

MODELO MECÁNICO POR ELEMENTOS FINITOS DE UN COMPRESOR ALTERNATIVO PARA REFRIGERACIÓN: IMPLICACIONES EN EL DISEÑO

Autores: Merín de la Fuente, Faustino. Chacartegui Ramírez, Ricardo. Ruiz Marín, J. José. Muñoz Blanco, Antonio.

Grupo de Motores Térmicos. Dpto. Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos
Escuela Superior de Ingenieros (Universidad de Sevilla)
Avda Camino de los descubrimientos, s/n 41092. SEVILLA
Tfno: 954487246 / FAX: 95 448 72 43
Email: fmerinf@esi.us.es

RESUMEN.

En éste artículo se expone el estudio estático de un compresor, del modelo actual y del nuevo diseño obtenido de las conclusiones del primero. La herramienta utilizada para el cálculo por elementos finitos ha sido el programa "NASTRAN".

Palabras clave: Análisis de un compresor para refrigeración. Motores. Aplicación de elementos finitos.

1. INTRODUCCIÓN.

El presente trabajo muestra la potencialidad del cálculo por elementos finitos para la mejora del diseño mecánico de un compresor alternativo de refrigeración de 6 cilindros y 600 cm^3 en W a 60° , con una velocidad de giro máxima de 3500 rpm. Todos los análisis se han desarrollado bajo el programa de elementos finitos MSC/Nastran, por su facilidad de manejo y fiabilidad de los resultados obtenidos. Los coeficientes de seguridad que se obtienen para cada pieza del análisis por EF dan una valoración de las posibles mejoras en peso y donde aplicarlas. Posteriormente se rediseña el compresor teniendo en cuenta estos resultados y se vuelve a calcular la nueva geometría. Éste estudio complementa un proyecto más amplio que incluye el análisis fluidodinámico del comportamiento del compresor.

2. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES DE LAS PIEZAS A ESTUDIO.

En la Tabla 1 se indican las propiedades de los materiales necesarias para el cálculo de las tensiones en las piezas analizadas:

Tabla 1. Propiedades mecánicas de los materiales del compresor.

PIEZA	Material	Límite elástico (MPa)	Módulo elástico (MPa)	Norma
CAMISA	FG25	240 ¹	78500	UNE 36 111 73
PISTÓN	L2630	100	72500	UNE 38 263 94
BULÓN	F1551	540	206000	UNE 36 013 76
BIELA	L2652	210	72600	UNE 38 241 94
CIGÜEÑAL	F1250	800 ²	206000	UNE 36012

¹ Valor de carga de rotura. Para el cálculo de tensiones se usa $0.7 \times 240 = 168$ MPa.

² Dato obtenido del Catálogo de aceros de construcción de S.A. Echevarria (3).

3. SOLICITACIONES EN LAS PIEZAS.

El objetivo es estudiar los campos de tensiones y deformaciones producidos en las piezas del compresor por la fuerza de los gases en la cámara de compresión y las fuerzas de inercia debidas a las masas en movimiento. Las cargas térmicas no son significativas por no haber combustión, siendo la temperatura máxima alcanzada del orden de los 100 °C; temperatura que no reduce el límite elástico.

El mecanismo biela-manivela del compresor es centrado, siendo la formulación del problema cinemático y dinámico la siguiente (según M. Muñoz y F. Payri (1)):

Las dimensiones características son la longitud de biela L , el radio de la manivela R y la relación de biela $\lambda = R/L$. Con estos valores y los ángulos α (ángulo que forma la manivela con el eje de la camisa) y ϕ (ángulo que forma la directriz de la biela con el eje de la camisa), se obtiene el desplazamiento del pistón y de su derivada segunda, la aceleración de valor $a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$. Por su parte, la biela sigue una traslación en su pie y un giro en la cabeza, siendo $\varepsilon = -\omega^2 \cdot (b_1 \cdot \sin \alpha + 9 \cdot b_3 \cdot \sin 3\alpha + 25 \cdot b_5 \cdot \sin 5\alpha + \dots)$ la aceleración angular correspondiente, donde los parámetros son funciones de λ .

La fuerza aplicada al pistón $F = F_G + F_I$ es la suma de la fuerza de los gases en la cámara $F_G = (p_g - p_o) \cdot A_p$ (p_g es la presión en la cámara de compresión, p_o es la presión en el cárter y A_p es el área de cabeza del pistón), y la fuerza de inercia $F_I = M_{PT} \cdot a$ (donde $M_{PT} = M_p + M_{bulón} + M_{biela_reducida_pie} + M_{segmentos} + M_{anillos}$).

Debido a la dirección oblicua de la directriz de la biela también hay una carga lateral sobre el pistón de valor $F_n = F \cdot \operatorname{tg} \phi$, siendo $\phi = \arcsen(\lambda \cdot \operatorname{sen} \alpha)$.

Éstas se transmiten a la biela a través del bulón, obteniéndose una fuerza sobre el pie de biela de valor $F_b = F \cdot \sec \phi$. Además hay un par de fuerzas $f = \frac{(I_b - I_b') \cdot \varepsilon}{L \cdot \cos \phi}$

generadas por la aceleración angular, con I_b e I_b' momentos de inercia real y simplificado, provocadas por la ubicación de las masas reducidas en pie y cabeza de biela.

Debido al movimiento giratorio de las masas se produce una fuerza sobre el cigüeñal $F_c = m_{ri} \cdot R \cdot \omega^2$, donde m_{ri} es la suma de la masa de la muñequilla, la masa no equilibrada del brazo reducida a la muñequilla y la masa reducida de la cabeza de biela.

La camisa está sometida a la presión de los gases en la cámara de compresión y a la fuerza lateral que se produce en el contacto con el pistón.

En la Fig. 1 se presenta el diagrama P-V, obtenido del modelo fluidodinámico, que se utiliza para definir las cargas.

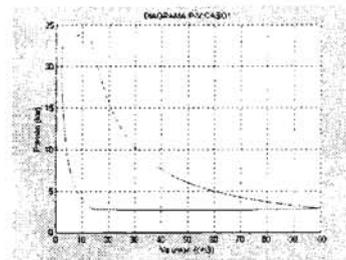


Figura 1. Diagrama P-V

Las condiciones de contorno son las adecuadas para simular los contactos y apoyos de cada pieza.

4. RESULTADOS DEL MODELO ACTUAL Y DEL REDISEÑO. SOLUCIONES ADOPTADAS.

Las cargas que se obtienen al introducir los datos del apartado anterior en la formulación del sistema biela-manivela, provocan unas tensiones máximas sobre cada una de las piezas que se estudian. De éstos valores y las tensiones límite de cada material obtenemos los coeficientes de seguridad que nos permitirán, según su valor, rediseñar la geometría del compresor.

Los resultados del modelo actual son:

Tabla 2. Resultados del análisis por EF de los elementos del compresor actual.

PIEZA	Tensión Máx (MPa)	Coef.Seg	ZONA MÁS DESFAVORABLE
CAMISA	52.04	3.22	Contacto con la carcasa de compresor (Ver Fig. 6)
PISTÓN	24.87	4.02	Contacto con bulón y cara interior superior (Ver Fig. 2)
BULÓN	60.66	8.90	Contacto con la biela
BIELA	25.86	8.12	Sección más pequeña cercana a pie biela (Ver Fig. 4)
CIGÜEÑAL	68.34	5.85	Taladros para lubricación sobre manivelas (Ver Fig. 8)

A la vista de los coeficientes de seguridad obtenidos es posible eliminar material de las piezas e incluso modificar el diseño. Con el fin de reducir peso y vibraciones se toma la decisión de disminuir R de 25 a 22 mm (el estudio fluidodinámico muestra la ventaja de ésta solución), manteniendo λ , lo que significa un acortamiento de biela de 107 a 94.02mm. Esto produce un aumento del diámetro del pistón de 50 a 59.74 mm, y proporcionalmente un aumento de la longitud del bulón de 38 a 47.74 mm.

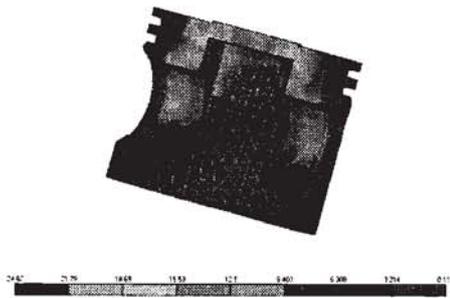


Figura 2. Campo de tensiones del pistón del modelo actual.

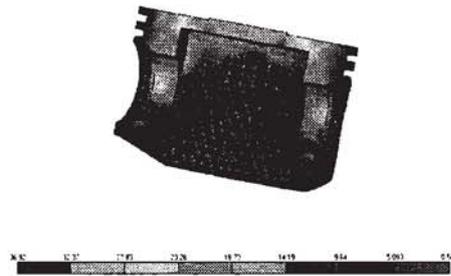


Figura 3. Campo de tensiones del pistón del nuevo modelo.

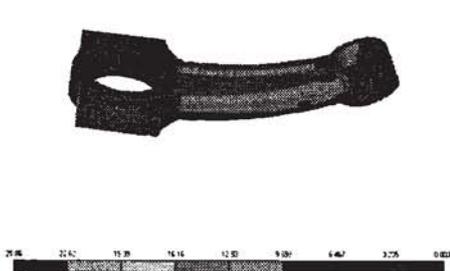


Figura 4. Campo de tensiones de la biela del modelo actual.

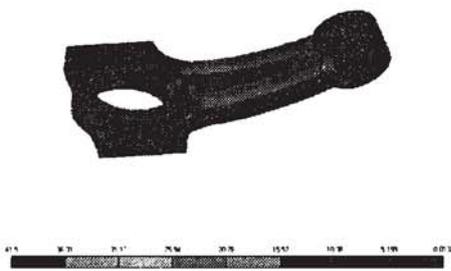


Figura 5. Campo de tensiones de la biela del nuevo modelo.

Estudios de resistencia de la camisa por EF llevan a reducir el espesor de la falda de la camisa de 7 a 3mm (compatible con los requerimientos de la lubricación).

La altura de la camisa se reduce de 84.5 a 78.5 mm. Además se adopta un cambio en la concepción del diseño de la camisa por el cuál se funden dos camisas en una para cada uno de los tres lados de la distribución en W. Con ello se reduce material e implica un acortamiento longitudinal del cigüeñal. En el cigüeñal se diseña un nuevo sistema de lubricación con menores pérdidas de carga y concentraciones de tensión.



Figura 6. Campo de tensiones de la camisa del modelo actual.



Figura 7. Campo de tensiones de la camisa del nuevo modelo.

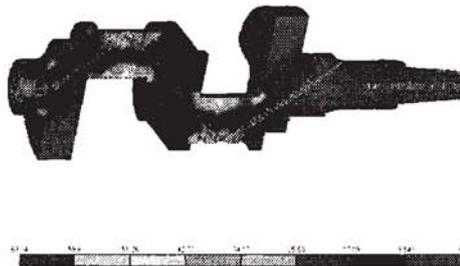


Figura 8. Campo de tensiones del cigüeñal del modelo actual

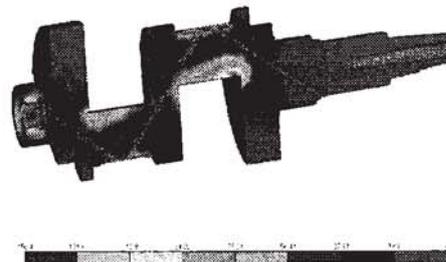


Figura 9. Campo de tensiones del cigüeñal del nuevo modelo.

Con el nuevo diseño se modifican las cargas de inercia. Introduciendo $R=22\text{mm}$, $L=94.02\text{mm}$ y las nuevas masas, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 3. Resultados del análisis por EF de los elementos del compresor modificado.

PIEZA	Tensión Máx (MPa)	Coef.Seg	ZONA MÁS DESFAVORABLE
CAMISA	53.65	3.13	Contacto con carcasa compresor. Otras zonas. (Ver Fig. 7)
PISTÓN	36.92	2.71	Contacto con bulón y cara interior superior (Ver Fig. 3)
BULÓN	70.45	7.66	Contacto con la biela
BIELA	41.5	5.06	Contacto con la muñequilla (Ver Fig. 5)
CIGÜEÑAL	150.42	2.66	Muñequilla cerca radio de acuerdo contrapeso (Ver Fig. 9)

No se ha reducido más el coeficiente de seguridad del bulón para que la deformación máxima (0.033 mm en el nuevo modelo) sea admisible por motivos asociados a la lubricación.

5. CONCLUSIONES

Los valores obtenidos de coeficientes de seguridad de cada pieza permiten un nuevo diseño del compresor donde se reduce un 22.18 % el peso total del sistema biela-manivela, disminuyendo además las cargas que producen efectos vibratorios.

El acortamiento de las bielas, el radio de las manivelas y la altura de las camisas, provocan una disminución de altura de la carcasa que supone una gran disminución de peso del compresor.

A partir de éste estudio estático se ha hecho un estudio dinámico cuyos resultados permiten optimizar biela y cigüeñal. Actualmente el proyecto se encuentra en ésta fase.

Finalmente, con la presentación de éste artículo se ha pretendido informar sobre la gran potencialidad que ofrece a un ingeniero un programa de elementos finitos para aplicar en diseño y cálculo.

6. BIBLIOGRAFÍA.

1. Muñoz, M.; F. Payri. (1984) "Motores de combustión interna alternativos". Valencia. Ed. Servicio Publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia.
2. Normas: UNE 36 111 73, UNE 38 263 94, UNE 36 013 76, UNE 38 241 94, UNE 36012.
3. S.A. Echevarria. (1974) "Aceros de construcción. Aceros especiales HEVA". Bilbao.