

# **Diseño de una Máquina Para Ensayos de Abrasión Seca & Abrasión Húmeda**

**José L. Soto Trinidad (PhD.)**

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Área de Ingeniería. Av. Los Próceres, Galá, Aptdos; 249-2 y 342-9.  
Santo Domingo, República Dominicana. Tel. (809) 567- 9271\* Ext. 272, 278. Fax. (809) 565-9587.

jose.soto@intec.edu.do

sotot\_joseluis@yahoo.es

**Juan R. Echavarría Amengual**

INTEC, Santo Domingo, República Dominicana, juan.r.echavarría@hotmail.com

**Guillermo A. Camilo Caram**

INTEC, Santo Domingo, República Dominicana, guillermo.camilo@gmail.com

## **Abstract**

This work is about the design of a tribological machine to wet and dry abrasion test that complies with the current settings for the ASTM G65 and ASTM G105. The dimensions of the machine were set to achieve both configurations in one and the purpose of these standard methods. The methodology consists of doing a deterministic analysis for the calculus and evaluation of load, stress and mechanical behavior of the machine in order to determine the geometric, physic and mechanic that establish the design of the machine. After that, the construction materials were selected. To contribute to its reliability its safety factor was obtained and the stresses and reaction were simulated according to the geometric conditions, material's characteristics, and the loads applied using the software Solidworks Simulation. Finally, the stress values, the mechanic parameters and the design configuration of a prototype that complies with the standards specifications were obtained.

**Keywords:** Dry abrasion disc, Wet abrasion disc, Wet abrasion, Dry abrasion, Tribometer.

## **Resumen**

Este trabajo trata del diseño una máquina tribológica para prueba de abrasión húmeda y seca que cumple con las configuraciones establecidas por las normas ASTM G65 y ASTM G105. Por lo que las dimensiones de la máquina se establecieron para lograr ambas configuraciones en una sola y así cumplir con el propósito de cada norma. La metodología de trabajo consiste en hacer un análisis determinístico para el calculo y evaluación de las resistencias mecánicas, cargas y esfuerzos a fin de determinar los parámetros geométricos, físicos y mecánicos que establecen el diseño de la maquina. Después, se seleccionaron los materiales de construcción. Para contribuir con su confiabilidad se obtuvo su factor seguridad y se simularon los esfuerzos y reacciones de acuerdo a las condiciones geométricas, características de los materiales y las cargas aplicadas utilizando el software Solidworks. Finalmente, se obtuvieron los valores de esfuerzos, parámetros mecánicos y la configuración del diseño de un prototipo que cumple con las especificaciones de las normas.

**Palabras clave:** Diseño tribológico, Tribómetro, configuración seca y húmeda.

## 1. Introducción

A continuación se trata el proceso de diseño de una máquina de ensayos de desgaste abrasivo seco y desgaste abrasivo húmedo de materiales (ASTM G65), (ASTM G105), (ASTM, 2000), (ASTM, 2002). Esta maquina es importante que coadyuva en el problema de evaluar la resistencia al desgaste abrasivo de aleaciones de recubrimiento duro, fundiciones y productos.

En el caso de la configuración para abrasión seca de la máquina, el principio básico es hacer incidir un flujo de arena sílica contra una probeta que es sometida a contacto con una rueda mientras esta gira (ASTM G65). Mientras que en el caso de la configuración para abrasión húmeda, tiene como principio básico generar un contacto entre el espécimen y la rueda cubierta de una goma, sumergido hasta la mitad de la rueda de una mezcla de agua y arena sílica (ASTM G105).

La existencia de una máquina que combine la operación de abrasión en seco y en húmedo denota gran importancia en el desarrollo tecnológico en n La Republica Dominicana.

Los cálculos para el diseño del prototipo contemplan las indicaciones de las normas ASTM G65 y ASTM G105, fórmulas extraídas del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley de Richard G. Budynass y J. Keith Nisbett, 8<sup>va</sup> edición. Para ello, se utilizaron las técnicas de diseño y extracción de tecnología; las cuales abarcan desde el planteamiento del problema, el diseño conceptual, el diseño de detalle hasta los dibujos de taller.

## 2. Metodología para el diseño de la máquina abrasiva en seco y en húmedo.

En la figura 1, se muestra un esquema que presenta la metodología utilizada para el diseño de la máquina

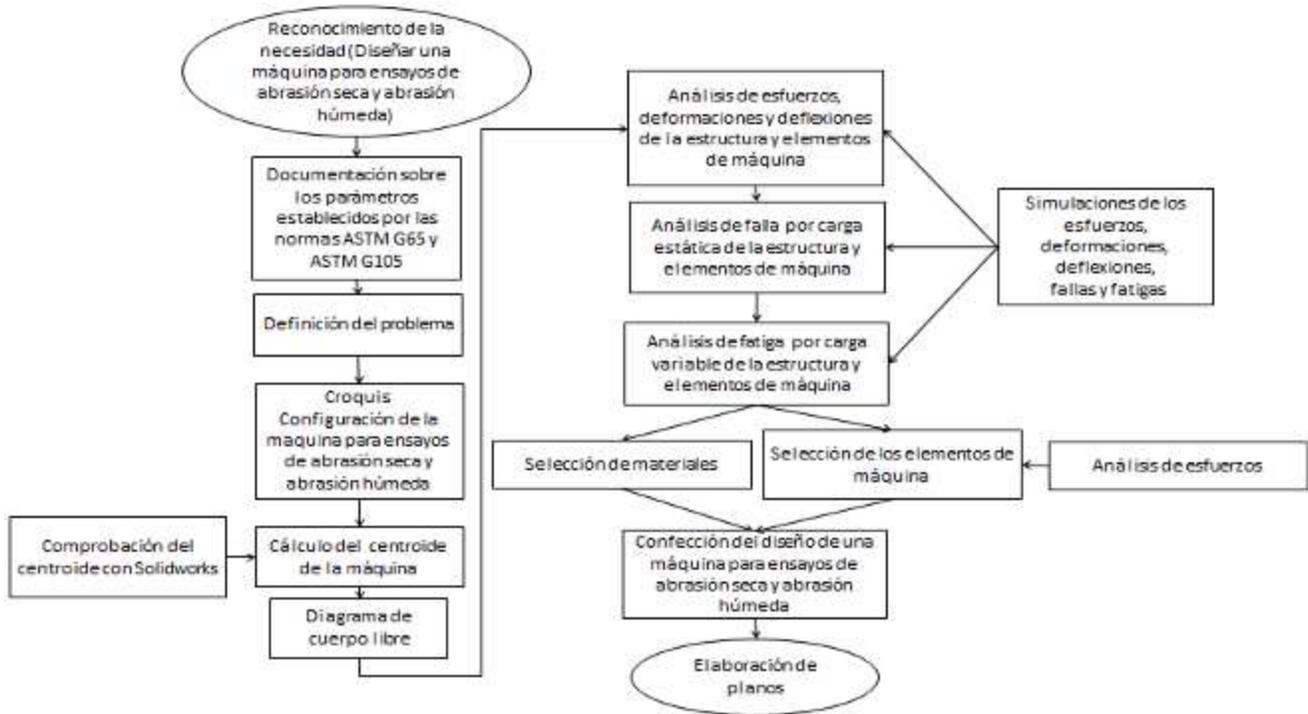


Figura 1: Diagrama de flujo de la metodología de trabajo

En el proceso de diseño de la maquina; inicialmente, se procedió a encontrar el centro de gravedad de la estructura y de los elementos de máquina, tales como: poleas, ejes, chavetas, tornillos, bisagras, tolvas, contenedor, brazo, etc.) calculando los volúmenes de dichos elementos y sus centros, a fin de obtener el centroide de la maquina.

Posteriormente, a partir de las características de diseño de los elementos, se evaluaron los esfuerzos tridimensionales a los que se han de someter los elementos usando la teoría del círculo de Mohr a través de la ecuación (1), donde  $\sigma$  es el esfuerzo normal y  $\tau$  es el esfuerzo cortante.

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + \sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \tau^2_{xy} + \tau^2_{zy} + \tau^2_{zx})\sigma - \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau^2_{yz} - \sigma_y\tau^2_{zx} - \sigma_z\tau^2_{xy} = 0 \quad \text{Ec. (1)}$$

Después, se calculó la deflexión de la estructura y elementos mediante el método de superposición y se analizaron los diagramas de cortante y momento. Luego, se realizó la selección de los materiales de construcción utilizando el método de Ashby mediante el software Granta del paquete CES Edupack, en el caso del análisis de fallas de los elementos cuyos materiales utilizados poseen una deformación verdadera a la fractura mayor que 0.05, tal como la estructura y elementos de máquina se eligió la teoría de Von Mises por medio de la ecuación (2) y la teoría de Cortante Máximo mediante la ecuación (3); donde para ambas teorías,  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  son los esfuerzos principales.

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (2)}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad \text{Ec. (3)}$$

Para obtener el límite de resistencia a la fatiga de los distintos componentes se utilizó la ecuación de Marin, ecuación 4, la cual contempla los factores que pueden afectar de manera directa esta resistencia; en ella  $K_a, K_b, K_c, K_d, K_e$  y  $K_f$  son los factores de modificación de la condición superficial, tamaño, carga, temperatura, confiabilidad y factor de modificación de efectos varios respectivamente y  $S'_e$  el límite de resistencia a la fatiga del material. Entonces, se calculó la vida útil expresada en ciclos de estos elementos utilizando la ecuación de Manson-Coffin (5), donde  $f$  es la fracción de la resistencia a la fatiga,  $S_e$  el límite de resistencia a la fatiga,  $a$  y  $b$  son constantes y  $S_{ut}$  es la resistencia última a la tensión.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (4)}$$

$$N = \left( \frac{\sigma_a}{(f S_{ut})^b} \right)^{\frac{1}{a}} \frac{S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ec. (5)}$$

Posteriormente, se calcularon los factores de seguridad contra la fatiga utilizando las ecuaciones (6) para ED-Goodman modificado, ec. (7) para ED-Gerber y ec. (8) para ED-ASME-elíptica, donde  $\sigma_a$  es el esfuerzo alternante,  $\sigma_m$  el esfuerzo medio,  $S_y$  la resistencia a la fluencia y  $S_{ut}$  es la resistencia última a la tensión.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$n_f = \frac{1}{2} \left( \frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a} \right)^2} \right] \quad \text{Ec. (7)}$$

$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left( \frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2}} \quad \text{Ec. (8)}$$

Luego, se determinaron los factores de seguridad de los ejes por medio de los criterios de energía de distorsión utilizando las ecuaciones (9) para ED-Goodman, (10) para ED-Gerber, (11) para ED-Asme elíptica y (12) y ED-Soderberg a fin de obtener el factor mas conservador; donde  $K_f$  es el factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión,  $K_{fs}$  es el factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión,  $T_a$  es el par de torsión alternante,  $T_m$  es el par de torsión medio,  $M_a$  es el momento flexionante alternante y  $M_m$  es el momento flexionante medio.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_E} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec. (9)}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{8 \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}}{\pi d^3 S_E} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2 \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} S_E}{\sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec. (10)}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ 4 \left( \frac{K_f M_a}{S_E} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_a}{S_E} \right)^2 + 4 \left( \frac{K_f M_m}{S_E} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} T_m}{S_E} \right)^2 \right\} \quad \text{Ec. (11)}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_E} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec. (12)}$$

A los elementos con ranuras o cambios de sección, entre ellos los ejes, el pivote del brazo, y el brazo, se les evaluó las concentraciones de esfuerzos que se les pueden presentar, a través de los factores  $K_f$ ,  $K_{fs}$  y  $K_t$  descrito anteriormente. Después, para garantizar la estabilidad de los ejes durante su funcionamiento se calcularon sus velocidades críticas utilizando el método de Rayleigh para masas concentradas que se muestra en la ecuación (13), donde  $l$  es la longitud del eje,  $g$  es la gravedad,  $E$  es el módulo de elasticidad del material,  $I$  es la inercia del eje,  $A$  es el área de la sección transversal del eje y  $\gamma$  es el peso específico del material del eje.

$$\omega = \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad \text{Ec. (13)}$$

Después, se seleccionaron las dimensiones y tolerancias de los elementos que desempeñaran su función, utilizando la norma ANSI B4 2-1978. Asimismo, para la selección de los tornillos se calculó el esfuerzo cortante mediante la ecuación (14) y el esfuerzo por aplastamiento a través de la ecuación (15), siendo  $F$  la fuerza,  $A$  es el área de la sección transversal del tornillo y  $A_b$  es el área del tornillo en contacto con la pieza.

$$\tau = \frac{F}{As} \quad \text{Ec. (14)}$$

$$\sigma = \frac{F}{Ab} \quad \text{Ec. (15)}$$

Por otro lado, los esfuerzos de las uniones soldadas se determinaron utilizando las ecuaciones (16) y (17), donde  $V$  es la fuerza,  $M$  es el momento flector,  $A$  es el área,  $r$  es el radio y  $J$  es el segundo momento polar de inercia,  $\tau'$  es el esfuerzo cortante primario y  $\tau''$  es el esfuerzo cortante secundario.

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. (16)}$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad \text{Ec. (17)}$$

Para el flujo de arena sílica se diseñaron dos tolvas para una capacidad de 5 galones con una boquilla cada una basadas en la norma ASTM-G65.

En la selección de los cojinetes, primero se evaluaron las fuerzas y cargas a que se someterán y después la resultante. La carga radial se obtuvo a través de la ecuación (18), donde  $F$  es la fuerza resultante y  $a_f$  es el factor de amplificación de carga. Asimismo, con la ecuación (19) se calculó la vida de diseño adimensional, siendo  $L_D$  la vida deseada,  $n_d$  la velocidad deseada,  $L_R$  la vida nominal y  $n_R$  la velocidad nominal.

$$F_D = a_f * F \quad \text{Ec. (18)}$$

$$X_D = \frac{60 L_D n_d^m}{60 L_R n_R^m} \quad \text{Ec. (19)}$$

La clasificación de catálogo para dichos cojinetes, se obtuvo por medio de la ecuación (20), a fin de elegir los cojinetes más adecuados, y se calculó su confiabilidad mediante la ecuación (21), donde  $x_0$  es el valor garantizado de la variable,  $\theta$  es el parámetro característico que corresponde al valor 63.2121 del percentil de la variable.

$$C_{10} = F_D \left[ \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(\ln 1)(F_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad \text{Ec. (20)}$$

$$R = 1 - \left\{ \frac{x_D \left[ \frac{a F_D}{C_{10}} \right]^a - x_0}{\theta - x_0} \right\}^b \quad \text{Ec. (21)}$$

En estas expresiones,  $x_0$  es el valor garantizado de la variable,  $\theta$  es el parámetro característico que corresponde al valor 63.2121 del percentil de la variable,  $C_{10}$  es la clasificación de catálogo y  $F_D$  es la fuerza resultante y  $a_f$  es el factor de amplificación de carga.

En el caso de la selección de banda del sistema de transmisión se realizaron varios cálculos; el cálculo de la longitud de paso de la banda se obtuvo mediante la ecuación (22), donde  $C$  es la distancia entre centros,  $D$  es el diámetro de la polea mayor y  $d$  es el diámetro de la polea menor. La potencia permitida de la banda se calculó con la ecuación (23), siendo  $K_1$  y  $K_2$  el factor de corrección del ángulo de cobertura y el factor de corrección de longitud de la banda respectivamente y  $H_{tab}$  la potencia tabulada.

$$L_p = 2C + \pi \frac{(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad \text{Ec. (22)}$$

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad \text{Ec. (23)}$$

Entonces, el cálculo de la potencia de diseño de la banda se obtuvo mediante la ecuación (24); donde  $K_s$  es el factor de servicio,  $H_{nom}$  es la potencia nominal y  $n_d$  es el factor de diseño. Por ende, el número de bandas se determinó por medio de la ecuación (25), donde  $H_d$  es la potencia de diseño y  $H_a$  es la potencia permitida

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad \text{Ec. (24)}$$

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. (25)}$$

El cálculo del ángulo de contacto de la polea menor es igual al resultado de la ecuación (26) y é de la polea mayor se realizó con la ecuación (27), donde  $C$  es la distancia entre centros,  $D$  es el diámetro de la polea mayor y  $d$  es el diámetro de la polea menor. El cálculo de la fuerza centrífuga en la banda se hizo a través de la ecuación (28), siendo  $K_c$  un parámetro adimensional y  $V$  la velocidad lineal de la banda.

$$\theta_d = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad \text{Ec. (26)}$$

$$\theta_D = \pi + 2 \text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad \text{Ec. (27)}$$

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. (28)}$$

En esto se determinó que la diferencia de tensión en ambos lados de la banda fue el resultado de la ecuación (29), donde  $H_d$  es la potencia de diseño,  $n$  es el factor de diseño y  $N_b$  es el número de bandas. La tensión menor se obtuvo mediante la ecuación (30), siendo  $F_c$  la fuerza centrífuga,  $f$  es el coeficiente de fricción,  $\phi$  es el ángulo de contacto con la polea,  $F_1$  la mayor tensión y  $\Delta F$  la diferencia de tensiones.

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)} \quad \text{Ec. (29)}$$

$$F_2 = \left( F_c + \frac{(\Delta F \exp(f\phi))}{\exp(f\phi) - 1} \right) - \Delta F \quad \text{Ec. (30)}$$

Finalmente, para obtener la confiabilidad de la máquina, se calculó la confiabilidad de cada uno de los elementos de manera estocástica utilizando la ecuación de acoplamiento normal, ecuación (31), para interpolar la confiabilidad con el valor de “z”, siendo  $\mu_s$  la media de la resistencia del material,  $\mu_\sigma$  la media del esfuerzo,  $\sigma_s$  la desviación estándar de la resistencia del material y  $\sigma_\sigma$  la desviación estándar del esfuerzo, y al multiplicarlas entre sí se determinó el total como por medio de la ecuación (32).

$$z = \frac{\mu_s - \mu_\sigma}{(\sigma_s^2 + \sigma_\sigma^2)^{\frac{1}{2}}} \quad \text{Ec. (31)}$$

$$R = R1 * R2 * R3 * R4 * \dots * Rn \quad \text{Ec.(32)}$$

Por último, se realizaron los planos correspondientes a la representación grafica en perspectiva isométrica y vistas de la máquina y sus componentes considerando los resultados obtenidos del cálculo teórico en base a las dimensiones geométricas establecidas, y luego se simularon y evaluaron los resultados mediante el método de análisis de elementos finitos utilizando el software Solidworks.

### 3. Resultados obtenidos de la máquina para ensayos de abrasión en seco y en húmedo

A continuación se muestra el valor de las coordenadas del centro de gravedad de la máquina para ensayos de abrasión en la Tabla 1. La figura 2, muestra el modelo en perspectiva obtenido con solidworks. Asimismo en las tablas 2 y 3 se presentan las especificaciones la prueba seca y húmeda

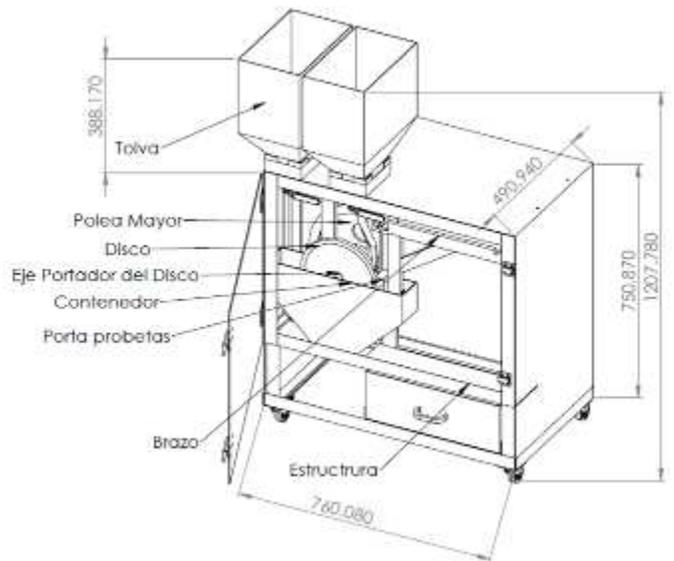
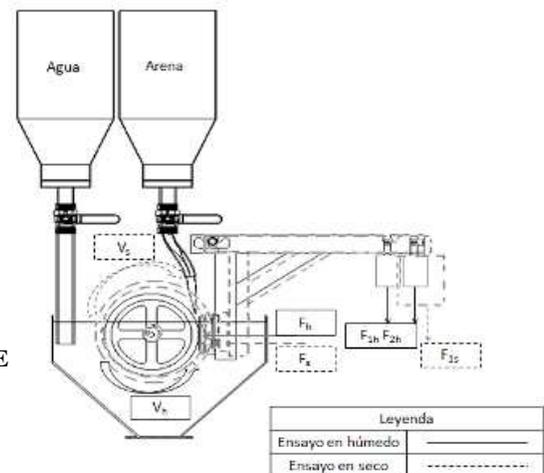


Figura 2: Modelo de la máquina para ensayos de abrasión seca y abrasión húmeda en Solidworks

Tabla 1: Centro de gravedad de la máquina

Ejes cartesianos de la máquina	Coordenadas
Eje X	328.35 mm
Eje Y	417.21 mm
Eje Z	-147.9 mm

El valor de la fuerza resultante en el centro de gravedad de la máquina es de 1060N. La figura 3 muestra la configuración de la máquina para poder realizar las pruebas de abrasión seca y húmeda de acuerdo con las normas ASTM G65 y ASTM G105 y las especificaciones de los parámetros de ambas pruebas están en las tablas 2 y 3.



Leyenda	
Ensayo en húmedo	—
Ensayo en seco	- - - - -

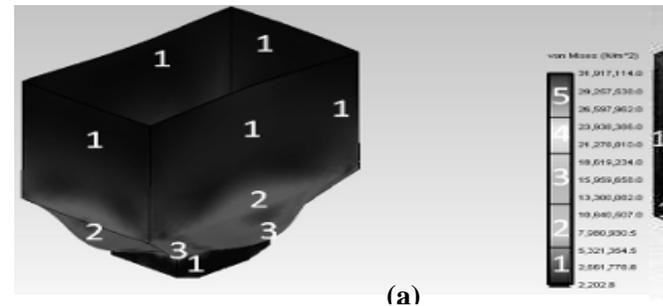
**Tabla 2: Condiciones para ensayos de abrasión en medio seco y húmedo**

Variable	Especificación	
	Ensayo Seco	Ensayo Húmedo
Velocidad ( $V_s$ )	200 ± 10 rpm	245 ± 5 rpm
Disco	9" de diámetro	7" de diámetro
Fuerza Aplicada ( $F_s$ )	130 ± 3.9 N	222.4 ± 3.6 N
Pesa ( $F_{1s}$ )	S (6.85 Kg)	S (6.85 Kg) y H (6.5 Kg)
Válvulas abiertas	Arena sílica y contenedor	Arena sílica y agua

**Figura 3: Configuración de la máquina para ensayos en seco y para ensayos en húmedo**

**3.1 Resultados obtenidos de la tolva y de la estructura**

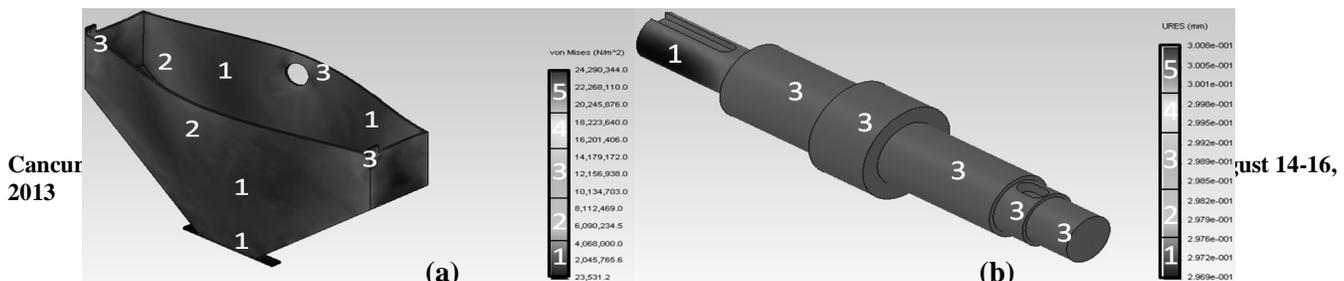
La tolva está hecha de acero A36 y el mayor esfuerzo es de 31.9 MPa y puede ocurrir en las caras inclinadas (figura 4a) con una deflexión máxima de  $1.2 \times 10^{-1}$  mm. Ambos ocurren debido a la presión ejercida por la arena sílica que contiene y el valor del factor de seguridad es de 7.83. Asimismo, la estructura es de acero A36, y puede soportar un esfuerzo de 45.2 MPa (figura 4b) y su mayor deflexión ocurre también en el área de contacto con la base de la tolva ( $2.5 \times 10^{-1}$  mm) con un factor de seguridad es de 5.52, el cual es menor que el de la tolva.



**Figura 4: Esfuerzos de Von Mises (a) tolva, (b) estructura**

**3.2 Resultados obtenidos del cálculo del contenedor y el eje portador del disco**

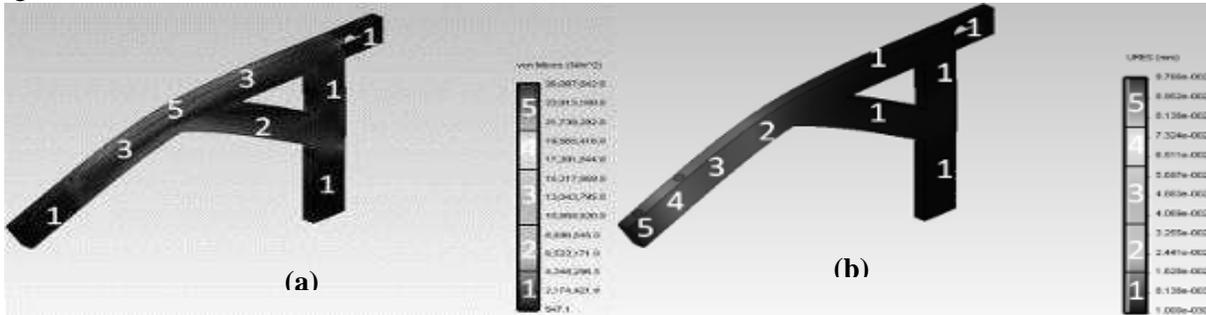
El contenedor de acero A36, puede soportar un esfuerzo de 24.3 MPa en la cara frontal y posterior (figura 5a). La deflexión máxima de  $2.07 \times 10^{-1}$  mm, puede ocurrir en la misma ubicación y causada por la presión ejercida por la mezcla de agua y arena sílica durante el ensayo en húmedo y el factor de seguridad de dicho contenedor es de 10.29. En cambio, el eje portador del disco es de acero inoxidable y puede soportar un esfuerzo de 45.6 MPa en el área de contacto de la chaveta del disco. La mayor deflexión que ocurre en éste (figura 5b), es de  $3 \times 10^{-1}$  mm y es ocasionada por la fuerza que le aplica la chaveta de la polea mayor y su factor de seguridad es de 6.4.



**Figura 5: (a) Esfuerzos de Von Mises del contenedor, (b) deflexiones del eje portador del disco**

### 3.3 Resultados obtenidos del brazo

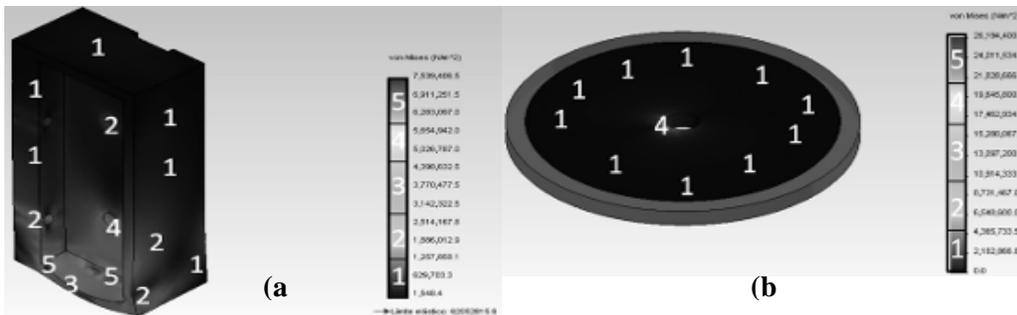
El brazo está hecho de un acero A36 para soportar la carga de las pesas y la fuerza ejercida por el porta probetas, puede soportar un esfuerzo de 26.09 MPa que ocurre en la unión de la barra horizontal y la barra transversal (figura 6a) debido a la carga de las pesas ejercidas sobre la barra horizontal. La deflexión máxima es de  $9.76 \times 10^{-2}$  mm, ocurre en el extremo voladizo del brazo y se debe a la carga de las pesas (figura 6b), y tiene un factor de seguridad de 8.43.



**Figura 6: Brazo (a) esfuerzos de Von Mises, (b) deflexiones.**

### 3.4 Resultados obtenidos del porta probetas y del disco

El porta probetas de aluminio 6061 puede soportar un esfuerzo de 7.54MPa, en el área de contacto con la cara superior de la probeta (figura 7a), en este mismo lugar ocurre la deflexión máxima de  $4.76 \times 10^{-3}$  mm, debido a la fuerza que ejerce la probeta al friccionar contra el disco, y tiene un factor de seguridad de 8.23. En el caso del disco, éste está hecho de aluminio 6061, puede resistir un de 26.19MPa en el área de la chaveta (figura 7b) y una deflexión máxima de  $5.33 \times 10^{-1}$  mm en su extremo. Esta deflexión se debe a la fuerza de fricción entre el disco y la probeta que se prolonga a la chaveta y posee un factor de seguridad es de 2.37.



**Figura 7: Esfuerzos de Von Mises (a) porta probetas, (b) disco.**

### 3.5 Resultados obtenidos de la polea mayor y la polea menor

La polea mayor es de fundición gris, puede resistir un esfuerzo de 42.9 MPa, en el área de contacto con la chaveta mayor (figura 8a) y una deflexión máxima de  $3.57 \times 10^{-3}$  mm. Tanto el esfuerzo como la deflexión se producen por la fuerza que se ejerce contra la chaveta y tiene un factor de seguridad es de 8.12. Mientras que, la polea menor es de fundición gris, puede resistir un esfuerzo de 23.4 MPa y una deflexión máxima de  $5.49 \times 10^{-4}$  mm en el área de



Ca  
201

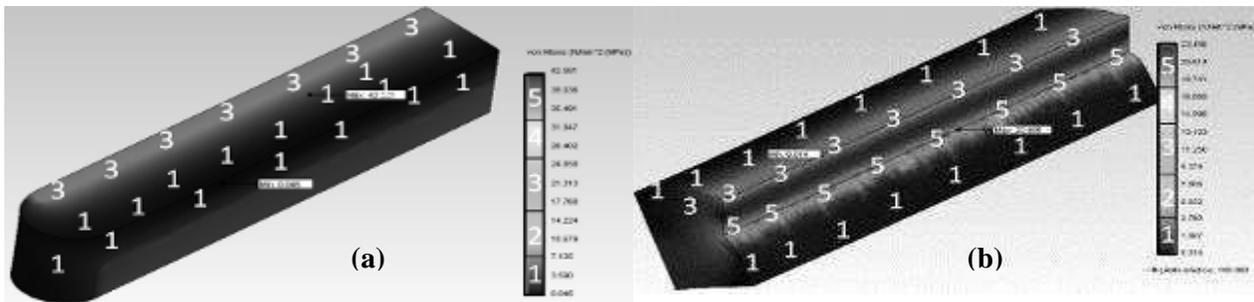
gust 14-16,

contacto con su chaveta (figura 8b). Tanto el esfuerzo como la deflexión máxima se deben a la fuerza que se ejerce contra la chaveta. Su factor de seguridad es de 14.98.

**Figura8: Polea mayor (a) esfuerzos de Von Mises, (b) deflexiones**

**3.6 Resultado obtenidos de las chavetas de las poleas**

La chaveta de la polea mayor está hecha de acero laminado en frío, esta posee un esfuerzo de 42.4 MPa (figura 9a) en el área de contacto con la polea mayor. En la cara opuesta ocurre la mayor deflexión ( $1.04 \times 10^{-3}$  mm) y es ocasionada por la fuerza que ejerce contra el eje portador del disco y tiene un factor de seguridad de 6.64. En el caso de la chaveta de la polea menor, ésta está hecha también de acero laminado en frío y puede soportar un esfuerzo de 22.4Mpa (figura 9b) y una deflexión de  $4.7 \times 10^{-4}$  mm en su área de contacto con su polea debido a fuerza que ejerce contra el eje del motor y tiene un factor de seguridad es de 8.



**Figura 9: Esfuerzos de Von Mises (a) chaveta de la polea mayor, (b) chaveta de la polea mayor**

**3.7 Resultados obtenidos de los tornillos y soporte del motor**

Los tornillos que sujetan al motor son de acero trabajado en frío, pueden resistir un esfuerzo de 28.4 MPa entre el área en contacto de la base y el soporte del motor y puede sufrir un deflexión de  $7.69 \times 10^{-4}$  mm en la cabeza del tornillo debido a la fuerza que le ejerce la banda al motor, que a su vez se transfiere a dichos tornillos. El factor de seguridad de los tornillos que sujetan al motor es de 12.36. En el caso del soporte del motor, éste está hecho de acero A36 para resistir un esfuerzo de 17.2 MPa en el área de contacto con la base del motor, donde también se puede acontecer la deflexión máxima de  $1.19 \times 10^{-2}$  mm debido al peso del motor. Su factor de seguridad es de 14.5.

A continuación se comparan los resultados de esfuerzos principales (tabla 4), esfuerzos de Von Mises, deflexiones y factores de seguridad obtenidos analíticamente y mediante el software Solidworks (Tabla 5).

**Tabla 3: Esfuerzos principales de los elementos de máquina**

Elementos de máquina	Esfuerzos Principales		
	$\sigma_1$ (MPa)	$\sigma_2$ (MPa)	$\sigma_3$ (MPa)

	Calculado	Simulado	Calculado	Simulado	Calculado	Simulado
Tolva	40.04	41.26	13.75	14.17	7.93	8.18
Estructura	29.17	30.23	10.44	10.82	4.61	4.78
Contenedor	31.53	28.88	10.45	9.58	7.67	7.03
Brazo	33.86	31.02	11.22	10.28	8.23	7.55
Porta probetas	11.14	10.22	4.69	4.31	3.58	3.29
Disco	8.87	9.08	2.06	2.11	0.94	0.96
Eje portador del disco	33.93	35.9	7.65	8.1	7.21	7.63
Polea mayor	19.29	17.13	4.91	4.36	3.01	2.68
Chaveta de la polea mayor	30.35	31.75	11.34	11.87	8.9	9.31
Polea menor	16.72	17.5	6.25	6.54	5.37	5.61
Chaveta de la polea menor	16.66	16.17	6.17	5.99	4.66	4.53
Tornillos que sujetan al motor	21.14	28.72	4.58	5.14	0.95	1.07
Soporte del motor	12.81	17.41	2.77	3.11	0.57	0.64
Banda	5.40	6.17	4.19	4.79	2.76	3.16

**Tabla 5: Resultados analíticos y simulados de los componentes de la máquina.**

Elementos de máquina	Esfuerzo de Von Mises (MPa)		Deflexiones (mm)		Factor de seguridad	
	Calculado	Simulado	Calculado	Simulado	Calculado	Simulado
Tolva	30.97	31.91	$1.18 \times 10^{-1}$	$1.22 \times 10^{-1}$	9	8
Estructura	43.62	45.2	$2.46 \times 10^{-1}$	$2.55 \times 10^{-1}$	6	6
Contenedor	26.52	24.29	$2.26 \times 10^{-1}$	$2.07 \times 10^{-1}$	10	11
Brazo	24.3	26.09	$9.09 \times 10^{-2}$	$9.76 \times 10^{-2}$	10	9
Porta probetas	8.22	7.54	$5.19 \times 10^{-3}$	$4.76 \times 10^{-3}$	8	9
Disco	25.6	26.19	$5.21 \times 10^{-1}$	$5.33 \times 10^{-1}$	3	3
Eje portador del disco	43.1	45.6	$2.84 \times 10^{-1}$	$3 \times 10^{-1}$	7	7
Polea mayor	48.32	42.9	$4.02 \times 10^{-3}$	$3.57 \times 10^{-3}$	8	9
Chaveta de la polea mayor	40.71	42.58	$4.92 \times 10^{-3}$	$5.15 \times 10^{-3}$	7	7
Polea menor	22.08	23.47	$5.17 \times 10^{-4}$	$5.49 \times 10^{-4}$	16	15
Chaveta de la polea menor	23.09	22.4	$4.85 \times 10^{-4}$	$4.7 \times 10^{-4}$	8	8
Tornillos que sujetan al motor	25.34	28.43	$6.85 \times 10^{-4}$	$7.69 \times 10^{-4}$	14	13

#### 4. Conclusiones

El diseño obtenido de una máquina para realizar ensayos de abrasión seca y húmeda está hecho de acuerdo a las especificaciones de las normas ASTM G65 y ASTM G105, compuesta de componentes a base de materiales, que fueron seleccionados de acuerdo a varios criterios de diseño y del análisis de carga y características mecánicas para resistir los esfuerzos que pueden ocurrir sin que ocurra una pérdida de su integridad.

El disco posee una deflexión relativamente alta debido a que a la deflexión del aluminio se le añade la de la goma debido a su bajo módulo de elasticidad. Así mismo, el factor de seguridad de la máquina es de 16, este valor es gobernado por el factor de seguridad de la polea menor. Esto se debe a que, de los componentes de la máquina, la polea menor es la que está sometida al esfuerzo más bajo con respecto a su resistencia. No obstante, la polea mayor es la que soporta el mayor esfuerzo de ambas. A pesar de esto, el eje portador del disco es el que está sometido al mayor esfuerzo en toda la máquina. Por otro lado, existen discrepancias en los resultados calculados y simulados, que se deben mayormente a las asunciones tomadas por el software para obtener dichos resultados.

#### 5. Bibliografía

ASTM. (2002). *Patente n° G105 – 02*. Estados Unidos.

ASTM. (2000). *Patente n° G65 – 00*. Estados Unidos.

Budynas, R., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8ed.* México, D. F: McGraw Hill.

Beer, F. P. (2010). *Mecánica de materiales*. México D. F.: McGraw-Hill.

Bhushan, B. (2001). *Modern Tribology Handbook , Principles of tribology* . Ohio: CRC Press.

#### ***Authorization and Disclaimer***

*Authors authorize LACCEI to publish the paper in the conference proceedings. Neither LACCEI nor the editors are responsible either for the content or for the implications of what is expressed in the paper.*