

## Diseño Configurado de una Máquina Pin-on-Disk

**César E. Abreu de Láncer**

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana  
[cesarabreu01@hotmail.com](mailto:cesarabreu01@hotmail.com)

**Joan J. De los Santos Brito**

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana  
[jdelossa21@gmail.com](mailto:jdelossa21@gmail.com)

**José L. Soto Trinidad (Ph.D)**

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana,  
[jose.soto@intec.edu.do](mailto:jose.soto@intec.edu.do)      [sotot\\_joseluis@yahoo.es](mailto:sotot_joseluis@yahoo.es)

**Héctor A. De los Santos Villamán**

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana  
[hectorvillaman@gmail.com](mailto:hectorvillaman@gmail.com)

**Elby J. García Brito**

Instituto Tecnológico de Santo Domingo, Santo Domingo, República Dominicana  
[ejgb26@gmail.com](mailto:ejgb26@gmail.com)

### ABSTRACT

The tribological testing Pin-on-Disk is a study based on the behavior of two specimens (pin and disk) when they interact with each other, rubbing each other at the rate of a constant speed and load. To carry out this project, began inquiring about the concepts related to this tribological test and followed the instructions and parameters presented in ASTM G99 - 03, ASTM G99 - 04, ASTM G99 - 95. Then the development of the machine, in such cases mechanical calculations were made aware of relevant reactions take place and efforts in the various mechanisms so, go to the selection of a suitable material which may be capable to have the performance needed for the application. At the same time the life of all those elements subjected to dynamic fatigue, thus achieving a functional life, were calculated. For testing purposes the entire design was simulated in the SolidWorks software, verifying the results obtained analytically, after obtaining the relevant calculations.

**Keywords:** Tribology, Friction, Pin-on-Disk

### RESUMEN

La prueba tribológica Pin-on-Disk es un estudio basado en el comportamiento de dos probetas (pin y disco) cuando las mismas interactúan entre sí, friccionando una con la otra a razón de una velocidad constante y una carga aplicada. Para llevar a cabo la realización de este proyecto, se empezó indagando sobre los conceptos relacionados con esta prueba tribológica y se siguieron las instrucciones y parámetros presentados en las normas ASTM G99 – 03, ASTM G99 - 04, ASTM G99 - 95. Posteriormente se procedió con el desarrollo de la máquina, para tales fines fueron realizados los cálculos mecánicos pertinentes para tener conocimiento de las reacciones y esfuerzos que tendrían lugar en los diversos mecanismos para así, pasar al proceso de selección de un material adecuado que pueda ser capaz de tener el desempeño necesario para la aplicación en cuestión. Al mismo tiempo se procedió con el cálculo de la vida de todos aquellos elementos sometidos a fatiga dinámica, logrando con esto estimar una vida funcional de los mismos. Para fines de comprobación se procede con la simulación de todo el

diseño en el software SolidWorks, verificando con esto los resultados analíticamente obtenidos, tras haberse realizado los cálculos pertinentes.

**Palabras claves:** Tribología, Fricción, Pin-on Disk

## 1. INTRODUCCIÓN

Existe la necesidad de tener una máquina capaz de ensayar dos probetas de distintos materiales, sometiéndolas a condiciones de trabajo conocidas y produciendo en ellas desgaste, como se presenta en dos elementos de máquina en contacto. Por esto se ha decidido diseñar una máquina que sea capaz de lograr dicho cometido, para luego poder cuantificar la pérdida de material de cada una de las probetas (desgaste). Durante el proceso de diseño de una máquina que presente piezas que se encuentran en movimiento y en contacto entre sí, surge la necesidad de seleccionar los materiales que presente las mejores propiedades frente al desgaste y la fricción. Por tanto es necesario someter a prueba los materiales considerados, posteriormente depurando el más óptimo para conformar las piezas.

Previamente al diseño de esta máquina Pin-on-Disk, existen otros diseños, tales como:

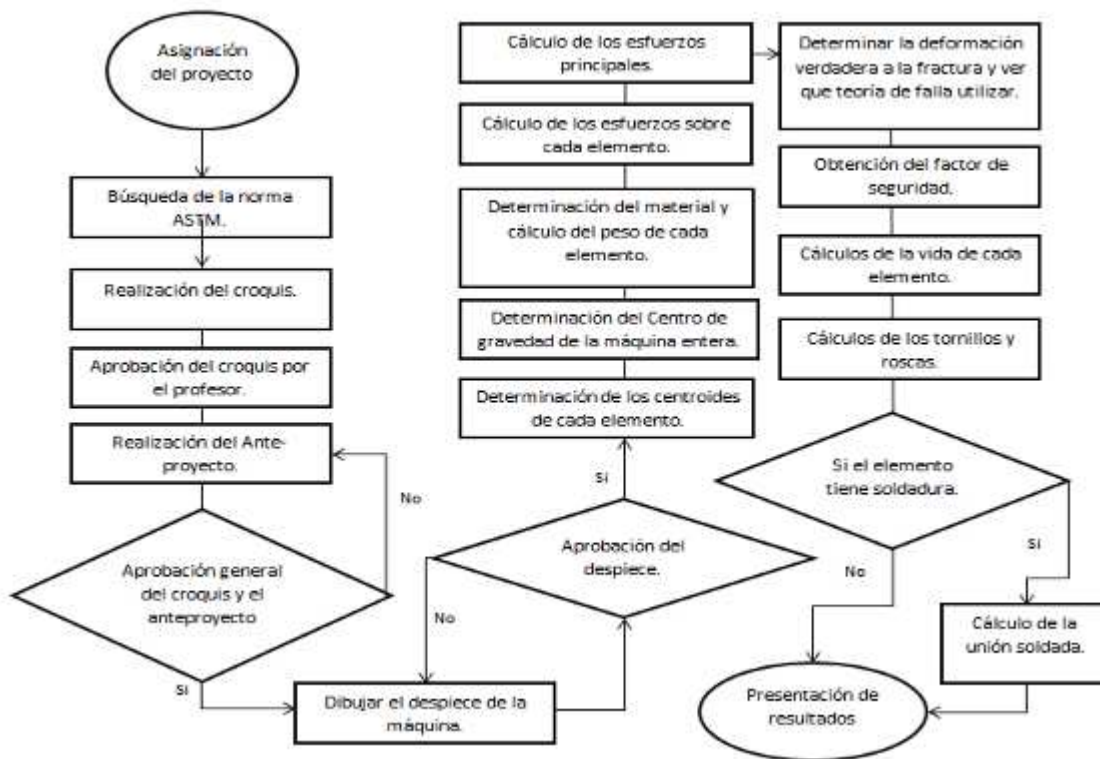
Una máquina adaptada para pruebas de prevención de desgaste y características de la fricción entre un espécimen giratorio cargado axialmente contra otra probeta; e.g. (Evans y Raevis, 2005). También, existe un aparato con un pin tipo pasador que se usa como probeta, se mueve integralmente con un disco giratorio que se desliza contra el pin, el elemento que sujeta el pin es un brazo que gira en conjunto, además se cuenta con un dispositivo electrónico capaz de medir con precisión el desgaste ocurrido en las probetas; e.g.(Kobayashi et al., 1989). Otro caso es el de un probador que tiene una base horizontal con una columna vertical que soporta guías verticales para controlar un carro que admite un mecanismo giratorio para una muestra superior que está asegurado en un mandril y enganchado a un espécimen inferior apoyado por una cazoleta intercambiable; e.g.(Levinson et al.,1979).

Se tiene como propósito crear el diseño de una máquina tribológica capaz de someter a fricción dos materiales en contacto, a una fuerza y velocidad específicas, dimensionando los elementos de máquina y analizando las cargas sobre ellos a partir de la norma ASTM 2004 G99-03, G99-04 y G99-95a con el propósito de realizar la prueba Pin-on-Disk y determinar la cantidad de desgaste entre los materiales, así como el coeficiente de fricción entre ellos; e.g. (ASTM, 2004).

Las ecuaciones a utilizar en la metodología de trabajo fueron obtenidas a partir de la octava edición del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley de los autores Richard G Budynas y J. Keith Nisbett, a excepción de algunas ecuaciones que se especifica otra fuente; e.g.(Budynas y Nisbett, 2008).

## 2. METODOLOGÍA UTILIZADA EN EL DISEÑO DE UNA MÁQUINA PIN-ON-DISK .

A continuación se presenta la Figura 1, donde se muestra la ruta de trabajo establecida.



**Figura 1: Diagrama de flujo de la metodología de trabajo de la Máquina Pin-on-Disk**

Primero se procedió a encontrar el centro de gravedad de la máquina. Se realizó en base a la geometría de cada uno de los elementos de máquina, todos ellos con forma cilíndrica o prismática.

Una vez calculados los volúmenes de cuerpos regulares y sus centros, se procede a componerlos con la ecuación (1) extraída de la cuarta edición del libro Mecánica de Materiales de Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston Jr y John T. Dewolf adaptadas para cuerpos en el espacio:

$$X_g = \frac{\sum V_i \cdot \bar{x}_i}{\sum V_i}, Y_g = \frac{\sum V_i \cdot \bar{y}_i}{\sum V_i}, Z_g = \frac{\sum V_i \cdot \bar{z}_i}{\sum V_i} \quad \text{Ec.(1)}$$

Luego, se procede a calcular los esfuerzos de cada elemento de máquina con las ecuaciones (2) y (3). En estos casos:

$$\tau_0 = \frac{F \cdot r}{J} \quad \text{Ec.(2)}$$

$$\sigma_0 = \frac{F}{A} \pm \frac{M \cdot c}{I} \quad \text{Ec.(3)}$$

Para elementos esbeltos como barras y ejes será necesario además realizar diagramas de cortante y momento para ubicar los puntos donde las cargas cortantes y los momentos sean máximos.

También será necesario verificar la concentración de los esfuerzos en zonas críticas. Se obtendrán valores para el factor de concentración de esfuerzo dependiendo de la geometría de la muesca, para introducirlos en las ecuaciones (4) y (5).

$$\sigma_x = K_t \cdot \sigma_0 \quad \text{Ec.(4)}$$

$$\tau_{xy} = K_{ts} \cdot \tau_0 \quad \text{Ec.(5)}$$

Con los valores obtenidos se deben evaluar los esfuerzos principales. Para ello se utiliza el círculo de Mohr, con las ecuaciones (6) y (7):

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec.(6)}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec.(7)}$$

Las teorías de falla utilizadas se contemplan en las ecuaciones (8),(9)y(10), son las siguientes:

Mohr-Coulomb Dúctil

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec.(8)}$$

Energía de Distorsión

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} = (\sigma_A - \sigma_A \cdot \sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec.(9)}$$

Esfuerzo Cortante Máximo

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec.(10)}$$

Estos metodos fueron escogidos según las características de cada elemento. Además se determina la vida de cada uno de los elementos de máquina en número de ciclos a partir de análisis de los efectos de cargas variables que provocan fatiga.

El primer paso es obtener el límite de resistencia  $S_e$  de cada elemento a partir de los Factores de Marín (que contemplan: tamaño, geometría, temperatura, confiabilidad, entre otros) con la ecuación (11):

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad \text{Ec.(11)}$$

No siempre están presentes los valores numéricos de los factores para cada efecto por lo que algunos son un recordatorio de que existen. Con la resistencia a la fatiga calculada se puede encontrar el número de ciclos que un elemento soportará antes de fallar en base a distintos parámetros del elemento de máquina con la ecuación (12).

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{\alpha}\right)^{1/b}, \text{ donde } \alpha = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \text{ y } b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ec.(12)}$$

De donde  $S_{ut}$  son las resistencias últimas a la tensión de los materiales de cada elemento. Y  $f$  es la fracción de  $S_{ut}$  representada a cierta cantidad de ciclos.

Para el análisis de los ejes, se parte de la velocidad angular establecida por la norma ASTM 2004 G99-03, G99-04 y G99-95a y se procede a calcular el torque de los ejes con la ecuación (13):

$$T = F * r \quad \text{Ec.(13)}$$

Si multiplicamos el torque por la velocidad angular de la norma, obtenemos la potencia que debemos generar para lograr el giro del disco con la ecuación (14):

$$P = T * \omega \quad \text{Ec.(14)}$$

Mientras que el análisis de falla de los ejes debe realizarse mediante cada uno de los cinco siguientes métodos, para obtener el factor de seguridad contra falla. El factor de seguridad contra falla será el valor numérico más alto

dentro de los cinco métodos que siguen, con las ecuaciones (15), (16), (17), (18),(19), (20) y (21), recordando que fueron extraídas de la octava edición del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley de los autores Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett:

ED - Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec.(15)}$$

ED – ASME elíptica

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

ED - Gerber

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \sqrt{\left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]} \right\} \quad \text{ó} \quad d = \sqrt[3]{\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \sqrt{\left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]} \right\}} \quad \text{Ec.(17)}$$

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad \text{Ec.(18)}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad \text{Ec.(19)}$$

ED – Soderberg

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \cdot \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_y} \cdot \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right\} \quad \text{Ec.(20)}$$

ED – Von Mises

$$\frac{S_y}{n_y} = \sqrt{\left( \frac{32K_f(M_a + M_m)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs}(T_a + T_m)}{\pi d^3} \right)^2} \quad \text{Ec.(21)}$$

Se procede entonces a calcular la velocidad angular crítica del eje, con la ecuación (22):

$$\omega_1 = \left( \frac{\pi}{l} \right) \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{Ay}} \quad \text{Ec.(22)}$$

Para calcular la transmisión de la máquina primero se comenzó calculando los ángulos de contacto de cada polea, así como la longitud total de la banda con las ecuaciones (23),(24) y (25):

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad \text{Ec.(23)}$$

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad \text{Ec.(24)}$$

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad \text{Ec.(25)}$$

Habiendo obtenidos estos valores se continuó calculando la velocidad de la banda, con la ecuación (26):

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad \text{Ec.(26)}$$

Se procede así a calcular la tensión mínima circunferencial debida a la fuerza centrífuga y posteriormente el par de torsión necesario, con las ecuaciones (27) y (28):

$$F_c = \frac{\omega}{g} \left( \frac{V}{60} \right)^2 \quad \text{Ec.(27)}$$

$$T = \frac{63025 H_{nom} K_S n d}{n} \quad \text{Ec.(28)}$$

La  $(F_1)_a - F_2$  necesaria para transmitir el par de torsión T con las siguientes ecuaciones (29), (30), (31) y (32):

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d} \quad \text{Ec.(29)}$$

$$(F_1)_a = b F_a C_p C_v \quad \text{Ec.(30)}$$

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2] \quad \text{Ec.(31)}$$

$$F_i = \frac{(F_2)_a + F_2}{2} - F_c \quad \text{Ec.(32)}$$

El desarrollo de la fricción se verifica al resolver la ecuación (33):

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_2)_a - F_c}{F_2 - F_c} \quad \text{Ec.(33)}$$

Para empezar es necesario tomar en cuenta la vida y carga nominal del rodamiento, se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones (34) y (35):

$$X_D = \left( \frac{L_D n_D 60}{10^6} \right) \quad \text{Ec.(34)}$$

$$C_{10} = F_A * F_D \left\{ \frac{X_D}{[X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^{1/b}]} \right\} \quad \text{Ec.(35)}$$

Esta carga representa la acción de las cargas combinadas: la radial y de empuje. Está dada por la ecuación (36):

$$F_g = X_i V F_r + Y_i F_a \quad \text{Ec.(36)}$$

donde V, tiene un valor de 1.0 cuando gira el anillo interior ó 1.2 cuando gira el anillo exterior. Por ultimo es necesario calcular la confiabilidad del elemento rodante, en función de la distribución de Weibull. Se encuentra la probabilidad de que el elemento no falle con la ecuación (37).

$$R = 1 - \exp \left[ -\frac{(x-x_0)^b}{(e-x_0)^b} \right] \quad \text{Ec.(37)}$$

Los parámetros en esta ecuación están dados por los fabricantes de rodamientos. X será entonces un valor relacionado con el nivel de carga del rodamiento, como se indica en la ecuación (38)

$$x = x_D \left[ \frac{\sigma F_D}{C_{10}} \right]^a \quad \text{Ec.(38)}$$

Para el cálculo de uniones no permanentes primero se debe calcular la constante de unión de los tornillos a través de las siguientes fórmulas:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec.(39)}$$

$$k_b = \frac{A_g \cdot A_t \cdot E}{A_g \cdot l_t + A_t \cdot l_g} \quad \text{Ec.(40)}$$

Estos elementos de unión deben ir precargados y la carga tendrá una magnitud de acuerdo a la resistencia del material y dimensiones del tornillo, a través de las ecuaciones (41) y (42).

$$F_i = 0.9F_p \quad \text{Ec.(41)}$$

$$F_p = A_t S_p \quad \text{Ec.(42)}$$

Para cada conjunto de tornillos distinto podemos calcular un factor de carga que protege contra la separación de la unión, con las ecuaciones (43) y (44).

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad \text{Ec.(43)}$$

$$n_o = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad \text{Ec.(44)}$$

Además debido a la fatiga debemos calcular otro factor de seguridad, el método empleado en el análisis es el de Goodman modificado, con la siguiente ecuación (45).

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_u} \quad \text{Ec.(45)}$$

Las cargas serán iguales a las reacciones de los apoyos y el área será producto de las dimensiones y forma del cordón de soldadura, como se muestra en la ecuación (46).

$$\tau = \frac{V}{A}, \text{ donde el } A = 1.414h(b+d) \quad \text{Ec.(46)}$$

Donde  $h$  representa el ancho de la garganta,  $b$  y  $d$  son las dimensiones de los cordones.

Para el caso del cortante este no debe exceder:

**$0.3 \cdot S_{ut}$  (metal de aporte) ó  $0.4 \cdot S_y$  (del material base),**

Esta resistencia servirá para calcular el factor de seguridad de la unión con la siguiente ecuación (47).

$$r = \frac{S_{patti}}{F} \quad \text{Ec.(47)}$$

Para determinar la confiabilidad de la máquina, primero debemos obtener la confiabilidad de cada elemento, para luego multiplicarlas todas y obtener el de la máquina en sí.

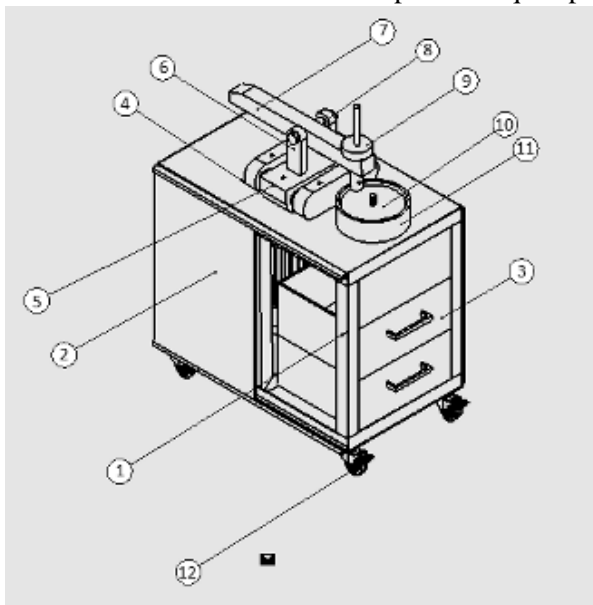
Finalmente, todas las confiabilidades obtenidas para cada elemento, deben multiplicarse para obtener la confiabilidad global de la máquina, como en la ecuación (48):

$$R_{POD} = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot \dots \quad \text{Ec.(48)}$$

Finalmente se simularon los componentes de la máquina en el software Solidworks. Para contrastar los resultados obtenidos manualmente contra los obtenidos mediante las simulaciones.

### 3. RESULTADOS DE LA MÁQUINA PIN-ON-DISK .

En la Figura 2 se expone el modelo realizado en el software SolidWorks, junto a la Tabla R-0 donde se listan los distintos componentes que aparecen en el modelo.

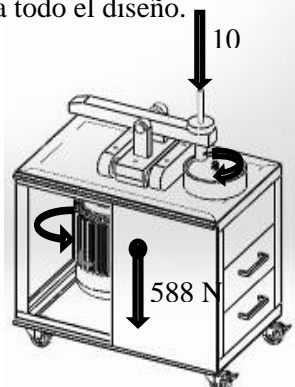


**Figura 2: Perspectiva del modelo de la Máquina Pin-on-Disk**

**Tabla 2: Lista de Piezas de la Máquina Pin-on-Disk**

Item	Componente	Cant.	Material
1	Estructura	1	Acero A36
2	Puerta Corrediza	2	Acero Galvanizado
3	Gaveta	2	
4	Base Del Riel	1	Aluminio
5	Base Soporte Del Brazo	1	Aluminio
6	Soporte Del Brazo	1	Aluminio
7	Brazo	1	Aluminio
8	Pasador Del Brazo	1	Acero Inoxidable
9	Porta Cargas	1	Aluminio
10	Porta Disco	1	Aluminio
11	Colector De Residuo	1	PVC
12	Rondana	1	-

En la Figura 3 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la Pin-Disco que es la parte fundamental de la máquina, en base a la cual gira todo el diseño.



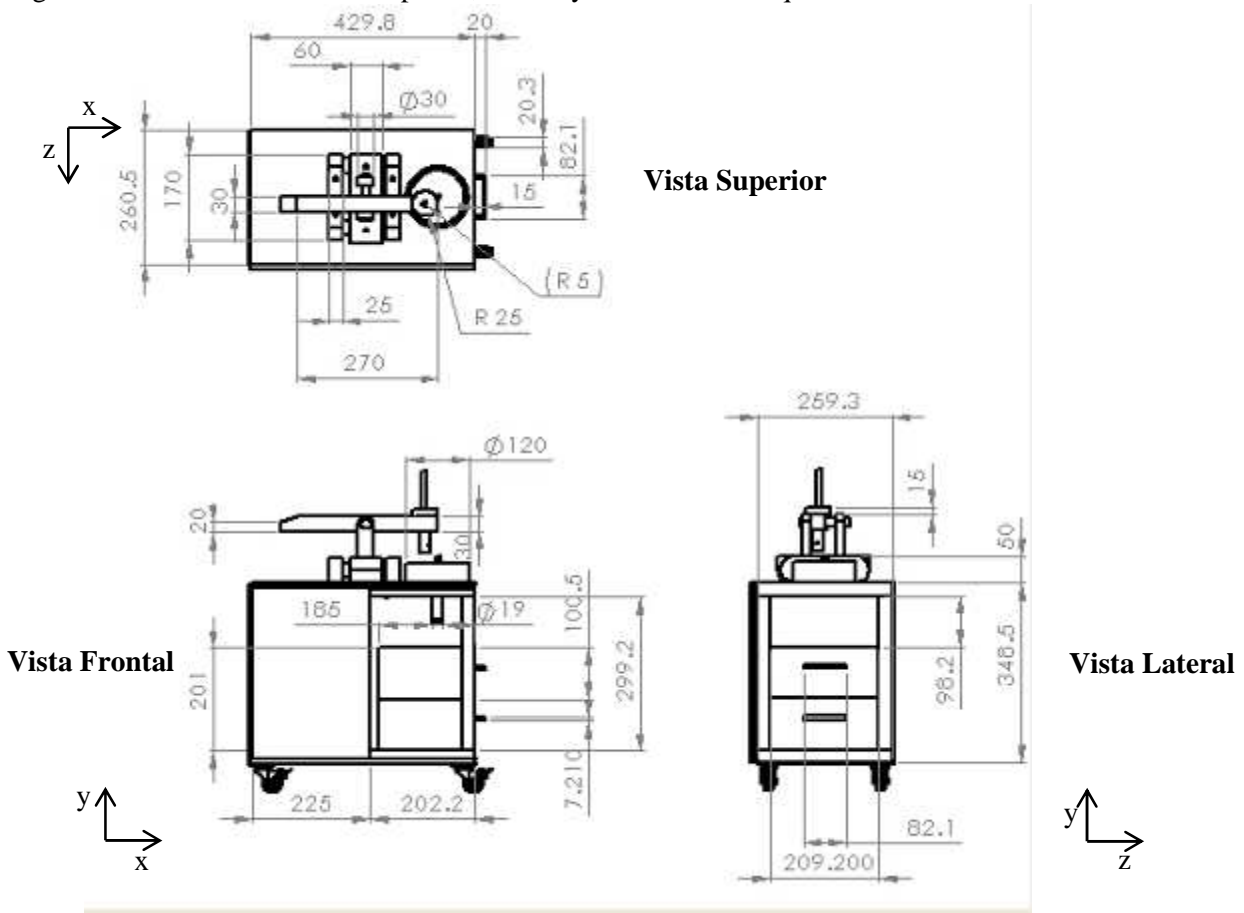
**Tabla 3: Coordenadas del Centro de Gravedad de la Máquina Pin-on-Disk**

Ejes Cartesianos	Coordenadas
X	-46.70
Y	-16.64
Z	-12.88

**Figura 3: Diagrama de cuerpo libre de la máquina Pin-on-Disk.**



En la Figura 4 se muestran las vistas superior, frontal y lateral de la Máquina Pin-on-Disk



**Figura 4: Distintas vistas de la Máquina Pin-on-Disk**

El esfuerzo axial máximo se ejerce en el eje del porta-discos para un valor de 90.12 MPa calculado manualmente y 85.41 Mpa calculado por simulación. El esfuerzo cortante máximo se ejerce en la polea del porta-discos para un valor de 10.54 Mpa calculado manualmente y 12.87 MPa calculado por simulación.

La deflexión máxima ocurre en el eje del motor, para un valor de  $2.37 \times 10^{-5}$  metros calculado manualmente y el eje del porta-discos para un valor de  $5.40 \times 10^{-5}$  metros calculado por simulación. La deflexión mínima ocurre en el porta-cargas, para un valor de  $8.73 \times 10^{-7}$  metros calculado manualmente y  $3.27 \times 10^{-7}$  metros calculado por simulación, ambos para el mismo elemento.

El valor más alto entre todos los factores de seguridad de cada uno de los elementos de la máquina Pin-on-Disk dictará el valor de la máquina en sí. En este caso manualmente sería 15, perteneciente al pasador del brazo y por simulación en el software SolidWorks sería 19, correspondiente al brazo de la máquina.

El resultado obtenido a partir del cálculo manual difieren con el obtenido a partir de la simulación en SolidWorks, esto también se debe a las consideraciones en uno y otro método.

Para la confiabilidad de la máquina Pin-on-Disk se obtuvo un valor de 92.7767%.

El valor más pequeño de vida nominal entre todos los elementos de la máquina Pin-on-Disk determina el valor de vida nominal del aparato en sí.

En este caso el soporte del brazo es el elemento que determina la vida de la máquina para un valor de  $9.82 \times 10^9$  ciclos de vida.

#### **4. CONCLUSIONES**

En general, se obtiene el diseño de una máquina Pin-on-Disk capaz de realizar la prueba descrita en la norma ASTM G99-03, G99-04 y G99-95a.

Los resultados obtenidos manualmente difieren con los obtenidos por simulación por las consideraciones de uno y otro método. En el caso de los valores de la deflexión, estos son todos muy pequeños, por tanto, no ponen en riesgo al operador de la máquina de que alguno se quiebre.

Asimismo, el factor de seguridad en este caso calculado es de 15, que corresponde al pasador del brazo. Sin embargo, por simulación se obtuvo el mismo factor de seguridad, pero con un valor de 19. La vida nominal de la máquina está dada por el valor más pequeño entre los distintos elementos, esto es, cuando inmediatamente falle dicho elemento, la máquina no podrá cumplir con su propósito satisfactoriamente. El soporte del brazo es el elemento con menor vida calculada, por lo que teóricamente es el más propenso a fallar.

Por otro lado, se está gestionando la posibilidad de que se pueda patentar el diseño de esta máquina "Pin on Disk" en la República Dominicana.

#### **REFERENCIAS**

ASTM. (2004). *Patente n° G99 – 03*. Estados Unidos.

ASTM. (2004). *Patente n° G99 – 04*. Estados Unidos.

ASTM. (2004). *Patente n° G99 – 95a*. Estados Unidos.

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

Beer, F. P., & Jhonston, E. R. (2004). *Mecánica de materiales 3ed.* México: McGraw-Hill.

Evans,P.,& Raevis, R. (2005). *Pin-on-Disk G01N003/56'*. Estados Unidos; Extraído de USPTO Patent full-text.

Kobayashi,T.; Suzuki,E.; Uchiyama,Y. (1989). *Pin-on-Disk G01N356*. Estados Unidos; Extraído de USPTO Patent full-text.

Levinson, L.;Gitis,N.; Dorfman,V.(1979). *Pin-on-Disk G01N356; G01N1902*. Estados Unidos; Extraído de USPTO Patent full-text.

#### ***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.*