigüeñal del motor. En esta relación mecánica de las velocidades intervienen:
 - La reducción primaria del motor. Reducción entre el eje del cigüeñal y el eje primario de la caja de cambios del motor. La relación está fijada por el diseño del motor, y es de 19/63.
 - Relación entre eje primario y secundario de la caja de cambios. Dependiendo de la relación engranada (de 1ª a 6ª) tendremos una u otra. Las relaciones posibles son:

RELACION DE MARCHAS		
	Eje primario	Eje secundario
1ª	13	30
2ª	15	28
3ª	17	26
4ª	21	27
5ª	23	26
6ª	24	24

- Numero de dientes del piñón del motor y numero de dientes de la corona de la rueda (R_m) ó del volante (R_v).

Se nos plantea por tanto la elección de los diferentes tamaños de piñones y coronas, tanto para la moto, como para el volante, así como la relación de transmisión (marcha) en la que realizar el ensayo y aquella que se supone engranada en la moto al realizar la aceleración a simular. Con estos datos se nos definirá una inercia necesaria para el volante, que será la que mejor se simule las condiciones reales de funcionamiento de nuestro motor.

2.3.1.- DETERMINACION DE R_m , R_v e I_v : *Estimación de la duración del ensayo.*

2.3.1.1.-Estimación del valor de R_m

El valor de la relación global de transmisión (R_m) que se emplea en la moto cuya aceleración se pretende simular en el banco, es independiente de éste, y se determina por las relaciones de transmisión empleadas en la aceleración y por el tamaño del piñón y corona empleada en la moto.

Por lo tanto, su valor está determinado por:

- Una componente fija determinada por los tamaños del piñón y la corona empleados. Aunque una vez elegidas, no suelen variarse para unas mismas condiciones, su elección no es una cuestión trivial y depende de diversos factores, como las características geométricas de la moto, y las condiciones operativas en las que se va a encontrar (forma del circuito, meteorología, piloto, objetivos de

velocidad y aceleración ...). En el apéndice A al final de este capítulo se ha hecho un análisis de algunos de estos factores para poder estimar los objetivos de velocidad que son alcanzables con diferentes relaciones, y se han seleccionado un tamaño de piñón y corona que permiten un punto de partida para los cálculos. Las opciones seleccionadas fueron de 13 y 14 dientes para el piñón, y 30 y 32 dientes para la corona.

Posteriormente pruebas sobre la pista nos mostraron que la relación más corta 13/32 era la más apropiada, debido principalmente al ligero peso del piloto, y a que el circuito resultó tener una recta de menores dimensiones a la esperada.

- Una componente variable, dependiente de la relación de transmisión empleada en cada momento. En una aceleración máxima real de la motocicleta, partiendo de parado o a baja velocidad, se engranaría la 1ª velocidad y se aceleraría a fondo, revolucionando el motor hasta un poco antes del máximo régimen de giro del mismo, donde su potencia comienza a descender. En este momento se engranaría la siguiente velocidad y se procedería análogamente hasta alcanzar la máxima velocidad que permite la motocicleta.

El banco de ensayos inercial no permite la simulación de ésta variación, pues requeriría un sistema que permitiese variar continuamente el valor de la inercia del volante. Además, un ensayo durante el que se varíe la inercia proporcionaría resultados poco representativos de la curva de potencia característica del motor, al variar las condiciones operativas del mismo.

Por lo tanto, para el propósito de este proyecto, se va a considerar que la relación de transmisión engranada en la motocicleta, es una relación constante, y que proporcionaría unos tiempos de aceleración similares a los que se tendrían si se emplearan todas las relaciones.

Se ha visto por tanto que la relación R_m afecta al valor de la inercia del volante necesaria a través de 2.1, haciendo que se tengan en cuenta las condiciones reales de transmisión en un funcionamiento de la moto. Igualmente en esta ecuación resultante de aplicar equilibrio sobre la moto y sobre el volante, se podrían haber tenido en cuenta otro tipo de condiciones operativas que afecten al funcionamiento de la moto, como pueden ser pendientes en el perfil del terreno, condiciones de viento, rozamiento de las ruedas etc., siempre que se trate de condiciones constantes. De alguna forma, estos elementos han condicionado la selección del tamaño del piñón y la corona, por lo que aunque indirectamente, si se están teniendo en cuenta.

Se va a estimar por tanto el tiempo de duración de los ensayos en función de la relación de transmisión que se considere engranada en la moto para el cálculo de R_m . Para ello se va a resolver en diferentes ocasiones, la ecuación de movimiento del volante de inercia, considerando en cada vez una diferente relaciones de transmisión.

La ecuación diferencial a resolver resulta de la aplicación de equilibrio de momentos en el volante de inercia. Se relacionan los datos aplicados sobre el volante con los aplicados sobre el motor, a través de la relación de transferencia global del banco R_v .

$$P_v = I_v \cdot \frac{d\omega_v}{dt} \rightarrow \left\{ P_v = \frac{P_m}{R_v} ; \quad \omega_v = R_v \cdot \omega_m \right\} \rightarrow P_m = I_v \cdot R_v^2 \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2.2)$$

Si introducimos la ecuación antes vista (2.1) en (2.2), nos queda una ecuación independiente de las variables del volante: $P_m = m_{mt} \cdot r_r^2 \cdot R_m^2 \cdot \frac{d\omega_m}{dt}$ (2.3)

El tiempo que tarda el motor en alcanzar su máximo régimen de funcionamiento dependerá por tanto de la relación R_m elegida y de las condiciones iniciales de velocidad de las que parte el motor.

En el motor son conocidos los datos de potencia en función de la velocidad de giro del mismo. La función que representa la potencia del motor como función del régimen de giro $P_m = P_m(\omega_m)$, puede estimarse de los datos orientativos proporcionados por el fabricante en la hoja de características. A continuación se muestran las curvas de potencia del motor cuando la válvula de escape² se encuentra cerrada (rojo) y abierta (azul) respectivamente.

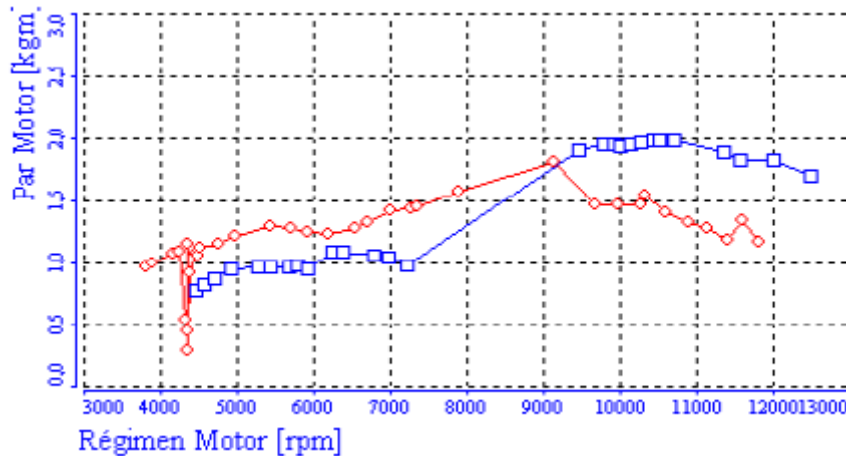


Fig.-2.10- Curva de potencia representativa del motor proporcionada por el fabricante.

Como se observa, cuando se encuentra cerrada, se mejora el funcionamiento a bajos regímenes, mientras que al abrirse se mejora a altos. Durante el funcionamiento del motor, se pasa de una curva a otra en función de si nos encontramos por encima o por debajo del régimen determinado por la intersección de ambas curvas. Por lo tanto se considerará una curva unión de ambas, quedándonos siempre con la de mayor potencia en cada caso.

Integrando la ecuación (2.3), junto a la condición inicial de que el motor parte de una velocidad de 3800 rpm (primer punto aproximado de la figura 2.9 del que se conocen los valores de potencia) podemos estimar el tiempo de duración de los ensayos en función del

² La válvula de escape es un dispositivo mecánico centrífugo que permite variar la geometría de la tobera de escape del cilindro en función del régimen de giro del motor. De esta forma se permite mejorar la entrega de potencia según la zona de funcionamiento del motor.

valor de R_m ó marcha engranada. La figura 2.10 muestra los resultados de integración gráficamente:

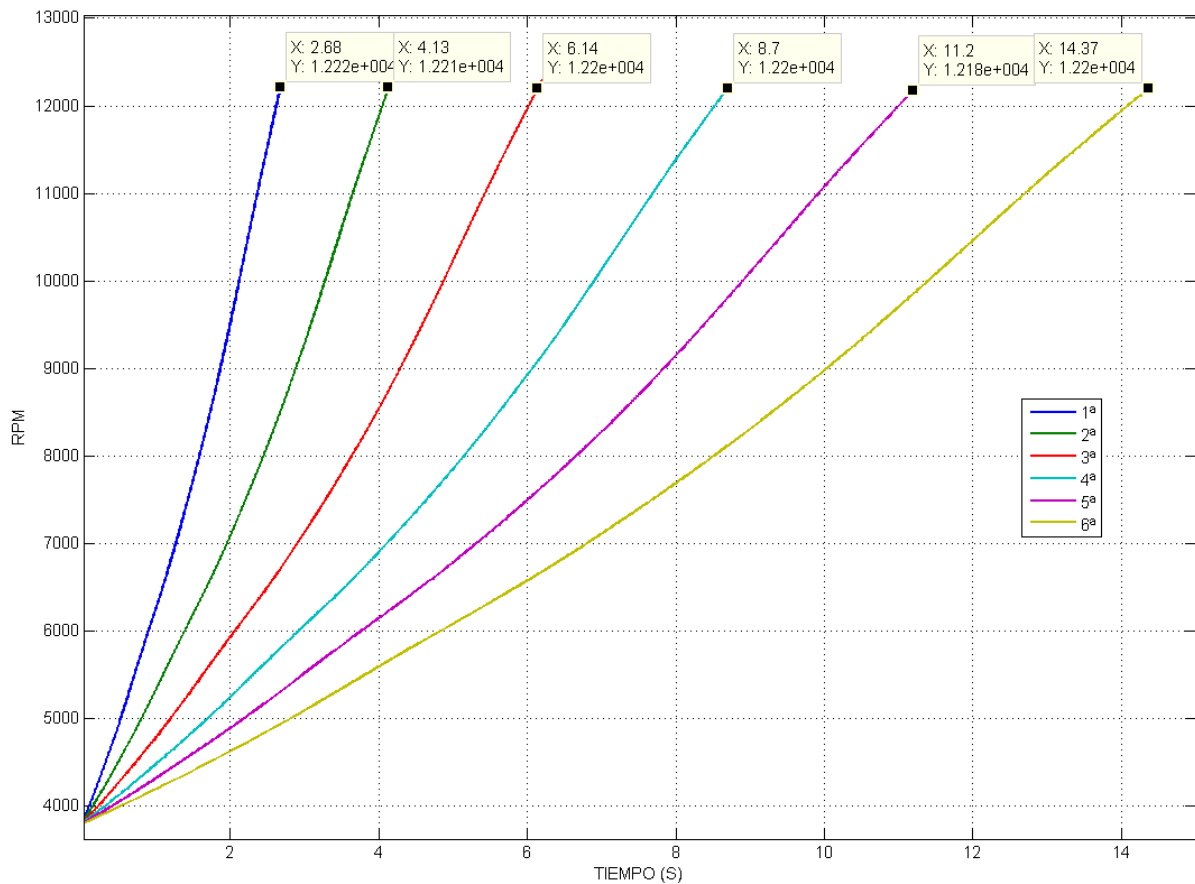


Fig. 2.11 – Estimación del tiempo de ensayo en función del valor de R_m . Éste varía según la relación de transmisión que se considere engranada en una supuesta aceleración real de la moto.

Los tiempos estimados de ensayo se muestran para el valor correspondiente al máximo régimen de giro del motor, que se ha considerado ligeramente superior a las 12000 rpm. En la práctica podría sobrepasarse este valor en alguna ocasión, aunque no es una situación muy recomendada, ya que como se observa en la Fig. 2.9, a partir de aproximadamente este punto, el par disponible comienza a descender.

De la Fig.2.11 se aprecia cómo, a medida que aumentamos el valor de R_m (aumentamos la supuesta marcha engranada en la aceleración), los tiempos de duración del ensayo aumentan. Parece correcto aceptar valores de duración de ensayos que se encuentren entorno a los 9 segundos, por los que se tomará la 4ª relación de transmisión como representativa. El valor de R_m correspondiente a esta relación es de $R_m = 0,095$.

2.3.1.2.-Estimación del valor de Rv.

Para determinar ahora el valor de la relación global de transmisión a emplear en el banco de ensayos R_v , se va a hacer uso de la ecuación (2.1) una vez que ya se conoce un valor de R_m representativo. La Fig. 2.12 muestra gráficamente esta ecuación, con los valores ya conocidos de los parámetros.

$$I_v = m_{mt} \cdot r_r^2 \cdot \frac{R_m^2}{R_v^2}$$

Donde $m_{mt} = 160 \text{ Kg}$. $r_r = 296,4 \text{ mm}$ $R_m = 0,095$

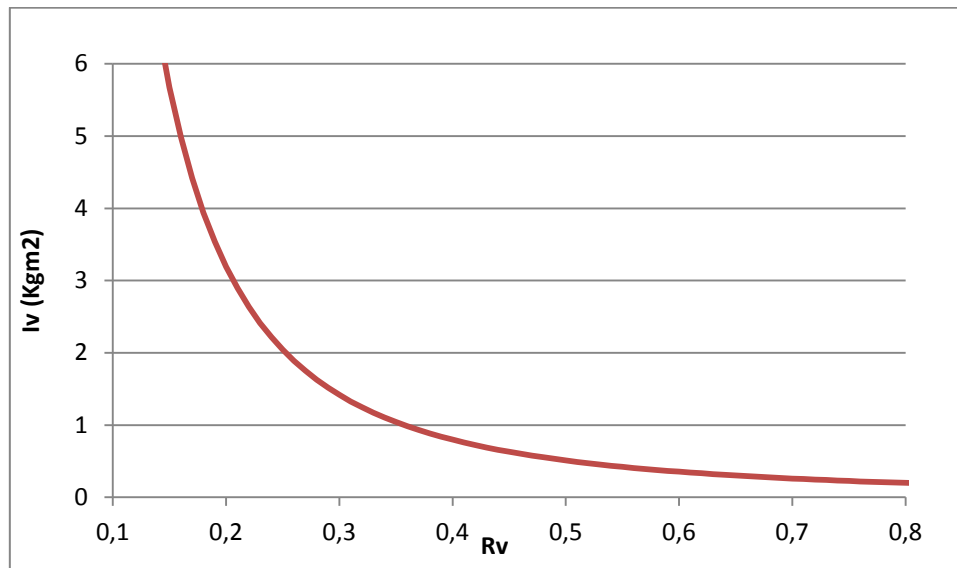


Fig. 2.12 – Variación de la inercia necesaria del volante en función del valor de Rv.

Cualquier punto sobre esta gráfica simula unas mismas condiciones operativas del motor. Sin embargo, hay algunos factores que varían en función del punto que seleccionemos de la curva.

Directa o indirectamente, el valor de la inercia condiciona el resto del diseño del banco, pues esta influye en el régimen de giro que va a tener el volante en el ensayo, afectando por tanto a:

- Mayores inercias implican menores regímenes de giro del volante, mientras que menores inercias harán que éste se eleve. La potencia a transmitir es siempre misma: la potencia del motor para cada régimen de giro del mismo.
- La amplitud y la frecuencia de la carga armónica que un posible desequilibrio del volante pueda introducir en la estructura. Aunque hay que intentar minimizar el desequilibrio del volante al mínimo, este puede ser un factor a tener en cuenta en el diseño de la estructura portante.
- La tensión a la que se someten a los elementos de transmisión y la estructura por la torsión que introduce el par motor. A menores regímenes

comparativamente, mayores tensiones se introducen en la cadena y demás engranajes de transmisión, y estructura.

Como se ha comentado anteriormente, para proporcionar la inercia necesaria al volante se van a emplear 6 grupos de masas distribuidos equidistantemente en el perímetro de una rueda. La Fig. 2.13 muestra qué masa puntual habría que poner en cada uno de estos 6 grupos para proporcionar una inercia total equivalente, suponiendo que la inercia total se debiera solo a estas masas puntuales (obviando el resto de elementos necesarios).

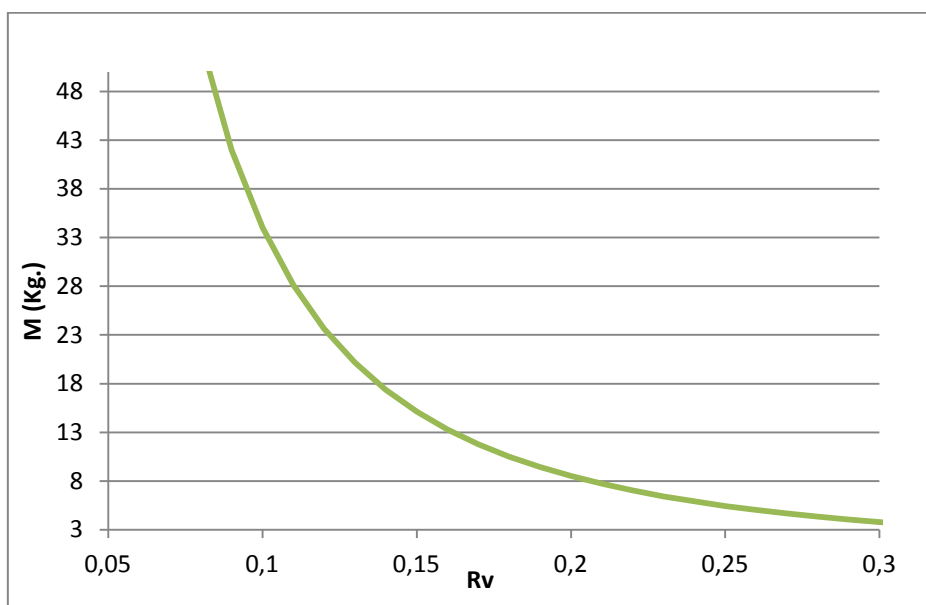


Fig. 2.13 – Variación de masa de cada subgrupo en función del valor de R_v .

Valores muy bajos de R_v hacen que la masa se eleve rápidamente de forma exponencial, por lo que conviene no tomar un valor muy bajo. El valor máximo y mínimo está determinado por el tamaño del piñón y la corona que se empleen en el ensayo, y por la relación de transmisión en que se realice. El máximo valor se tendría realizando el ensayo en 6ª velocidad, junto el mayor piñón y la menor corona. El mayor piñón disponible es de 14 dientes, y la menor corona que físicamente puede montarse en la rueda es de 22 dientes. Con esta configuración, el valor máximo de R_v resulta ser de $R_v = 0,2$.

Para este valor de R_v , la inercia total necesaria resulta ser de $I_v = 3,16 \text{ Kg m}^2$ ó equivalentemente, 6 grupos de masas puntuales de 8,5 Kg cada uno situados a una distancia del punto de rotación igual al radio de la rueda.

En la práctica es imposible disponer de sendas masas puntuales. Además, el número y la cuantía de las masas pueden variar debido a que:

- Se disponen masa de 0.5 kg, 1 kg y 2 Kg. Conforme estas se van añadiendo, la distancia al centro de rotación va aumentando, con el consecuente aumento de la inercia.
- La rueda y los diferentes elementos de unión que se emplean (ejes roscados, arandelas y tuercas), también proporcionan cierta inercia al conjunto.

Finalmente se han colocado grupos de masa de 5,5 Kg. cada uno. Junto a la inercia proporcionada por el resto de los elementos, se espera que la inercia del conjunto se aproxime a la requerida.

De lo anterior se desprende que se hace necesario algún procedimiento experimental que nos permita la medida de la inercia real del ensamblaje. Sería prácticamente imposible conocer con exactitud la inercia del conjunto de forma teórica. Ello requeriría conocer la posición exacta de todos los componentes, así como sus centros de masa. La propia determinación de éstos es una fuente de errores, por lo que parece más lógico considerar al conjunto como un único sólido rígido.

Uno de los problemas que esto conlleva es que es probable que el sólido resultante no se encuentre equilibrado estática ni dinámicamente. Se hará también necesario por lo tanto, realizar un correcto equilibrado del conjunto, de forma que se garantice la integridad de la estructura portante durante los ensayos, además de una correcta adquisición de los mismos.