

1- Definición de máquina a proyectar

- Performance.
 - Lista de datos.
 - Vida útil.
-
- Motor bi cilíndrico.
 - Configuración de cilindros: opuestos.
 - Disposición manivelas de cigüeñal (ángulo de fase): $0^\circ - 180^\circ$.
 - De 4 tiempos con 4 válvulas.
 - Cilindrada: 1200 cc.
 - Potencia: 100 CV.
 - Vida útil: 20000 hs.

Los motores planos son más cortos que los motores en línea, y tienen un menor centro de gravedad común en cualquier otra configuración. Automóviles y motocicletas alimentados por un motor plano en general, tienen un menor centro de gravedad, dando una mejor estabilidad y control. Estos motores, sin embargo, son algo más que tradicionales y son más caros de producir.

La gran anchura de estos motores puede causar problemas en el montaje del motor.

La configuración también mejora la refrigeración por aire en los motores de aeronaves

Los motores **Boxer** tienen su nombre, ya que cada pareja de pistones se mueve simultáneamente dentro y fuera y no alternativamente. Los bóxer de hasta ocho cilindros han demostrado un gran éxito tanto en automóviles como en motocicletas, y siguen siendo populares para los aviones ligeros.

Uno de los beneficios de la utilización de un bóxer frente a un motor en V es que el diseño proporciona un buen equilibrio porque cada impulso del pistón es contrarrestado por el correspondiente movimiento del pistón del lado opuesto. Los motores Bóxer son uno de los motores que tienen un diseño natural del equilibrio dinámico, los otros dos son el 6 en línea y el 12 cilindros en V. Estos motores pueden funcionar sin problemas y libre de fuerzas de desequilibrio con un ciclo de cuatro tiempos y no requieren de un eje de equilibrio o contrapesos en el cigüeñal para equilibrar el peso de las piezas, que son necesarios en otras configuraciones del motor.

Sin embargo, en el caso de los motores bóxer de menos de seis cilindros, desequilibrándose en momentos (también conocido como un "pequeño balanceo") son inevitables debido a la horizontalidad de los cilindros que no están exactamente en frente, pero compensado ligeramente.

2- Análisis de mercado

- Estudio de máquinas similares existentes en el mercado.
- Folletos técnicos de las máquinas analizadas en el punto anterior

A continuación se detallan algunas de las maquinas similares que se encuentran en el mercado.

BMW R 850 R

Cilindrada	848 cc.
Transmisión	6-speed
Velocidad Máxima	200 Km/h
0-100 Km/h	5.3 segundos
Potencia Máxima	67 CV a 7000 rpm



BMW R 1100 R

Cilindrada	1085 cc.
Transmisión	6-speed
Velocidad Máxima	215 Km/h
0-100 Km./h	4.5 segundos
Potencia Máxima	98 CV a 7500 rpm



BMW R 1150 R

Cilindrada 1130 cc.

Potencia / R.P.M. 63 KW (85 CV) / 6750

Tipo de motor 4T

Cilindros 2

Diámetro x carrera 101x70.5 mm.

BMW R 1200 RT

Cilindrada	1.170cc
Diámetro/Carrera	101/73 mm
Potencia	81/110 KW/CV / 7.750 rpm
Par motor	120 Nm / 6.000
Tipo de motor	Bóxer
Número de cilindros	2
Compresión/Combustible	12,0:1/Sin plomo 95-98 RON, potencia nominal con 98 RON
Accionamiento válvulas	DOHC
Válvulas por cilindro	4
Consumo 90 Km./h l/100 Km.	4,1
Consumo 120 Km./h l/100 Km.	5,2
Aceleración 0–100km/h	3,8
Velocidad máxima Km./h >	200

BMW R 1200 GS

Modelo sacado en el año 2004, que durante su trayectoria fue mejorado eliminando pequeños fallos y el servofreno eléctrico, cambiando el amperaje de la batería de 12 a 14 amperios y siendo realizado un reestilo general en el modelo de 2008, en el que pasaba de 100 CV a 105 CV y pequeños cambios en los plásticos del depósito. Ha sido la moto más vendida de la marca con más de 110.000 unidades, pesa 199 Kg. en vacío, tiene un depósito de 20 litros, caja de cambios de 6 velocidades y motor boxer bicilíndrico de cuatro tiempos refrigerado por aire-aceite.

3- Anteproyecto de maquina

- Dimensiones principales
- Dimensiones derivadas
- Croquis de primera orientación
- Determinación preliminar del tipo de materiales a utilizar en cada pieza
- Determinación preliminar de ausencia de interferencias

Dimensiones del modelo (Citroen 3CV)

- Cilindrada: 602 cc.
- Diámetro y Carrera: 74 x 70 (mm)
- Potencia: 32 CV
- Régimen: 6750 RPM
- Par motor: 4,2 kgm
- Régimen: 3500 RPM
- Relación de compresión: 8,5:1
- Longitud de biela: 128 mm



Calculo de las dimensiones del prototipo

Lo que haremos es utilizar la teoría de semejanza para llevar nuestro modelo patrón de 602 cm³ a un volumen de 1200 cm³

Se considerara como constantes los valores de pme, número de cilindros y relación carrera-diámetro (s/d).

Calcularemos a continuación el valor de λ (razón de semejanza)

V_0 : volumen del Prototipo: 1200 cm³

V : volumen del Modelo: 602 cm³

$$\lambda^3 = (V_0 / V) = 1,99$$

$$\lambda = \mathbf{1,25}$$

Ahora se calcularan las dimensiones de nuestra maquina.

- **Diámetro del pistón**

D_0 : Diámetro del prototipo
 D : Diámetro del modelo.

$$D_0 = D \times \lambda$$

$$D_0 = 74 \text{ mm} \times 1,25$$

$$D_0 = 92,5 \text{ mm}$$



- **Carrera del pistón**

S_0 : Carrera del prototipo.
 S : Carrera del modelo.

$$S_0 = S \times \lambda$$

$$S_0 = 70 \text{ mm} \times 1,25$$

$$S_0 = 87,5 \text{ mm}$$

- **Longitud de biela**

L_0 = Longitud de biela del prototipo

L = Longitud de biela del modelo

$$L_0 = L \times \lambda$$

$$L_0 = 128 \text{ mm} \times 1,25$$

$$L_0 = 160 \text{ mm}$$



- Relación de velocidades

n_0 = revoluciones del prototipo

n = revoluciones del modelo

W_0 = Velocidad angular del prototipo

W = velocidad angular del modelo

$$n_0 = (1/\lambda) \times n$$

$$n_0 = (1/1,25) \times 6750 \text{ RPM}$$

$$n_0 = 5400 \text{ RPM}$$

$$W_0 = (1/\lambda) \times W$$

$$W_0 = (1/1,25) \times 706,8 \text{ rad/s.}$$

$$W_0 = 565,44 \text{ rad/s.}$$

- Velocidad media del embolo

$$Cm_0 = (S_0 \times n_0)/30$$

$$Cm_0 = (87,5\text{mm} \times 5400 \text{ RPM})/30$$

$$Cm_0 = 15,75 \text{ m/s.}$$

- Potencia superficial especifica

A= superficie del embolo

Ne_0 = potencia efectiva del prototipo

$$Ns_0 = Ne_0 / (Z \times A)$$

$$Ns_0 = 100 / (2 \times 60,13\text{mm})$$

$$Ns_0 = 0,83 \text{ CV/cm}^2$$



- Numero especifico de revoluciones

$$n_{esp} = n \sqrt{Ne}$$

$$n_{esp} = 6750 \text{ RPM} \sqrt{50}$$

$$n_{esp} = 47729 \text{ rpm/CV}$$

A continuación se detallan de forma preliminar los tipos de materiales a utilizar en cada pieza

Biela: Acero templado/forjado AISI 1055. $\sigma_{adm} = 130000 \text{ lb./plg}^2$

Block: Aleación de aluminio-silicio (84% - 16%). $\sigma_{adm} = 55000 \text{ lb/plg}^2$

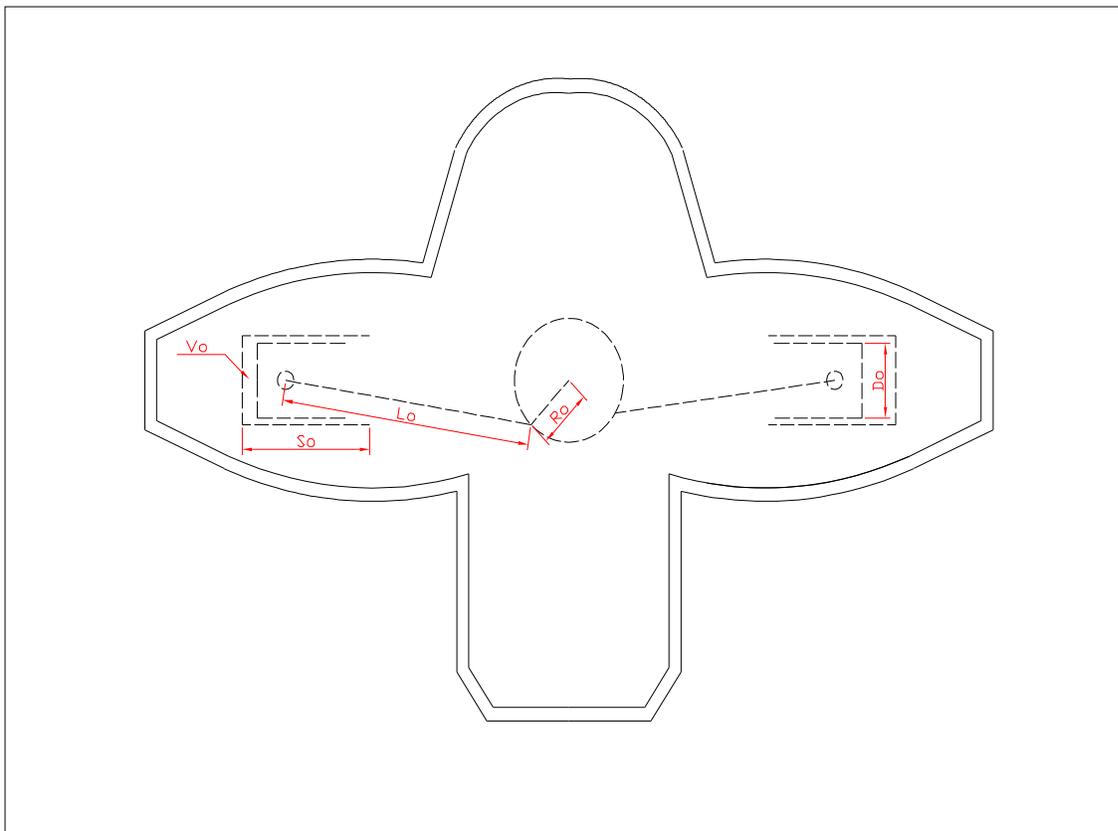
Cigüeñal: acero al cromo – níquel AISI 1020. $\sigma_{adm} = 55000 \text{ lb/plg}^2$

Pistón: aluminio. $\sigma_{adm} = 13000 \text{ lb/plg}^2$

Tapa de cilindros: aluminio. $\sigma_{adm} = 13000 \text{ lb/plg}^2$

Las tensiones admisibles de los materiales se obtienen de las tensiones de fatiga, las cuales fueron afectadas a coeficientes para obtener las σ_{adm} de cada material.

En el siguiente esquema se muestra un croquis de primera orientación de la maquina a proyectar.



4- Estudio cinemático y dinámico de la maquina

- Verificación de ausencia de interferencias
- Determinación de los esfuerzos actuantes sobre cada pieza

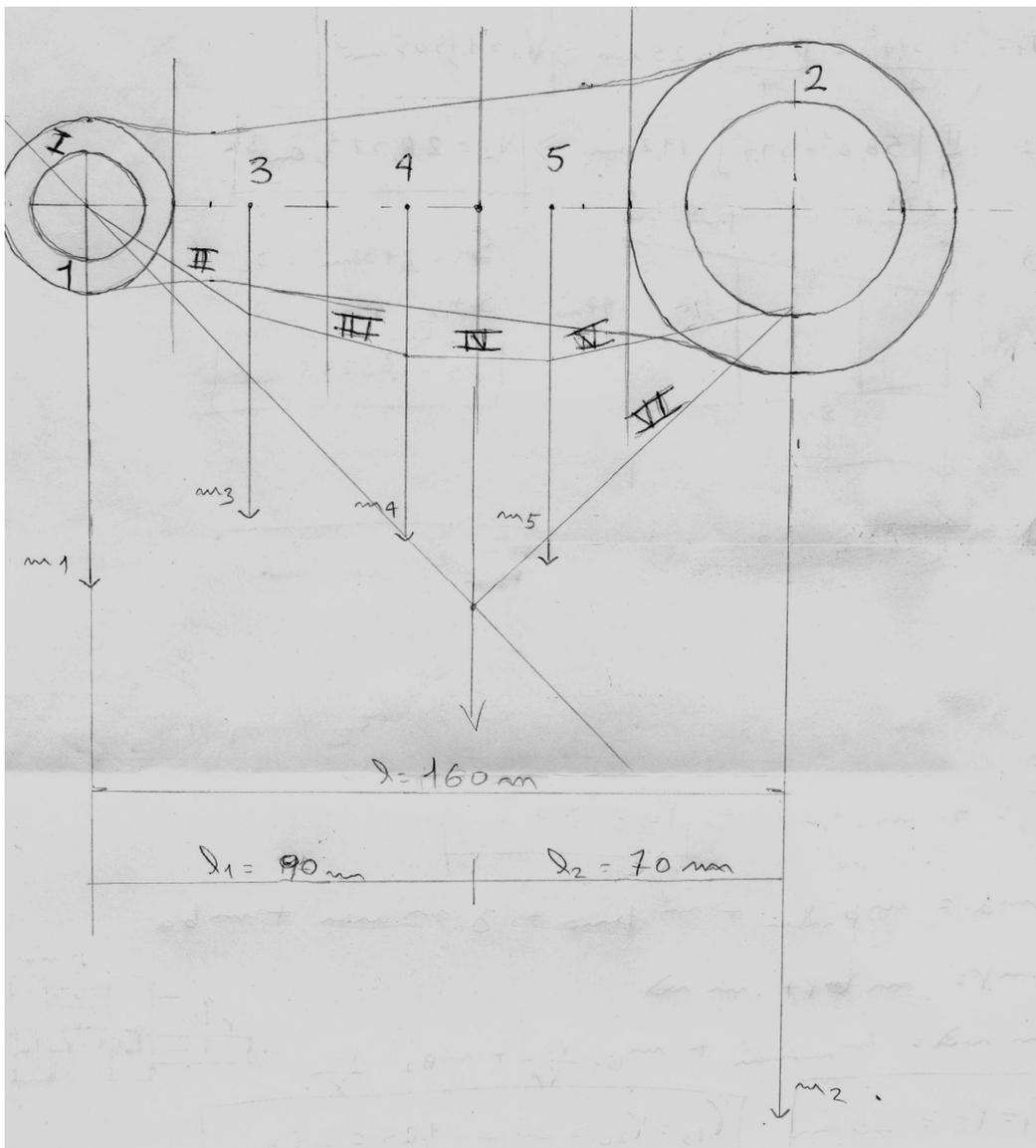
Calculo de las masas alternativas y rotativas de la biela

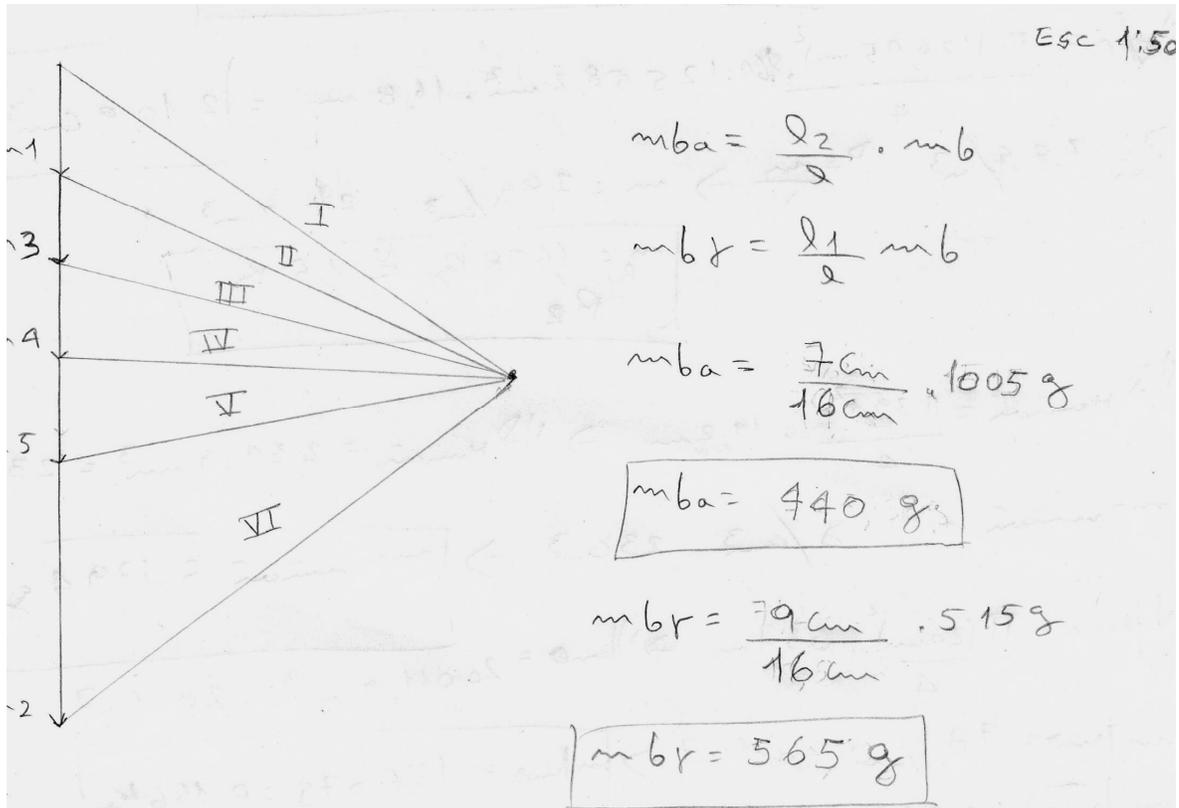
Para determinar las masas ante dichas, existen dos métodos:

- Método practico de la balanza
- Método teórico del diagrama funicular

En nuestro caso la determinaremos mediante el método teórico del diagrama funicular.

El calculo arrojó los siguientes resultados:





Con $m_1 = 166 \text{ g}$; $m_2 = 400 \text{ g}$; $m_3 = 136,7 \text{ g}$; $m_4 = 146,5 \text{ g}$; $m_5 = 156 \text{ g}$

Fuerzas actuantes en el motor

Fuerza alternativa

La expresión para calcular la fuerza alternativa es la siguiente:

$$P_{a_{11}} = m_a \times \omega^2 \times r \times \cos \alpha \times X^\circ$$

Con $r = 0.05 \text{ m}$

$$m_a = m_{\text{pistón}} + m_{\text{biela alt}} + m_{\text{aros}} + m_{\text{perno}}$$

$$m_a = 0.5 \text{ Kg} + 0.44 \text{ Kg} + 0.0879 \text{ Kg} + 0.3 \text{ Kg}$$

$$m_a = 1.327 \text{ Kg}$$

La fuerza alternativa, se calcula:

$$F_a (\alpha = 0^\circ) = 1.327 \text{ Kg} \times (565.4 \text{ rad/seg})^2 \times 0,05 \text{ m} \times \text{Cos } 0^\circ$$

$$\mathbf{F_a = 21210.5 \text{ N} = 2164\text{kg}}$$

Fuerzas rotativas

Se calculan a partir de la siguiente fórmula:

$$F_r = m_r \times \omega^2 \times r \times (\text{Cos } \alpha \text{ X}^\circ + \text{Sen } \alpha \text{ Y}^\circ)$$

$$m_r = m_{\text{biela rot}} + m_{\text{muñon}} + m_{\text{brazo cig}}$$

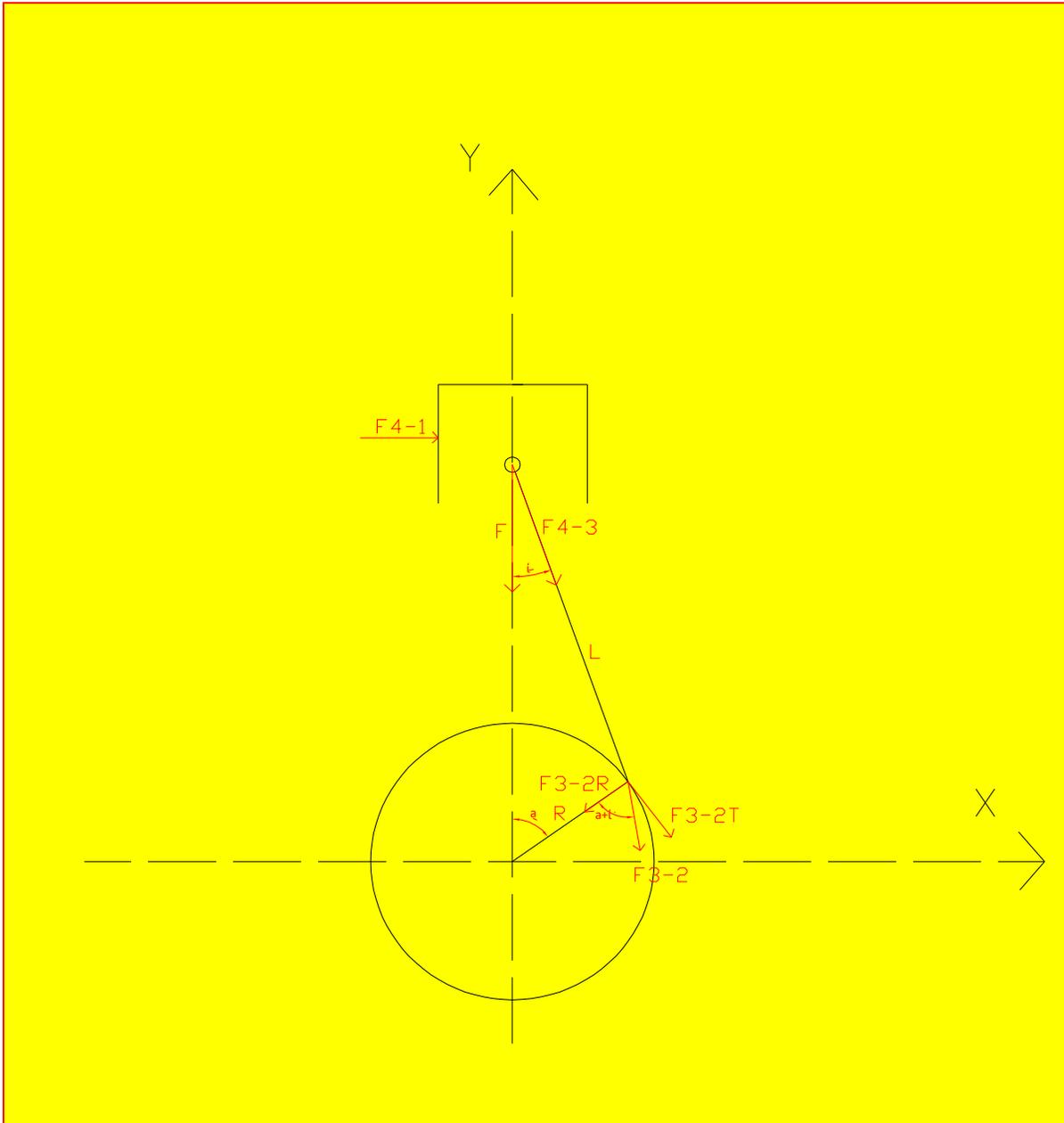
$$m_r = 0.565 \text{ Kg} + 0.35 \text{ Kg} + 2,92 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{m_r = 3.835 \text{ Kg}}$$

$$F_r (\alpha = 0^\circ) = 3.835 \text{ Kg} \times (565.4 \text{ rad/seg})^2 \times 0,05 \text{ m} \times (\text{Cos } 0^\circ + \text{Sen } 0^\circ)$$

$$\mathbf{F_r = 61298\text{N} = 6254.9\text{kg}}$$

Se adjunta planilla realizada en Excel con el estudio de las Fuerzas actuantes en el motor.



Con $F_{4-3} = F_{3-2}$

Calculo del volante de inercia

Para efectuar el cálculo del volante de inercia emplearemos el método alternativo por el cual no se necesita del diagrama indicado del motor. De esta forma el factor global de inercia se obtiene de la siguiente expresión:

$$GD^2 = K \times Nef/n^3 \times \delta$$

El valor de δ y de K se obtienen de tablas, para nuestro caso obtenemos del manual Dubbel

Tipo de sistema	Δ
Hélices de buque	1/20
Mecanismos de transmisión de taller	1/35
Generadores de C.A.	1/300
Motores de automóvil	1/200 a 1/300

Tomamos $\delta=1/300$

De la misma forma tenemos

Tipo de máquina	K
Máq. De vapor una sola manivela	2.5×10^6
Motores ciclo Otto 4 cil. 4 tiempos	1.12 a 1.76×10^6
Motores ciclo Otto 6 cil. 4 tiempos	0.72×10^6
Motores ciclo Diesel 4 cil. 4 tiempos	2.7×10^6
Motores ciclo Diesel 6 cil. 4 tiempos	1.6×10^6

Tomamos $K=1,76 \times 10^6$

Entonces tenemos:

$$GD^2 = 1,76 \times 10^6 \times 98,6 \text{HP} / (5400 \text{rpm})^3 \times 1/300$$

$$GD^2 = 0.33 \text{ Kgm}^2$$

Tomamos $D=0,15\text{m}$, entonces:

$$G=14,7\text{kg}$$

5- Proyecto detallado:

Realización del proyecto detallado de al menos una pieza principal conteniendo:

- Dimensiones definitivas
- Tolerancias
- Terminaciones superficiales
- Tratamientos térmicos necesarios de requerirse
- Instrucciones y métodos de fabricación/ensamble
- Instrucciones y planes de ensayo y pruebas
- Planos de detalle

Cálculo de la biela

El cálculo de la biela se debe a que es una de las partes del conjunto más solicitada a nivel tensional, su diseño requiere de un meticuloso análisis debido a sus restricciones de espacio y con una masa pequeña.

La misma debe soportar fuerzas debidas a la presión del gas, fuerzas debidas a la inercia de las masas alternativas y fuerzas debidas a la inercia de las masas distribuidas de la propia biela.

Su función principal es transmitir la fuerza del embolo desde el perno al muñón de la manivela del cigüeñal. Las dimensiones de la misma están dadas en primer instancia por cálculos comparativos con bielas que hayan dado buenos resultados en ensayos anteriores, sirviéndonos de base para el cálculo de la semejanza geométrica de su forma.

A continuación, calcularemos los esfuerzos que está sometida dicha biela y con ello la sección de la misma:

Verificación de la sección

La fuerza máxima de tracción de la biela se da en $\alpha=3^\circ$ (tabla Excel, columna H):

$$\sigma = F / A$$

$$\sigma < \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = 9100 \text{ Kg. / cm}^2$$

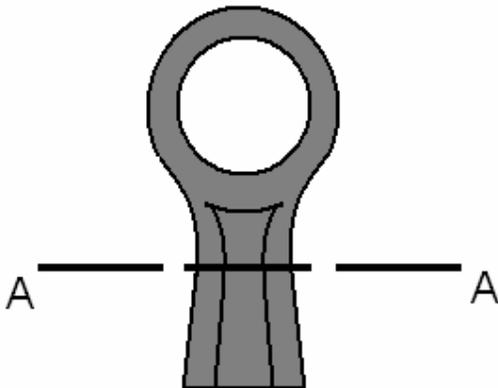
Material: Acero forjado AISI 1055

$$A = F / \sigma$$

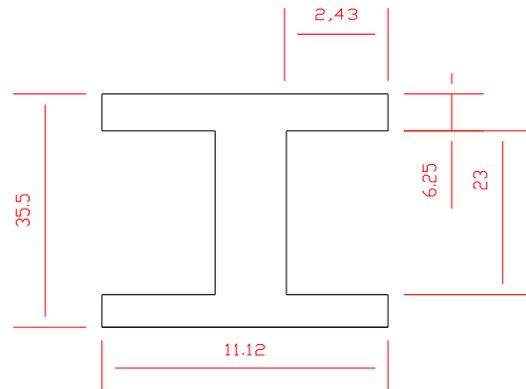
$$A = \underline{947\text{Kg}}$$

$$9100 \text{ Kg / Cm}^2$$

$$A = 0.104 \text{ Cm}^2$$



Corte A-A



Área de la sección crítica (corte A-A):

$$A = (1.112\text{cm} \times 0.625\text{cm} \times 2) + (2.3\text{cm} \times 0.626\text{cm})$$

$$A = 2,82\text{Cm}^2$$

$$\sigma = \underline{947\text{Kg}} < \sigma_{adm}$$

$$2,82\text{Cm}^2$$

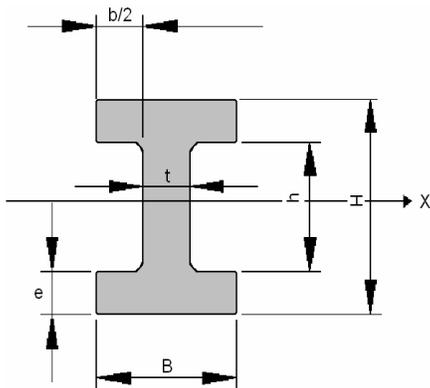
$$\sigma = 335,8\text{Kg/Cm}^2 < \sigma \text{ adm}$$

Por lo que el área de biela verifica la condición de compresión.

Verificación del cuerpo de la biela al pandeo

Por la teoría de Euler sabemos que:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times J}{l_p^2}$$



$$J_x = \frac{(H^3 \times B) - (h^3 \times b)}{12}$$

$$J_x = \frac{1,112\text{Cm} \times (3,55 \text{Cm})^3 - (2,3 \text{Cm})^3 \times (0,486 \text{Cm})}{12}$$

$$12$$

$$J_x = 3,65 \text{Cm}^4$$

Consideramos la longitud de pandeo como la longitud total de la biela, ya que es el caso más desfavorable porque ninguno de los extremos se encuentra empotrado.

$$I_p = 9,6\text{Cm}$$

$$E = 2100000 \text{ Kg/Cm}^2$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2100000 \text{ Kg/Cm}^2 \times 3,65\text{Cm}^4}{(9,6\text{cm})^2}$$

$$P_{cr} = 7860\text{Kg}$$

Por lo tanto, lo que verifica al pandeo es la siguiente expresión, de esta ecuación observamos que la fuerza actuante F debe ser menor a la Pcr, lo dicho:

$$F < P_{cr}$$

Verificación a flexión

Para realizar el estudio de la sollicitación interna sobre el vástago de la biela debida al momento flector que produce la aceleración normal, se la dividió en 4 secciones de la misma altura. Calculando la masa de cada sección, la ubicación del centro de masas y la aceleración normal del centro de masas, se puede calcular la fuerza que se genera en cada sección y con ella calcular el momento flector máximo que se produce para determinar la tensión a la que está sometido el material.

Aceleración normal:

$$A_n = w^2 r l / y$$

Esta fórmula da la aceleración máxima, cuando $(\alpha + \beta) = 90^\circ$

Donde:

W: 565,44 rad/seg

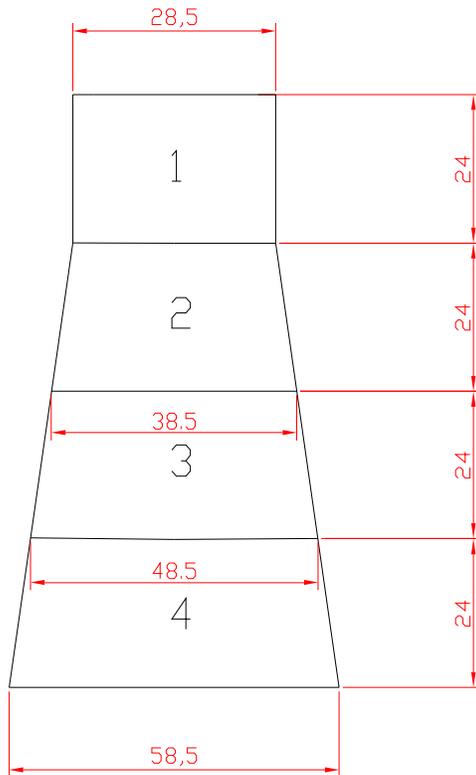
R: radio de la manivela, 50 mm

L: longitud de biela entre centros, 160 mm

Y: distancia entre el centro del pie de biela y el punto sobre el eje longitudinal de la biela donde se quiere medir la a_n

La fuerza generada por cada sección será:

$$F = \text{Masa} \cdot a_n \text{ (Kg)}$$



Sección 1

Masa: 54,02 g

Y: 125.5 mm

A_n : 20377 m/seg²

Fuerza generada: 112 Kg

Sección 2

Masa: 63,47 g

Y: 101.5 mm

A_n : 25200 m/seg²

Fuerza generada: 163 Kg

Sección 3

Masa: 82,42 g

Y: 77.5 mm

A_n : 33003 m/seg²

Fuerza generada: 277 Kg

Sección 4

Masa: 101,37g

Y: 53.5 mm

A_n : 47809 m/seg²

Fuerza generada: 495 Kg

Conociendo la magnitud y la ubicación de cada fuerza, se pudo determinar que generan un momento máximo de 2965 Kgcm.

Ahora analizaremos la tensión de flexión que deberá comprender la siguiente expresión:

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{Mf_{\text{máx}}}{W} < \sigma_{\text{adm}_{\text{flex}}}$$

$$\sigma_{\text{adm}_{\text{flex}}} = 5050 \text{ Kg/Cm}^2$$

Debe verificarse contra la tensión admisible a fatiga (la sollicitación también es cíclica)

Donde W es el modulo resistente, y es igual a:

$$W = \frac{2 \times Jx}{H}$$

$$W = 2,05 \text{ Cm}^3$$

Ahora haciendo el cociente entre el momento flector y el modulo resistente se obtiene la tensión de flexión:

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{2965 \text{ KgCm}}{2,05 \text{ Cm}^3}$$

$$\sigma_{\text{flex}} = 1447 \text{ Kg/Cm}^2$$

$$\sigma_{\text{flex}} < \sigma_{\text{adm}_{\text{flex}}}$$

Por lo tanto, si se verifica la siguiente desigualdad diremos que verifica a la flexión.

Tratamientos térmicos o mecánicos

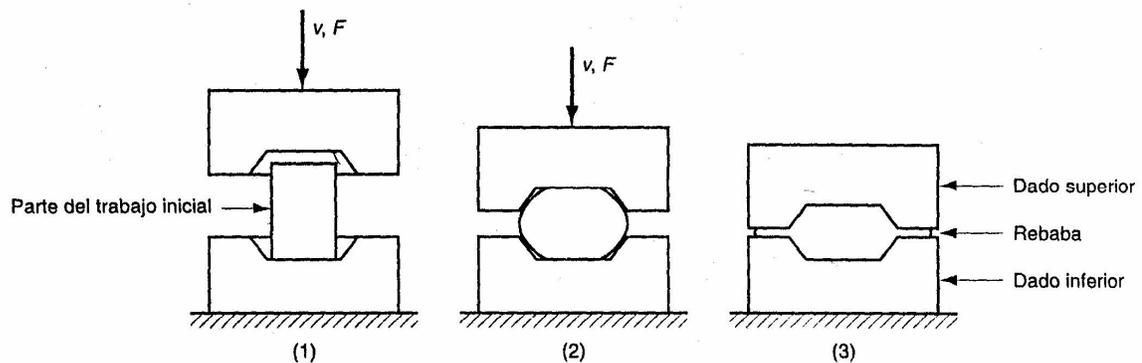
Se realizan para aumentar su capacidad de trabajo a la fatiga.

- Tratamiento térmico en totalidad de la pieza: Recocido, templado y revenido, para asegurar las propiedades mecánicas necesarias.
- Tratamiento térmico superficial: nitrurado.

Fabricación y terminación superficial

Proceso adoptado: Forja en dado cerrado.

Se realiza con dados que tienen la forma inversa a la requerida para la parte. El proceso se realiza en una secuencia de tres pasos:

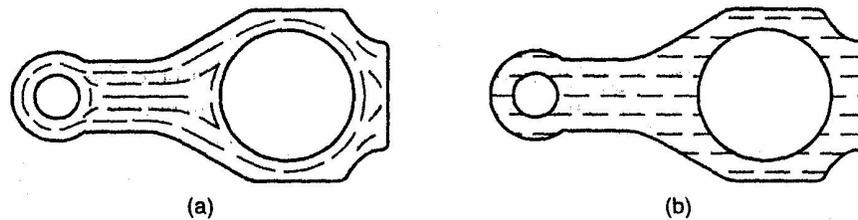


Secuencia en el forjado con dado impresor: (1) inmediatamente antes del contacto inicial con la pieza de trabajo en bruto, (2) compresión parcial, (3) cerradura final de los dados, ocasionando la formación de rebaba entre las placas del dado.



Con frecuencia se requieren varios pasos en el forjado con dado impresor para transformar la forma inicial en la forma final deseada, como se muestra en la figura. Para cada paso se necesitan cavidades separadas. Los pasos iniciales se diseñan para redistribuir el metal en la parte de trabajo y conseguir así una deformación uniforme y la estructura metálica requerida para las etapas siguientes. Los últimos pasos le dan el acabado final a la pieza. Además, cuando se usan martinetes; se pueden requerir varios golpes de martillo para cada paso.

El forjado con dado impresor no tiene tolerancias estrechas de trabajo y frecuentemente se requiere el maquinado para lograr la precisión necesaria.



Comparación del flujo de granos metálicos en una parte que es: (a) forjada con acabado maquinado y (b) completamente maquinada.

El forjado con dado impresor no tiene tolerancias estrechas de trabajo y frecuentemente se requiere el maquinado para lograr la precisión necesaria, a saber:

- Fresado de las caras (refrentado). Sólo en las zonas donde apoyan los casquillos separadores.
- Fresado de los agujeros. Normalmente las preformas ya tienen agujeros pero no tienen la geometría adecuada, las tolerancias obtenidas del moldeo son grandes, igual que las rugosidades. Además hay que dejar un poco de inclinación para poder desmoldar.
- Rectificado de las caras que antes se han refrentado al fresar.
- Mandrilado o rectificado de agujeros. Depende de las herramientas disponibles, de la tolerancia deseada, etc. El cojinete necesita un asiento con poca rugosidad.

Ensayos

A) Dispositivo electrónico para el control dimensional de bielas



Características del equipo:

- Medición por contacto, relevando ambos diámetros de la biela y sus caras laterales.
- Control de múltiples cotas y características de la pieza terminada o semiacabada.
- Alternativas de provisión para distintos modelos de bielas.
- Posibilidad de controlar dos modelos en un mismo equipo.
- Procesamiento de información en analizador multicota Cap 2000.

B) Pesaje de bielas



Características del equipo:

- Visualización del peso del pie, de la cabeza y peso total.
- Ciclos de trabajos simples y rápidos.
- Visualización digital de resultados.
- Tablas de familias configurables.
- Señalización luminosa del resultado de la biela.
- Rápida verificación de exactitud por comparación directa e individual con pesos patrones.
- Procesamiento de resultados en equipo COM 2000.

C) Comprobación a la flexo-torsión: La tolerancia no debe exceder 0,02 mm por 100 mm (0,02%).



D) Ovalización: la misma debe ser la mitad de la tolerancia del diámetro.

E) Radiográficos: con este ensayo nos aseguramos una correcta homogeneidad del material.

Ensamble

Limpieza de todos los órganos involucrados en el ensamblado

Montaje de pistón en pie de biela:

Antes de montar las bielas, comprobar que no están flexionadas ni torsionadas.

Disponer el pistón y la biela siguiendo el orden de montaje.

El agujero del pie de biela debe sobrepasar el diámetro \varnothing del perno en 0,02 a 0,04 mm.

Calentar la biela entre 280°C y 320°C (no aplicar llama directa).

Introducir rápidamente el perno frío y bien lubricado en el pistón y en el agujero del pie de biela.

En ésta operación, el pistón debe estar en posición horizontal.

Verificar el ajuste correcto del pistón, utilizando un instrumento de ensayo.

Evitar cualquier golpe y/o movimiento brusco.

Seguros-Perno

Con los pistones se suministran anillos de retención (segger) que sirven para bloquear el perno.

Los anillos sólo deben ser montados con tenazas especiales.

No utilizar anillos usados y evitar comprimirlos excesivamente pues se pueden producir deformaciones permanentes.

Girar los anillos ligeramente y comprobar que están perfectamente encajados en sus ranuras de alojamiento.

Orientar siempre las puntas de los anillos en el sentido de la carrera del pistón.



Montaje del conjunto en cigüeñal

Montar los dos semicojinetes en cada cabeza de biela bien aceitados.

Introducir la biela por su entrada en el cárter, encajándola en cuello ubicado entre las dos cigüeñas.

Colocar el cierre de la cabeza de la biela con las dos tuercas.