

# PROYECTOS INSTITUCIONALES Y DE VINCULACIÓN



**UANL**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



**FIME**

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**ANÁLISIS Y DISEÑO DE UN MOLINO DE BOLAS DE 3.2 TN DE 25 HP PARA  
REDUCCIÓN DE TAMAÑO DE 75 A 100MICRAS****MC. Daniel Ramírez Villarreal, Correo: dramirezv\_2000@yahoo.com, FIME-UANL****RESUMEN.**

Para diseñar un molino de bolas que trabaje continuamente de manera satisfactoria, se requiere ser analizado por deformación y esfuerzos, en el que, se determinan los valores de mayor magnitud, localización y dirección de lo que se denomina esfuerzos y deformaciones principales. Se analiza el comportamiento de los esfuerzos en cada uno de los componentes a diseñar a través de la teoría de fallas de la energía de la distorsión, esfuerzos de trabajo para comportamiento elástico. Para evaluar los resultados de comportamiento mecánico en estas componentes del molino, se consideran propuestas de material y de geometría de las diferentes partes que lo componen, y desarrollando un programa de análisis y diseño a través de Excel se determina el análisis de esfuerzos en los puntos críticos de las posibles áreas a la falla, la geometría más apropiada para cada una de las componentes, los materiales a utilizar y los factores de seguridad que permiten establecer el trabajo satisfactorio de cada una de ellas. Además de realizar la selección de las componentes y estimar una cotización de la máquina.

**PALABRAS CLAVES:** molino, esfuerzos principales, comportamiento elástico, distorsión, puntos críticos.

**ABSTRACT.**

To design a ball mill satisfactorily work continuously, it needs to be analyzed by deformation effort, which, values of greater magnitude, location and direction of what is called main efforts and deformations are determined. Efforts behavior in each of the design components through the theory of power failure distortion, working stresses for elastic behavior is analyzed. To evaluate the results of mechanical behavior in these mill components are considered proposals for material and geometry of the various component parts, and developing a program of analysis and design through Excel stress analysis is determined in points critical areas of possible failure, the most appropriate geometry for each of the components, materials used and safety factors that establish satisfactory work early one. In addition to the selection of components and estimate a quote machine.

**KEYWORDS:** ball mill strain, principal stresses, elastic behavior, elastic curve, transmission.

## INTRODUCCIÓN.

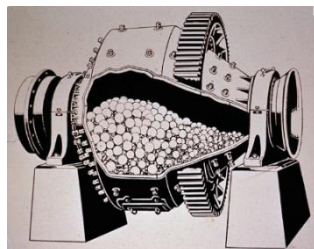
El análisis de esfuerzos juega un papel importante en el diseño de los componentes de las máquinas, mecanismos y productos que estén expuestos a la acción de una o más fuerzas en su operación de trabajo. Por lo que, en ingeniería se tiene que considerar los conceptos del análisis de comportamiento de fuerzas, deformaciones y esfuerzos, para que tengan un buen desempeño las componentes de la maquina o del mecanismo en su función y que el trabajo sea elástico en el material de estas componentes mecánicas y así asegurar un trabajo satisfactorio de ellos. En este proyecto se pretende realizar el diseño mecánico de un molino de bolas de 25 hp de 3.2 tn y de 25 hp para reducción de tamaño de 75 a 100 micras, aplicando las teorías del análisis de esfuerzos mecánicos en el diseño, (Singer F. 2004). Así como las teorías de fallas de la Energía de la Distorsión o Von Mises Hencky. (Mott R. 2010).

## DESARROLLO.

Los molinos de bolas se utilizan para moler minerales y materiales de construcción, así como reducir el tamaño de materias primas en la industria química, de pinturas y cementera. En muchos casos típicos de diseño de molinos, es necesario que haya discontinuidades geométricas inherentes, para que cumplan con sus funciones asignadas. Como es el caso de tambor, engranes, catarinas o poleas para bandas, estos tienen varios diámetros, que originan una serie de hombros en el eje donde asientan los miembros transmisores de potencia y los cojinetes de soporte.(Mott, 2006). Estos cambios se consideran en el análisis de esfuerzos.

El molino de bolas a diseñar, es un molino tipo batch, de alimentación abierta, este tipo de molinos son utilizados para obtener reducciones de tamaño del orden de 75 a 100 micras.

Existen diversos parámetros para la selección de un molino de bolas, entre ellos, el más importante es el volumen de producción requerido y la capacidad en toneladas. Basándonos en los modelos existentes en el mercado, se propone realizar el diseño mecánico de un molino de bolas con los siguientes parámetros: Capacidad molino: 3.6 toneladas. Diámetro del tambor= 0.9m. Longitud tambor =1.8m. Potencia motor=25hp(18.5KW)@1750 rpm. Velocidad tambor=38rpm. Velocidad de giro del eje: Se propondrá.

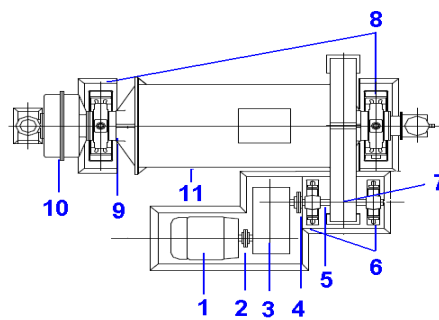


**Figura 1** corte de molino



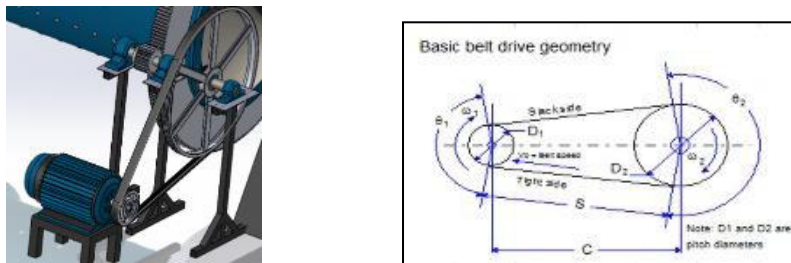
**Figura 2** Molino de bolas.

El planteamiento de este proyecto es el siguiente; La máquina será impulsada por un motor trifásico de c.a. con un par torsional normal, se considerará un tiempo de servicio del molino >10 hrs/día. Se utilizará primero un arreglo de banda en V, para transmitir la potencia del motor eléctrico; a la salida de la banda se acoplará un eje para conectar la banda con un reductor de engranes, que hará girar el tambor. Este estará apoyado por dos cojinetes con contacto de rodadura. El estudio se realizara aplicando las teorías de fallas de la energía de la distorsión, todos los cálculos del análisis y diseño de cada componente fueron programados y realizados en Excel para su iteración posterior. Componentes propuestas a diseñar del molino de bolas: 1. Motor. 2. Transmisión por Banda; a. Banda V, b. Poleas 3. Eje principal, 4. Cojinetes (3), 5. Reductor Piñón-Engrane, a. Piñón tambor, b. Engrane tambor, 6. Cojinetes tambor (2) 7. Eje tambor (2), 8. Alimentador a Tambor, 9. Contenedor/Tambor, 10. Salida.



**Figura 3** Propuesta del molino de bolas a diseñar.

A continuación desarrollaremos el análisis y diseño de las componentes de la máquina. Trasmision por banda en ‘v’ geometria propuesta y selección de la banda:



**Figura 4** Geometría propuesta de la trasmisión por banda.

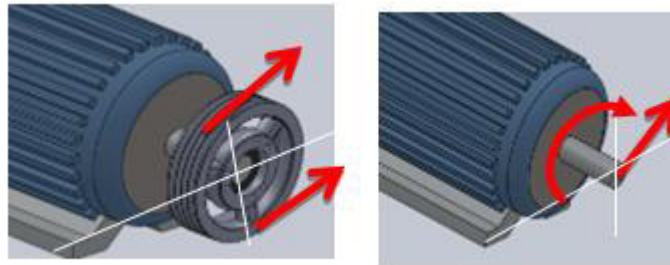
Para ello se aplicará los conceptos de descomposición de la fuerza en una fuerza y un par (Beer & Johnston, 2011), en las Fuerzas correspondientes  $T_1$  y  $T_2$  en la polea ‘V’ se resuelven al hacer el análisis de fuerzas, siendo el resultado el que se muestra en la figura 5. También se calculó el factor de seguridad y la vida estimada de la banda ‘v’.

Fr (F1 + F2)	635.93 lb	F1(tenso)	477.15 lb
Tr (T1 – T2)	1265.56 lb-in	F2 (flojo)	158.77 lb
Mf	2754.01 lb-in		

Fuerza lado tenso T1	148 lb
Fuerza lado flojo T2	126 lb
Factor de seguridad FS	1.14
Vida estimada	4.58 anos

**Figura 5** Resultados del análisis de la banda ‘V’.

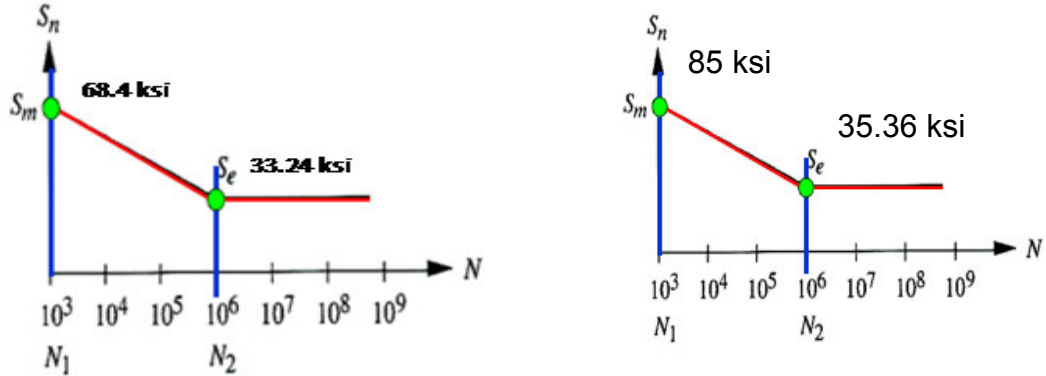
Análisis de fuerzas y resultado en el eje del motor seleccionado. Fuerzas ejercidas por polea transmitidas al eje.



**Figura 6** Resultados del análisis de fuerzas de la banda ‘V’.

El análisis de esfuerzos en el punto crítico determinado en la sección empotrada del eje de transmisión, en el que se obtuvieron los esfuerzos principales normales y cortantes y su dirección resultó:

$\sigma_{max}$	10.13 ksi	8.01°
$\sigma_{min}$	-0.2 ksi	98.01°
$\tau_{max}$	5.16 ksi	53.01°
$\tau_{min}$	-5.16 ksi	-36.99°



El análisis de esfuerzos en el punto crítico determinado en la sección empotrada del eje de transmisión, en el que se obtuvieron los esfuerzos principales normales y cortantes y su dirección resultó:

$\sigma_{max}$	10.13 ksi	8.01°
$\sigma_{min}$	-0.2 ksi	98.01°
$\tau_{max}$	5.16 ksi	53.01°
$\tau_{min}$	-5.16 ksi	-36.99°

**Figura 7** Resultado del Análisis de esfuerzos en el eje del motor.

Análisis de Fatiga del eje del motor y aplicación de la teoría de fallas de Von Mises Hencky o energía de la distorsión.

Material Acero rolando en caliente	AISI 1040
Resistencia Maxima	76 ksi
Resistencia a Fatiga	38 ksi
Resistencia a Fatiga corregida.	33 ksi

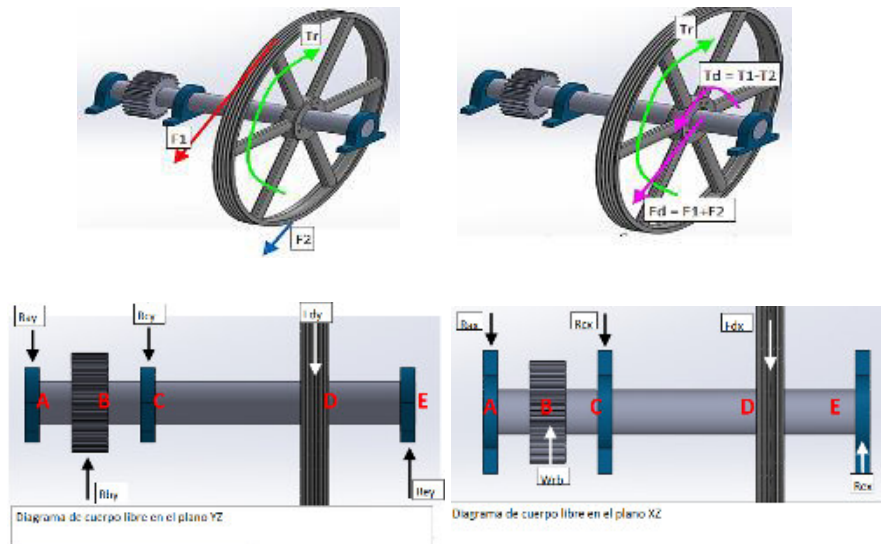
**Figura 8.** Análisis de comportamiento a la fatiga del eje del motor.

Resultado de la aplicación de la teoría de la energía de la distorsión:

Factor de seguridad	3.29
Vida en N (ciclos)	8.7x10 <sup>10</sup>
Vida útil (años)	190

Análisis y diseño por Fatiga del eje de la transmisión por banda aplicando la teoría de fallas de Von Mises Hencky o energía de la distorsión. Fuerzas en la Polea de banda ‘v’:

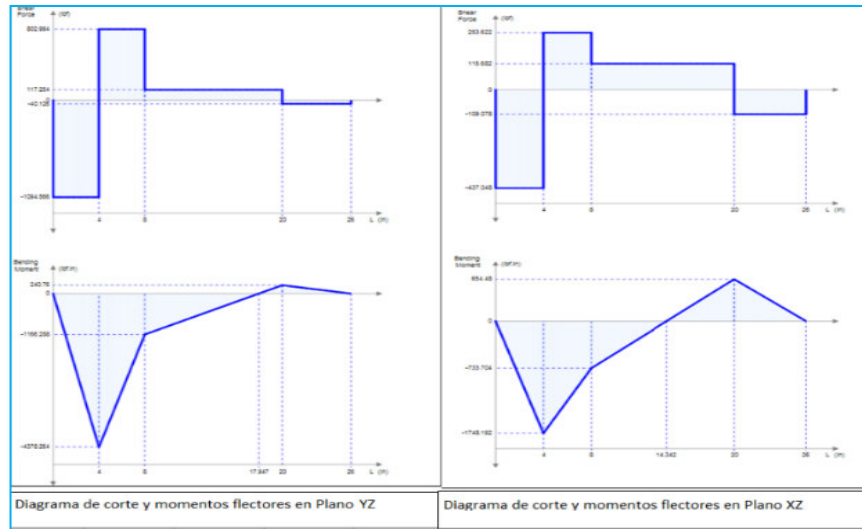
Fuerza Neta	274.38 lb
Fuerza resultante	368.95 lb
Par torsor resultante	5218 lb-in



**Figura 9.** Fuerzas resultantes y par torsor en polea ‘v’ para banda.

Análisis de fuerzas en el eje de transmisión de polea-banda-‘v’. para obtener el área crítica.

Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en los planos YZ-XZ:



**Figura 10.** Análisis de fuerzas cortantes y momentos flectores.

Obtención de los esfuerzos principales en área crítica B, y cálculo de los esfuerzos principales normales y cortantes.

$\sigma_{max}$	10.5 ksi	-16.4°
$\sigma_{min}$	-0.92 ksi	73.63°
$T_{max}$	5.7 ksi	118.63°
$T_{min}$	-5.7 ksi	28.6°

Análisis de Fatiga del eje de la transmisión por banda y aplicación de la teoría de fallas de Von Mises Hencky o energía de la distorsión para obtener el factor de seguridad del eje.

Material Acero rolando en frío	AISI 1040
Resistencia Máxima	85 ksi
Resistencia a Fatiga corregida	35 ksi
Esfuerzo de trabajo	10.9 ksi
Resistencia a la cedencia	71 ksi



Resultado de la aplicación de la teoría de la energía de la distorsión para obtener factor de seguridad y cálculo de vida estimada a la fatiga.

Factor de seguridad	3.55
Vida en N (ciclos)	$5.6 \times 10^{10}$
Vida útil (años)	478

Análisis y diseño por Fatiga del eje de la transmisión por engranes aplicando la teoría de fallas de Von Mises Hencky o energía de la distorsión. Los datos de la transmisión de engranes propuestos para su análisis y diseño son:

Velocidad angular Entrada	414.26 RPM
Velocidad angular Salida	38 RPM
Distancia entre centros	33.46 in
Tipo de engranes	rectos

Paso Diametral	4
Diámetro de paso piñon	5.5 in
Diámetro de paso corona	60 in
Número de dientes piñon	22
Número de dientes piñon	240
Ancho de cara	3.5 in

Análisis de fuerzas en el eje de transmisión de polea-banda-‘v’. Para obtener el área crítica. Resultado: fuerza tangencial 1898 lb, fuerza radial 691 lb y fuerza resultante 2019 lb. Resultados del análisis d esfuerzos en los engranes: esfuerzo de flexion en pinon 16.3kpsi, en corona 12.8 kpsi y esfuerzo superficial o contacto en pinon 106 kpsi y enn corona 106 kpsi.

Calculo de Factor de Seguridad por flexión y con vida útil de 6 años en los engranes. Material propuesto acero grado 2 a 300 HB, siendo los resultados:

Análisis, diseño y selección de rodamientos par los eje de trasmisión diseñados de la máquina. Datos considerados: Servicio Diario, 12 horas/día, tipo de Cojinete Seleccionado: Una hilera de bolas con ranura profunda (Buena capacidad carg radial). Duración mínima deseada del diseño: 30,000 horas, Duración mínima deseada diseño: 745,668,000 Revoluciones. Las cargas de diseño debido a las fuerzas de las componentes mecánicas en el eje de trasmisión por banda y engranes son: en sección A 5280 N, en C 3133 N y en E 520 N. otros datos considerados; factor de velocidad 0.43 y factor de duración 3.9 y las cargas dinámicas básicas para cada balero en las secciones anteriores son; en A 47890 N, en C 28421 N y en E 4722 N. El resultado de la selección se muestra en la siguiente tabla.

Tabla de resultados de la selección de los rodamientos.				
Rod amie nto	Carga Dinámica Básica calculada	Tipo Rodamiento	Carga Dinámica Básica real	Modelo Soporte
<b>A</b>	47890.25 N	6910 NSK	62 000 N	SNV110
<b>C</b>	28421.50 N	6210 NSK	35 000 N	SNV90
<b>E</b>	4722 N	6310 NSK	14 500 N	SNV072

Analisis, diseno y selección de tambor de bolas. Resultados del analisis de Fuerzas en el tambor.

V1	1305.38 lb
V2	213.91 lb
V3	2638.61 lb
V4	0 lb

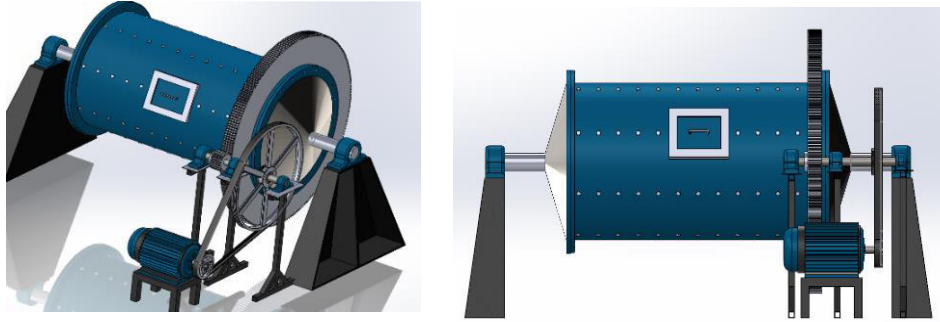
**a) Fuerzas cortantes**

M1	0 lb
M2	35108.29 lb-in
M3	27089.37 lb-in
M4	0 lb

**b) momentos flectores**

**Figura 11.** a) Fuerzas cortantes y b) momentos flectores en tambor.

Análisis y diseño por Fatiga en tambor de bolas aplicando la teoría de fallas de Von Mises Hencky o energía de la distorsión. En este análisis se realizó el de fuerzas, el de esfuerzos y el cálculo de factor de seguridad y de vida útil siendo los resultados: Factor de seguridad 10.9, vida en ciclos  $8.8 \times 10^9$  vida útil 89 años. Modelado del diseno de la maquina molino de bolas de 25 hp de 3.2 tn y de 25 hp para reduccion de tamaño de 75 a 100 micras, este se realzo en solidwork V13. Y se realizó el video del diseño en funcionamiento.



**Figura 12.** Modelado de Molino de Bolas diseñado.

## CONCLUSIONES.

Para este sistema diseñado se logró mejorar la capacidad de carga de trabajo para la trituración de 3.6 tn. De producto metálico. Siendo mas eficiente en la molienda. En el análisis de comportamiento de variables y parámetros de diseño se concluyó que los factores de seguridad obtenidos son mayores a 2 basado en la teoría de la energía de la distorsión para el diseño y considerando las condiciones de trabajo continuo, por lo que, se asegura un buen comportamiento elástico de las partes de la maquina y de su funcionamiento en operación continua de tres turnos. Se programo en Excel el analisis y diseno del cada una de las componentes del molino de bolas, para las iteraciones requeridas en el análisis de variables y parámetros de cada pieza.

## BIBLIOGRAFIA.

- D.A. Fentont, (2000), "The structural design of large grinding mills, with reference to shell-mounted bearings" Journal SAIMM.
- ABB, (2011), "Motor Quality Guide" Manual de seleccion
- CARLISLE, (2012), "service Manual for Industrial V-Belt Drives"
- NSK-RHP, (2012), Catalogo de pulgadas Rodamientos RHP, [www.lansk.com](http://www.lansk.com)
- Max A. Rodriguez Robles,( 2012), "rediseño de transmisión de Molino de bolas" Tesis Universidad Veracruzana.
- Gabriel Barrientos, Luis Espejo, (2003), "Evaluación de las cargas de impacto en el interior de un molino SAG." Mecánica Computacional Vol. XXII.
- R. L. Norton, (2009), Diseño de Maquinas, cuarta edición editorial Pearson.
- J. Shigley, Ch. R. Mischke, (2011), Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill
- Robert L. Mott (2010). Diseño de elementos de maquinas. Pearson. Educacion.
- Ferdinand Singer (2004). Mecanica de materiales. Mc Graw
- Robert L. Mott (2010). Diseño de elementos de maquinas. Pearson. Educacion
- Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston (2010). Mecanica de Materiales. Mc Graw Hill.
- Budynas R. G.-Nisbett J. K. (2008). Shilgey's Mechanical Engineering Design. Mc Graw Hill.
- Roy R. Craic (2002). Mecanica de Materiales. CECSA.