

El proceso de diseño de un molino vibro-planetario para la producción de materiales compuestos*

D. F. HERRERA^{1,2}, J. M. GRUESO^{1,2}, H. E. JARAMILLO^{1,3}, N. A. DE SÁNCHEZ^{1,4}, H. SÁNCHEZ⁵

Resumen

En este trabajo se presenta el proceso del diseño de un molino que combina el movimiento planetario y vibratorio de recipientes que contienen material nano particulado, para utilizarlo en la producción de materiales compuestos. Se desea que con la combinación de dos movimientos, este se convierta en un molino de alta energía, por la cantidad de movimiento que se le puede imprimir a los elementos moledores, y, también en un molino de alta capacidad por la cantidad de masa que se puede llegar a moler en un solo bache. En su diseño se consideraron dos principios básicos que son, movimiento centrífugo y movimiento axial vibratorio de los recipientes que contienen los polvos, donde la combinación de los dos movimientos garantiza aceleraciones inducidas sobre los elementos moledores superiores a seis (6) veces la gravedad y a su vez alta calidad en la aleación mecánica final, en relación con el tamaño



* Este documento es resultado del trabajo realizado en el proyecto titulado "Síntesis y caracterización de nuevos materiales utilizando tecnología de polvos" aprobado por Colciencias mediante contrato No. 427-2003, y por la Vicerrectoría de Investigaciones y Desarrollo Tecnológico de la Universidad Autónoma de Occidente, con Resolución No. 6240 del Consejo Académico.

¹ Grupo Ciencia e Ingeniería de los Materiales, (Centro de Excelencia en Nuevos Materiales, CENM). ² Estudiante de Ingeniería Mecánica. ³Dpto. de Energética y Mecánica, ⁴Dpto. de Ciencias Básicas de Ingeniería, Universidad Autónoma de Occidente. ⁵ Escuela de Materiales Universidad del Valle, Cali - Colombia. hjsuarez@uao.edu.co

Fecha de recepción:04/03/05 fecha de aprobación:15/03/05

y uniformidad de la aleación. Se realizó el diseño conceptual y detallado de todos los mecanismos y partes que componen el molino, la simulación de la dinámica del conjunto y el análisis estructural de los componentes esenciales. Durante todo el proceso de diseño se soportó el trabajo con software especializado, así por ejemplo para el modelado de todas las piezas y el conjunto se utilizó el Solid Edge; para el análisis estructural se utilizó el Algor y el Ansys y, en la simulación dinámica se usó el Working Model, entre otros. El uso de todas estas herramientas computacionales se cumplió con criterios de diseño de ingeniería inversa y Quality Function Deployment-QFD.

Palabras clave: aleación mecánica, molino pulvimetalúrgico, diseño mecánico, materiales compuestos, proceso de diseño.

Abstract

This paper show the process the design of a mill that combines the planetary and vibratory movement of the containers the material nano meter size, to use it in the production of composite materials. There is wished that with the combination of both movements, this to convert a mill of high energy for the quantity of movement on the milling elements, and, also on a mill of high capacity for the quantity of mass that it is possible to mill in every patch. In this design it was considered two basic principles that are, centrifugal movement and axial vibratory movement of the containers that of the powders, where the combination of both movements guarantees accelerations induced on the milling elements up to six (6) times the grav-

ity and an high quality in the mechanical final alloy, in relation to the size and uniformity of the alloy. There was realized the conceptual and detailed design of all the mechanisms and parts that of the mill, the dynamics simulation of the assembly and the structural analysis of the essential components. During the all process of design it was support with specializing software, for example for the modeling of all the parts and the assembly used the Solid Edge; for the structural analysis used the Algor and the Ansys software, and, in the dynamical simulation used the Working Model and others. The use of all these tools computational they were realized by criteria of design of inverse Engineering and Quality Function Deployment QFD.

Key Words: Mechanical alloy, pulvimetalurgic mill, mechanical design, composite materials, process of design.

1. Introducción

La alta energía debida al choque de bolas, contenedor y material, origina la aleación mecánica¹ producto del efecto combinado de deformación, soldadura e impacto entre las bolas de molienda y el material. Lo anterior garantiza que el proceso de aleación se realice en estado sólido, sin presentarse cambios de fase de los materiales.

Con base en la necesidad de realizar investigación, en laboratorio, alrededor de las ventajas de la aleación mecánica, se generó la idea de diseñar y posteriormente construir un molino para producirla, lo anterior justificado en los altos costos de importación de un molino diseñado y construido en el exterior. En

una primera aproximación a la solución del problema planteado, se investigó alrededor de los tipos de molinos utilizados en la producción de la aleación mecánica,² con el objeto de poder definir las ventajas y desventajas de cada uno de estos y justificar la selección de una alternativa. Entre las alternativas encontradas se tiene:

El *molino tipo attritor horizontal* (ver Figura 1), cuenta con una cámara de molienda donde se depositan tanto material como medios molidores, estos se encuentran en contacto directo con el impulsor y las paletas, las cuales aprovechan la velocidad que entrega el motor y la acción de la gravedad, garantizando que las bolas estén en contacto permanente entre ellas y el contenedor. El impulsor debe tener un tratamiento térmico resistente al desgaste. Es un sistema sencillo, pero con desventaja en relación con la carga y la descarga del material. El concepto más importante del Attritor es que la entrada de energía está utilizada directamente para agitar los medios que permiten moler y no se utiliza ningún sistema para rotar o vibrar algún tipo de tanque que origine pérdidas de potencia.

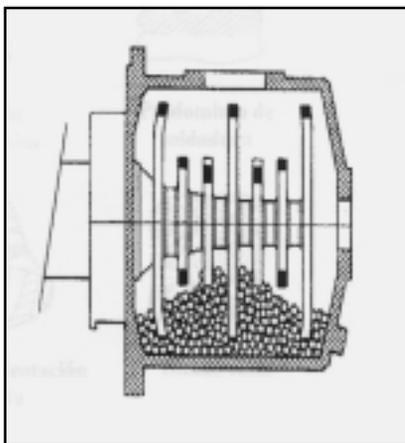


Figura 1. Molino tipo attritor horizontal³.

Se debe tener en cuenta que debido a la concentración de gran energía de impacto se nota un aumento en la temperatura interna del sistema que es contraproducente

para la producción de la aleación mecánica, la cual debe producirse a bajas temperaturas, por lo tanto el mecanismo debe estar provisto de un sistema de refrigeración capaz de mantener la temperatura interna de manera constante y un sistema de aislamiento o de atmósfera controlada que permita bajos índices de contaminación de la aleación final.

El *Molino vibratorio* (Ver Figura 2), es un sistema que aprovecha la vibración para desempeñar su trabajo, es importante la acción tridimensional ya que produce un movimiento exacto, de alta frecuencia y se puede moler una mayor variedad de materiales a tamaños de partícula cercanas a la medida del micrón, gracias a que combina movimiento centrífugo y axial que garantiza una molienda homogénea, convirtiéndose en equipos de alta eficiencia. En este sistema se usa un motor convencional para lograr la combinación de los dos movimientos, el detalle para la generación de este es la disposición de contrapesos por fuera de la línea axial que permiten el desplazamiento arriba abajo.



Figura 2. Molino vibratorio⁴.

Por último se tiene el *Molino planetario* (ver Figura 3), que por lo general posee medios de molienda esféricos y de alta energía, tiene normalmente entre 2 y 4 jarras que rotan alrededor de un eje central

común, los medios que muelen y pulverizan el material se da por impacto, agotamiento o acción combinada. El planetario acumula una fuerza centrífuga fuerte con la rotación y la revolución de sus jarras. Cabe destacar que cuando se trata de transmitir alta energía de impacto con un sistema mecánico de mediana sencillez, este se convierte en la primera opción para generarlo y se convierte en el más utilizado para producir aleación mecánica.



Figura 3. Molino planetario,^{5,6}

2. El proceso de diseño

En la planificación del trabajo se tomó como referencia el proceso de diseño mostrado en la Figura 4. Este esquema del proceso de diseño consistió en una guía para el trabajo de ingeniería realizado durante el proyecto, sin llegar a convertirse en un impedimento o en una restricción más del proyecto.

De la Figura 4, los pasos correspondientes a los números 7, 8 y 9, no se detallan en este documento, debido a que a la fecha apenas se inicia la construcción del molino.

2.1. Reconocimiento de la necesidad

El diseño y posterior construcción de esta máquina se basa en la necesidad de producir aleamiento

mecánico en laboratorio con el objeto de estudiar el comportamiento mecánico y estructural de diferentes tipos de aleaciones mecánicas. Lo anterior era necesario teniendo en cuenta las limitaciones de costo, por lo que la importación de un equipo con características para la producción de aleación mecánica quedó descartada y se definió el diseño de un equipo con característica y tecnología propios de la región.

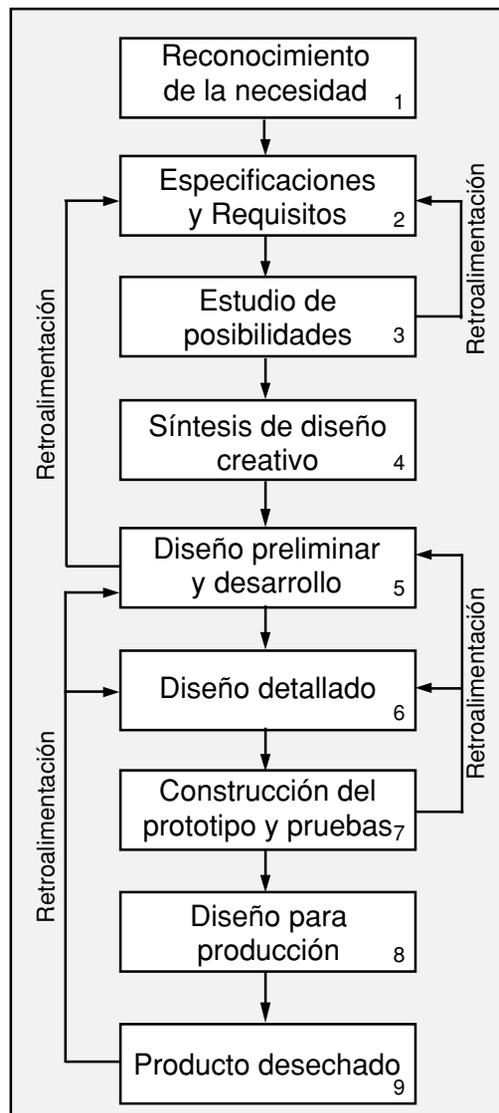


Figura 4. Esquema del proceso de diseño.⁷

2.2. Especificaciones y requisitos

Entre las especificaciones iniciales que se tenían se contaba con:

Capacidad de molienda: Se requería que el molino descargará mínimo 2 kg de material aleado. Por lo anterior, inicialmente se planteó la necesidad de tener contenedores con un volumen de 1 litro, pero si se tienen en cuenta los polvos metálicos y los medios moledores se logra como mínimo por cada jarra un peso de 0.5 kg de polvos aleados. Lo anterior justifica el hecho de tener al menos cuatro jarras o depósitos de material.

Tamaño de grano: Debe ser lo más homogéneo posible y del tamaño de partícula del micrón para análisis en laboratorio.

Diseño práctico y económico: El sistema se diseño teniendo en cuenta las especificaciones iniciales y aplicando ingeniería inversa,⁸ además el ensamble del sistema debe ser simple, para su posterior mantenimiento.

2.3. Estudio de posibilidades

Una vez analizadas las alternativas de molinos que se encuentran actualmente en el mercado, se decidió por un molino que combinara los efectos del planetario y el vibratorio, con el objeto de cumplir con las especificaciones deseadas para dicho molino.

La Tabla 1, muestra un paralelo hecho entre los diferentes tipos de molinos que se encuentran en el mercado, lo cual justificó la necesi-

dad de diseñar un molino que combinara el movimiento planetario y vibratorio para poder cumplir con los requerimientos de diseño.

2.4. Cálculos y resultados

En la Figura 5 se muestra el ensamble del molino en una vista isométrica, indicando las partes más relevantes del conjunto. De igual forma, en la Figura 6, se observan las cotas generales del conjunto.

En los siguientes puntos se detallará el diseño de algunos componentes esenciales, ya que no es posible mostrar en detalle el diseño de todos los componentes del molino, por efecto de espacio de este documento.

Tanto en el proceso de diseño como para descripción del trabajo en este artículo, el sistema se dividió en tres subsistemas: sistema vibratorio, sistema planetario, y sistema contenedor.

2.4.1. Sistema vibratorio

Cuenta con un motor y caja reductora independiente (motor 1) para generar el movimiento vibratorio y garantizar una frecuencia de 2 hertz.⁹ Este movimiento será guiado por tres barras verticales empujadas en la parte superior e inferior.

a. Cálculo del resorte inferior

El cálculo de este elemento estructural se realizó con base en la formulación para un resorte lineal,⁷ ecuación 1:

$$F = K^* y \quad (1)$$

De la ecuación 1, F es la fuerza máxima total sobre el sistema, de 4000N, con una confiabilidad de carga dinámica del 25%, soportada por 3 guías de diámetro de 20mm y un desplazamiento de trabajo de 15mm. El índice del resorte se encuentra en un rango entre 4 y 12, si se tiene un índice menor de 4 es difícil de fabricar, o si por el contrario el índice es mayor de 12 puede

Tabla 1. Síntesis de las alternativas analizadas.

Tipo de molino	Características				
	Attritor	Planetario	Rodillos	Vibroenergía	Combinado
Alta Energía	✓	✓	✗	✓	✓
Carta/Descarga	Difícil	Fácil	Fácil	Muy fácil	Muy fácil
Velocidad Impacto	Muy alta	Media	Baja	Media	Media
Control Externo	Bajo	Medio	Alto	Alto	Alto
Costo Comercial	Bajo	Alto	Alto	Medio	Bajo

sufrir problemas de pando. Para el caso particular del molino se obtuvo un índice, $C = 6$, calculado con base en la ecuación 2, donde D es el diámetro de la espira de 39 mm y, $d = 6.5\text{mm}$ es el diámetro del alambre.

$$C = \frac{D}{d} = \frac{39}{6.5} = 6 \quad (2)$$

El factor de cortante directo del resorte es:

$$K_5 = 1 + \frac{0.5}{C} = 1.083 \quad (3)$$

Con este factor se calcula el esfuerzo cortante³ de la espira:

$$T_i = K_5 * \left(\frac{8 * F * D}{\pi * d^3} \right)$$

$$T_i = 783.5 \text{ MPa} \quad (4)$$

Otro factor para calcular el esfuerzo cortante alternativo en la espira es K_w

$$K_w = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1.253 \quad (5)$$

$$T_a = K_w * \frac{F_a * D}{\pi * d^3} = 113.2 \text{ MPa} \quad (6)$$

Donde F_a es la fuerza alternante, para el sistema. Con los coeficientes del material⁴ se obtiene la resistencia máxima a la tensión del material.

$$S_{ut} = A * d^b = 3970 \text{ MPa} \quad (7)$$

Con este dato se obtiene el valor de la resistencia máxima al cortante y el límite elástico a la torsión como se muestra.

$$S_{us} = 0.67 * S_{ut} = 2659 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$S_{ys} = 0.67 * S_{ut} = 2382 \text{ MPa} \quad (9)$$

Otro parámetro es el tipo acabado, si los resortes se van a granallar o no. La ventaja del granallado

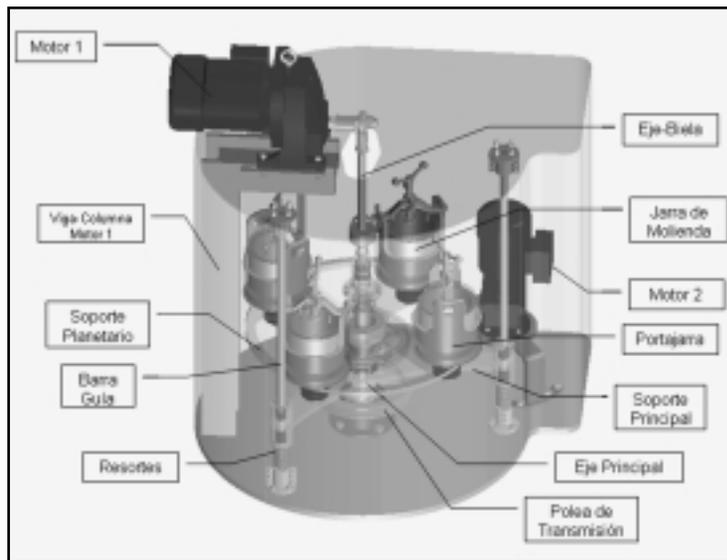


Figura 5. Conjunto molino vibro - planetario.

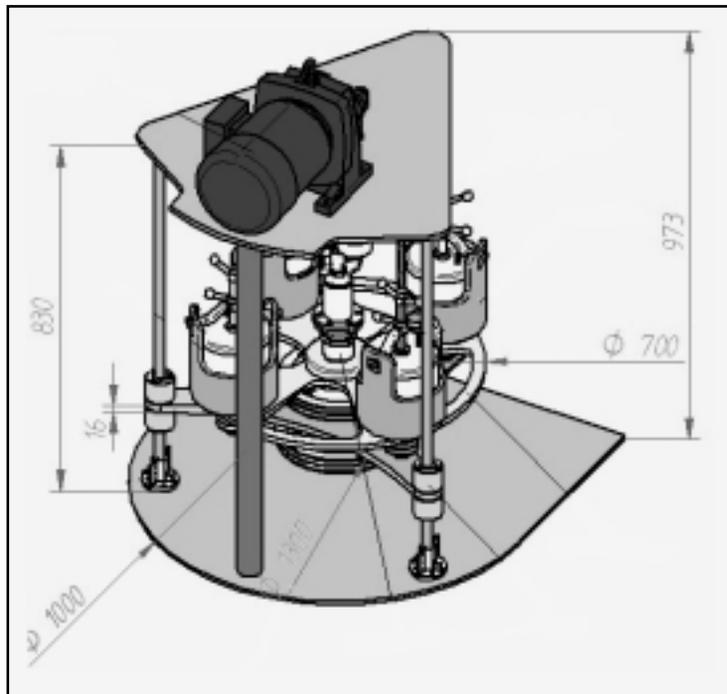


Figura 6. Conjunto molino vibro-planetario con dimensiones generales en mm.

está en que aumenta la resistencia a la fatiga, por lo que es probable que el resorte falle por su esfuerzo de fluencia y no por fatiga.

$$S_{ew} = 465 \text{ MPa} \quad (10)$$

Para resortes granallados se tiene que:

$$S_{es} = 0.707 * \frac{S_{ew} * S_{us}}{S_{us} - 0.707 * S_{ew}} \quad (11)$$

$$S_{es} = MPa \quad (12)$$

Con estos valores se encuentra el factor de seguridad adicionándole una confiabilidad del 80%.

$$Nf_s = \frac{S_{es} * (S_{us} - T_l)}{S_{es} (T_m - T_l) + S_{us} * T_a} = 1.56 \quad (13)$$

El factor Nf_s determinado en la ecuación 13, al ser mayor que 1, indica la conveniencia de usar dicho resorte.

La constante del resorte se obtiene de acuerdo con:

$$K = \frac{F_{m\acute{a}xima} - F_{m\acute{i}nima}}{S_{ut}} = 33333.33 \frac{N}{m} \quad (14)$$

El número de espiras activas son las que realmente van a aguantar todo el peso de la precarga y la carga cuando el molino está trabajando, la cual se calcula de acuerdo con la ecuación 15 y se le debe aumentar 0.75 espiras, dando un total de espiras de 9.75:

$$N_a = \frac{d_4 * G}{8 * D^3 * k} = 9.1 \quad (15)$$

$$N_a \approx 9.0 + 0.75 = 9,75 \quad (16)$$

De la ecuación 15; G, es el Módulo de rigidez⁵ del material a construir el resorte, en este caso el material es un acero al Cromo Vanadio. El número total de espiras es el número de espiras activas + 2. La longitud de cierre es la deflexión que tiene el resorte cuando está soportando la carga dinámica de todo el dispositivo.

$$L_{cierre} = N_t * d = 0.0722m \quad (17)$$

La deflexión inicial es la precarga del sistema, para cuando el sistema está estático.

$$Y_{inicial} = \frac{F_{inicial}}{K} = 0.06m \quad (18)$$

Uno de los requerimientos para el sistema generador de la vibración es que la amplitud es igual a 30mm, el cual es uno de los parámetros de trabajo de diseño del resorte. Como va a tener dos componentes elásticos, tanto en la parte inferior del soporte como en la superior, se dividió en la mitad de su recorrido total para que los resortes estuvieran siempre precargados.

$$Y_{Trabajo} = 0.015m \quad (19)$$

La deflexión de golpe se calcula suponiendo una holgura de golpeo igual al 15% de la deflexión de trabajo del sistema vibro-planetario.

$$Y_{Golpe} = 0.15 * Y_{Trabajo} = 0.00225m \quad (20)$$

El siguiente paso es calcular la longitud libre del resorte, que es la longitud total del resorte cuando no tiene ningún tipo de carga.

$$L_f = L_{cierre} + Y_{Golpe} + Y_{Trabajo} + Y_{inicial} \quad (21)$$

$$L_f = 0.1495m \quad (22)$$

La verificación de pandeo⁶ es necesaria para el diseño del resorte, ya que muestra si el sistema es estable o inestable.

$$\frac{L_f}{D} = 3.83 \quad (23)$$

$$\frac{Y_{inicial} + Y_{Trabajo}}{L_f} = 0.50 \quad (24)$$

La intersección de estas líneas muestra si el sistema es estable o inestable, que para este caso particular y de acuerdo con la figura 13-14 (R. L. Norton), el sistema clasifica como estable.

Para el cálculo del peso de las espiras⁷ se tuvo en cuenta el número total de las espiras, el diámetro de alambre, la densidad del material, en este caso Cromo-Vanadio que es un acero inoxidable, diámetro medio de las espiras, etc.

$$W = \frac{\pi^2 * d^2 * D * N_t * \gamma}{4}$$

$$W = 0.352 \text{ Kg} \quad (25)$$

La frecuencia natural es uno de los parámetros de diseño importantes para este dispositivo, ya que si el resorte entra en resonancia el sistema fallará.

$$f_{\text{Natural}} = \frac{1}{2} * \sqrt{\frac{K * \text{gravedad}}{W}}$$

$$f_{\text{Natural}} = 482 \text{ Hz} \quad (26)$$

Como la frecuencia de operación de vibración del molino es de 2 Hz, la frecuencia natural del resorte se encuentra alejada de este valor, por lo cual el resorte es adecuado para este trabajo.

b. Cálculo del resorte superior

Los cálculos del resorte superior se realizan con el mismo procedimiento usado para el resorte inferior, la variación se presenta en el diámetro del alambre, el diámetro de espiras y la constante del resorte. Los datos finales del resorte se encuentran consignados en la Tabla 2.

c. Análisis por fatiga del eje principal

Potencia de entrada del sistema planetario 3HP a una velocidad de 280 r.p.m., con una relación de transmisión de 1:3; diámetro de la polea central 0.279m, diámetro de la polea del planetario 0.1016m.

$$T = \frac{P}{\omega} = 76.3 \text{ N.m} \quad (27)$$

$$F_{\text{Polea}} = \frac{2 * T}{r_{\text{polea central}}} = 546.95 \text{ N} \quad (28)$$

Como el torque de entrada es igual al torque de salida, se calcula la fuerza que necesita la polea para transmitir la relación de 1:3.

$$F_{\text{Salida}} = \frac{2 * T}{r_{\text{polea central}}} = 1502 \text{ N} \quad (29)$$

El eje es acero¹⁰ SAE/AISI 4340 con tratamiento térmico de temple y revenido a 1200°C, con un límite de fluencia de 855MPa y resistencia última a tensión de 965MPa. La geometría final del eje principal se muestra en la Figura 7, definida por los elementos que soporta y por los cuales realiza la transmisión del movimiento. Los cálculos para el chequeo de sus diámetros se realizan seguidas estas líneas.

El resumen de las cargas actuantes sobre el eje se muestra en la Figura 8, y los respectivos diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor se indican en la Figura 9. El resumen del análisis de estos datos se consolidan en la Tabla 3.

En la Tabla 3, los valores de los esfuerzos¹¹ normales se calcularon de acuerdo con la ecuación 30, los valores de esfuerzos cortantes con la ecuación 31.

Tabla 2. Datos generales de los resortes.

	Resorte Inferior	Resorte superior
Diámetro de espira	39 mm	35 mm
Diámetro de alambre	6.5 mm	5.0 mm
Constante del resorte	33333.3 N/m	16666.6 N/m
Longitud total	149.5 mm	131.5 mm
Número de espiras	11.75	10.75
Material	Acero Cromo-Vanadio	Acero Cromo-Vanadio

Tabla 3. Resumen de efectos internos sobre el eje principal.

	A	B	C	X	D	E	F	G	H
V_x [N]	0	0	3034.3	3034.3	3000	3000	3000	3000	3000
V_y [N]	0	546.95	546.95	92.74	1409.26	1409.26	0	0	0
M [N.m]	0	0	7.11	16.11	23.8	0	0	0	0
T [N.m]	0	76,3	76,3	76,3	76,3	0	0	0	0
σ_y [N/m ²]	0	0	$\frac{72.42}{d^3}$	$\frac{153.84}{d^3}$	$\frac{242.42}{d^3}$	0	0	0	0
τ [N/m ²]	0	$\frac{388.59}{d^3}$	$\frac{388.59}{d^3}$	$\frac{388.59}{d^3}$	$\frac{388.59}{d^3}$	0	0	0	0

$$\sigma_{yc} = \frac{M * C}{I} \quad (30)$$

$$\tau_B = \frac{T * r}{J} \quad (31)$$

$$\sigma_{medio} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (33)$$

$$\sigma_{medio} = \frac{157.42}{d^3}$$

$$\tau_{alterno} = 0 \quad (34)$$

$$\tau_{medio} = \frac{388.54}{d^3} \quad (35)$$

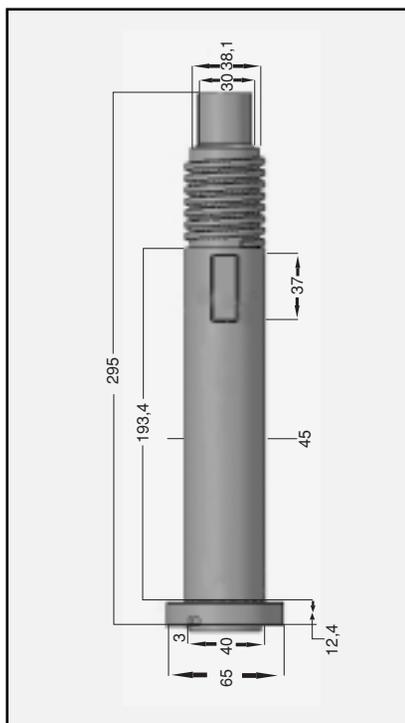


Figura 7. Geometría y dimensiones en mm del eje principal.

Con base en los datos de la Tabla 3, se obtienen los esfuerzos alternos y medios:

$$\sigma_{alterno} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{85}{d^3} \quad (32)$$

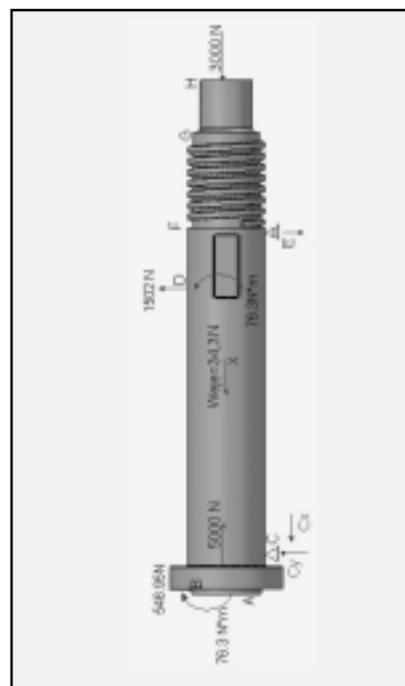


Figura 8. Diagrama de fuerzas que actúan en el eje principal.

Los esfuerzos de Von Mises alternativo y medio son:

$$\sigma^1_{alterno} = \sqrt{\sigma_{alterno}^2 + 3\tau_{alterno}^2} \quad (36)$$

$$\sigma^1_{\text{alterno}} = \frac{85}{d^3} \quad (37)$$

$$\sigma^1_{\text{medio}} = \sqrt{\sigma_{\text{medio}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{medio}}^2} \quad (38)$$

$$\sigma^1_{\text{medio}} = \frac{691.22}{d^3} \quad (39)$$

Es necesario determinar los factores de concentración de esfuerzos para determinar la resistencia del eje.

Factor de superficie:¹²

$$C_{\text{superficie}} = A \cdot (Sut)^b \quad (40)$$

Para el caso de un acabado superficial por rectificado, se tiene que $A = 1.58MPa$ y $b = -0.085$, por tanto:

$$C_{\text{superficie}} = 0.88 \quad (41)$$

Factor de temperatura: Para $T < 450^\circ C$ el factor es igual $C_{Temp} = 1$.

Factor de carga:

$$C_{\text{flexión}} = 1 \quad (42)$$

$$C_{\text{axial}} = 0.70 \quad (43)$$

Factor de confiabilidad: Para una confiabilidad del 90% tenemos un factor de 0.897

Factor de tamaño: Como no se tiene el diámetro del eje, este se deja en función del diámetro.

$$C_{\text{Tamaño}} = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad (44)$$

El límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e^1 = 0.5 \cdot Sut = 0.5 \cdot 965MPa \quad (45)$$

$$S_e^1 = 482.5MPa \quad (46)$$

$$S_e = C_{\text{flexión}} \cdot C_{\text{axial}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_e^1 \cdot C_{\text{Temp}} \quad (47)$$

$$S_e = 317d^{-0.097}MPa$$

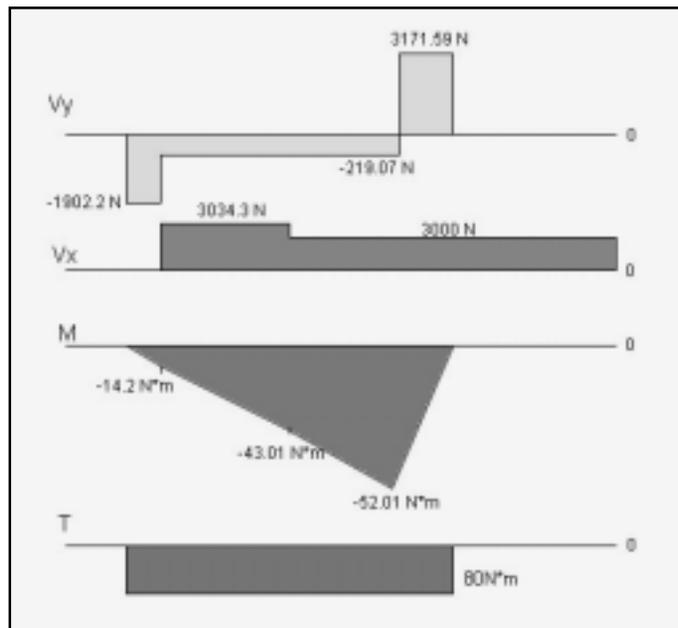


Figura 9. Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor.

$$Nf = \frac{Se \cdot Sut}{\sigma^1_{\text{alterno}} \cdot Sut + \sigma^1_{\text{medio}} \cdot Se} \quad (48)$$

Suponiendo un factor de seguridad de 3, y despejando el valor del diámetro de la ecuación 48, se tiene un diámetro de 0.014m=14mm. Con este valor del diámetro se corrigen el factor de tamaño y la resistencia a la fatiga; para la determinación de un nuevo diámetro:

$$C_{\text{Tamaño}} = 0.92 \quad (49)$$

$$S_e = 245.4MPa \quad (50)$$

Sensibilidad a las muescas

$$\frac{r}{d} = 0.24 \quad (51)$$

Donde el radio de entalle es de 3.45mm

$$\frac{D}{d} = 2.5 \quad (52)$$

Se tiene como referencia un diámetro nominal de 35 mm.

Factor de concentración de esfuerzos geométricos cuando la flecha está sujeta a flexión y torsión.

$$Kt_{\text{flexión}} = 1.36 \quad (53)$$

$$Kt_{\text{torsión}} = 1.25 \quad (54)$$

Factor de sensibilidad de las muescas para aceros con el radio de muesca de 3.5mm, con el cual se determina el factor de concentración de esfuerzos.

$$q = 0.9 \quad (55)$$

$$\begin{aligned} K_{f_{Flexión}} &= 1 + q * (K_{t_{flexión}} - 1) \\ &= 1.32 \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} K_{f_{Torsión}} &= + q * (K_{t_{torsión}} - 1) \\ &= 1.23 \end{aligned} \quad (57)$$

Esfuerzos teniendo en cuenta el factor de concentración:

$$\sigma_{alternoreal} = \sigma_{alternoreal} * K_{f_{Flexión}} \quad (58)$$

$$\sigma_{alternoreal} = \frac{112.2}{d^3} \quad (59)$$

$$\tau_{medioreal} = \tau_{medioreal} * K_{f_{Torsión}} \quad (60)$$

$$\tau_{medioreal} = \frac{477.97}{d^3} \quad (61)$$

$$\sigma^1_{altreal} = \sqrt{\sigma_{alternoreal}^2 + 3\tau_{altreal}^2} \quad (62)$$

$$\sigma_{altreal} = \frac{112.2}{d^3} \quad (63)$$

$$\sigma^1_{medio-real} = \sqrt{\sigma_{medio-real}^2 + 3\tau_{medio-real}^2} \quad (64)$$

$$\sigma^1_{medio-real} = \frac{1078.5}{d^3} \quad (65)$$

Factores K_e , para modificar las resistencias:

$$K_{e_{Flexión}} = \frac{1}{K_{f_{flexión}}} = 0.76 \quad (66)$$

$$K_{e_{Torsión}} = \frac{1}{K_{f_{torsión}}} = 0.81 \quad (67)$$

Corrección del factor de fatiga.

$$\begin{aligned} Se_{Corregido Flexión} &= Se^{2*} K_{e_{Flexión}} \\ &= 364.5MPa \end{aligned} \quad (68)$$

$$\begin{aligned} Se_{Corregido Flexión} &= Se^{2*} K_{e_{Torsión}} \\ &= 388.48MPa \end{aligned} \quad (69)$$

Con estos nuevos factores de corrección se determina el diámetro nuevamente con la ecuación 48, para un factor de seguridad de 3. Finalmente se obtiene un diámetro de 17 mm. Para efectos prácticos y de construcción se tomó un diámetro de 45mm.

2.4.2. Sistema planetario

El movimiento del sistema planetario es generado por el motor 2 (ver Figura 5). Sobre el soporte del planetario se encuentran cuatro jarras con sus respectivos accesorios de seguridad. Para la transmisión se usaron correas dentadas, ya que brindan un mayor rango de velocidad con una relación de transmisión de 1 a 3, mientras la polea central permanece fija.

Para el análisis del soporte planetario se usó el software Ansys¹⁵ y para el soporte principal se utilizó el software Algor.¹⁴ Para ambos casos se realizaron análisis estáticos, pero teniendo en cuenta los efectos dinámicos de las masas del sistema.

En las Figuras 11 y 12 se muestran los resultados obtenidos de modelar el soporte planetario (Figura 13) y el soporte principal (Figura 14) respectivamente. Igualmente, en la Tabla 4 se hace un resumen de los resultados y se definen algunos parámetros del análisis. Al final de la Tabla 4 se obtiene un factor de seguridad mínimo de 3.65 para el soporte principal, esto indica la viabilidad de los dos componentes.

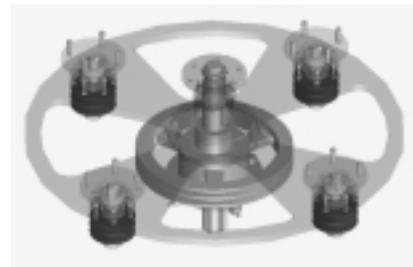


Figura 10. Sistema planetario.¹³

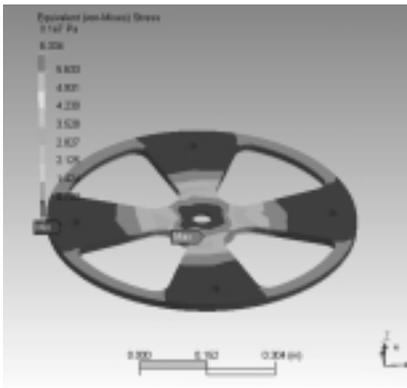


Figura 11. Valores de esfuerzos en el soporte planetario.

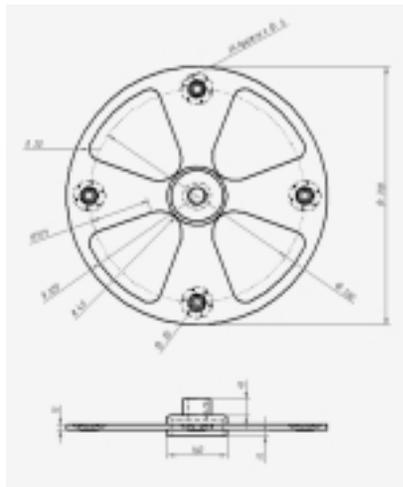


Figura 13. Dimensiones generales del soporte planetario (en mm).

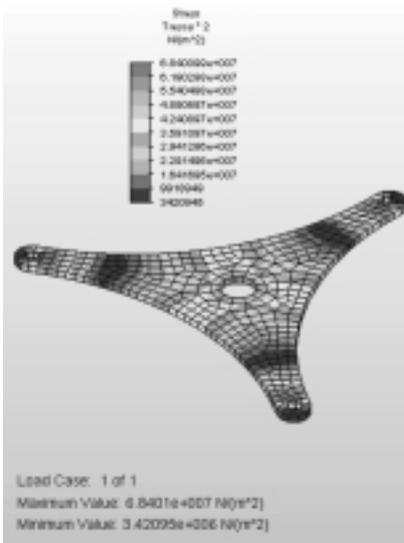


Figura 12. Valores de esfuerzos en soporte principal.

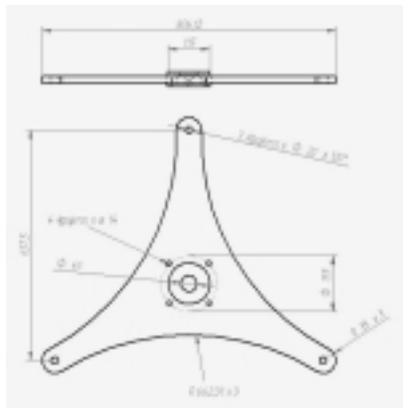


Figura 14. Dimensiones generales del soporte principal (en mm).

Después de múltiples iteraciones realizadas con los programas de elementos finitos para diferentes dimensiones, tanto para el soporte planetario como para el soporte principal, se obtuvieron las dimensiones finales mostradas en las Figuras 13 y 14, respectivamente.

2.4.3. Sistema contenedor

Las jarras son contenedores donde se va a producir la aleación mecánica. El contenedor cuenta con dos válvulas que permiten realizar el vacío, por éstas se le suministra gas inerte para evitar que el material dentro de las jarras se oxide. Adicionalmente el sistema consta de o-ring, para garantizar el vacío dentro de las jarras de molienda.

Tabla 4. Resumen del análisis por elementos finitos.

	Soporte planetario	Soporte principal
Tipos de elementos	Brick	Brick
Carga de diseño	4000 N	4500 N
Material	ASTM A36	ASTM A36
Esfuerzo de fluencia	250 MPa	250 MPa
Esfuerzo máximo	33.1 MPa	68.4 MPa
Factor de seguridad	7.55	3.65



Figura 15. Jarras o recipientes de molienda con sus accesorios.

Las jarras se han diseñado con un asiento en la parte superior e inferior, como otro sistema de seguridad, para garantizar que la tapa no se salga por efecto de los impactos recibidos por los elementos molidores.

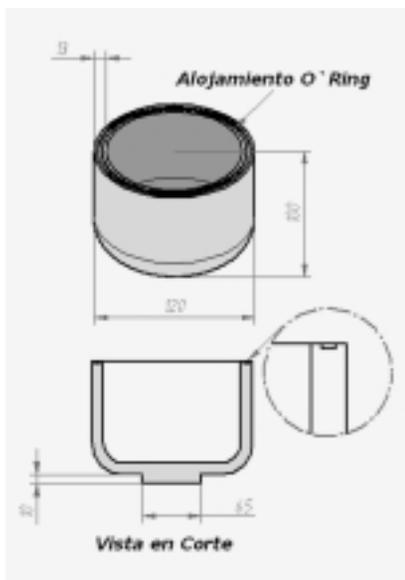


Figura 16. Dimensiones generales del recipiente contenedor, (en mm).

En la Figura 16 se muestra el detalle del contenedor. La jarra se diseñó con un espesor de 13 mm, el cual será fabricado con un acero inoxidable AISI 420, igual que su tapa y accesorios: este sistema se modeló en el software Ansys para observar los efectos sobre el recipiente cuando una bola impacta sobre las paredes de la jarra. Los resultados del modelado de la jarra por elementos finitos se muestran en la Figura 17. El valor máximo de los esfuerzos generados en la jarra debido al impacto de la bola fueron de 297.9MPa (43.2 KLb/pulg²), contra 345MPa de esfuerzo de fluencia,¹⁶ dando un factor de seguridad a fluencia de 1.2.

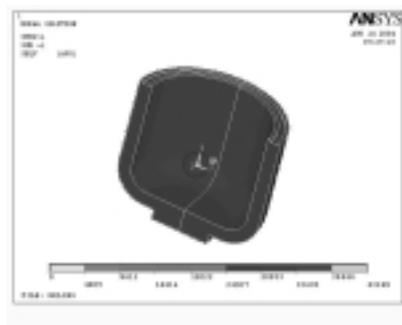


Figura 17. Modelado del recipiente contenedor utilizando el software Ansys.

5. Conclusiones

Se diseñó un molino para la producción de aleamiento mecánico, cuya novedad se basa en la combinación de dos tipos de movimientos: planetario y vibratorio, con lo cual se espera contribuir al desarrollo de infraestructura para la investigación en nuevos materiales de la región. Lo anterior no sólo demuestra que es posible realizar diseños novedosos y aplicables a las necesidades locales, sino también, que es posible disminuir la dependencia tecnológica de los países desarrollados, potenciando y creyendo en el recurso humano que se posee.

En el diseño propuesto se espera garantizar que a partir de los dos

movimientos que se van a generar, se puedan obtener tamaños de grano del material aleado en promedio de micrón. Además, con base en la cantidad de aleación mecánica que se tiene presupuestado obtener en cada bache, se espera producir piezas de mediano tamaño para ser caracterizadas como material en bloque y estudiar las prestaciones mecánicas de diferentes tipos de materiales compuestos, desde la óptica de sus propiedades mecánicas fundamentales.

El costo presupuestado del molino es bajo en relación con las opciones importadas, debido a que se tuvo en cuenta durante el proceso de diseño, que la mayoría de las piezas usadas en las diferentes partes se obtuvieran comercialmente, teniendo un mínimo de piezas fabricadas bajo pedido. Lo anterior garantiza los procesos de mantenimiento y de reposición de piezas cuando éstas lleguen al final de su vida útil o por falla prematura.

Como última conclusión de todo este proceso, se tiene la necesidad de resaltar la importancia de las herramientas computacionales como facilitadoras del proceso de diseño mecánico, ya que éstas permitieron una interacción continua entre los requerimientos de diseño, las restricciones y las necesidades, que finalmente arrojaron un diseño, que si bien es un prototipo al cual le faltan su construcción y posterior proceso de pruebas de funcionamiento, es una propuesta novedosa y a tener en cuenta entre las alternativas para molinos de producción de aleación mecánica. ⚙️

Referencias

1. Lu L & Lai M. O; "Mechanical Alloying", Editorial, Kluwer Academic Publishers 1998; Pág. 1-5.
2. Suryanarayana C; "Mechanical alloying and milling", Department of Metallurgical and Engineering, Colorado School Mines; paper 46 pag. 13-18.
3. Lu L & Lai M. O., "Mechanical Alloying", Editorial, Kluwer Academic Publishers 1998; Page 20.
4. http://www.arachem.com.my/eng_sweco-grinding.htm
5. <http://copernic.udg.es/GRM/equipment/moli-boles.jpg>
6. <http://www.wikipedia.com/>
7. R. L. Norton, "Diseño de máquinas", Editorial Prentice Hall, México 1999. Pág. 6, 813, 817, 819, 828, 836, 994.
8. S. Capuz, "Introducción al proceso de producción: Ingeniería concurrente para el diseño de productos", Editorial Alfa Omega, México 2001, Pags. 218.
9. Basset D, Mateazzi P. & Miani F. "Designing high ball mill for synthesis of nanophase materials in large quantities" Pp149, 1993.
10. A. D. Deutschman, W. J. Michels, C. E. Wilson; "Diseño de Máquinas: Teoría y práctica", Compañía editorial continental, octava edición, México 1998, Pag. 909.
11. R. R. Craig, "Mecánica de Materiales", Compañía Editorial Continental, México 2002, Pag. 233, 350.
12. J. E. Shigley, C. R. Mischke; "Diseño en Ingeniería Mecánica"; Editorial McGraw Hill, quinta edición, México 1990; pag. 318
13. Grueso J. M; Herrera D. F. "Diseño de piezas y ensamble", Software Solid-Edge académico V.14.
14. <http://www.algor.com/>
15. <http://www.ansys.com/>
16. www.ferrasa.com.co