

# Diseño de Sistema de Posicionamiento de Sondas en Túnel de Viento

## Design of Positioning System of Probes in Wind Tunnel

Presentación: 29/05/2018

Aprobación: 26/12/2018

### **Guillermo Moreo**

LAYF (Laboratorio de Aerodinámica y Fluidos) - Departamento de Ingeniería Aeronáutica  
Facultad Regional Haedo - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina  
gmaviacion@hotmail.com

### **Matías Meroniuc**

LAYF (Laboratorio de Aerodinámica y Fluidos) - Departamento de Ingeniería Aeronáutica  
Facultad Regional Haedo - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina  
aeroniuk@gmail.com

### **Juan Ruscio**

LAYF (Laboratorio de Aerodinámica y Fluidos) - Departamento de Ingeniería Aeronáutica  
Facultad Regional Haedo - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina  
jpruscio@hotmail.com

### **Brian Domecq**

LAYF (Laboratorio de Aerodinámica y Fluidos) - Departamento de Ingeniería Aeronáutica  
Facultad Regional Haedo - Universidad Tecnológica Nacional  
brian.domecq@gmail.com

## **Resumen**

El presente trabajo trata sobre el diseño de un sistema de posicionamiento de sondas direccionales, denominado traverser, para realizar mapeos de estela detrás y alrededor de las maquetas. Para este fin los requerimientos del sistema son poder posicionar una sonda según los 3 ejes de referencia de la sección de ensayos del túnel de viento (XYZ) con una precisión inferior a 1mm. El posicionamiento de la sonda se diseñó para que sea completamente automático y controlado desde la PC central, mediante software de desarrollo específico.

Se incluyó un grado de libertad adicional en rotación sobre el plano xy, de manera tal que pudiera posicionarse la sonda en un ángulo al plano de la maqueta.

**Palabras clave:** Posicionamiento, Traverser, Mapeos, Estela, Sondas

## Abstract

The present work deals with the design of a positioning system of directional probes, called traverser, to perform wake mapping behind and around the models. For this purpose, the requirements of the system are to be able to position a probe according to the 3 reference axes of the wind tunnel test section (XYZ) with an accuracy of less than 1mm. The positioning of the probe was designed to be completely automatic and controlled from the central PC, by means of specific development software. An additional degree of freedom in rotation was included on the xy plane, in such a way that the probe could be positioned at an angle to the plane of the model.

**Keywords:** Positioning, Traverser, Mappings, Wake, Probes

## INTRODUCCIÓN

En el marco del proyecto PID AMUTN3610 “Medición de Fuerzas y Momentos de Origen Aerodinámico”, LAyF está desarrollando capacidades de mapeo de estelas de maquetas mediante sondas. Este mapeo consiste en la medición de parámetros aerodinámicos en diversos planos por detrás y/o alrededor de una maqueta. Estas mediciones permiten obtener una mejor comprensión del fenómeno físico. En particular las mediciones realizadas por detrás de la maqueta se pueden procesar de acuerdo a la técnica de Maskel para obtener los coeficientes característicos del cuerpo en estudio.

El éxito del método de Maskel depende tanto de la buena calibración de las sondas direccionales como del correcto posicionamiento de la sonda en diversos puntos en el plano de medición. La posición de la sonda es crítica ya que se desean realizar múltiples mediciones en una matriz de puntos predefinida por medio de coordenadas de barrido, la precisión de las cuales debe asegurar el sistema de posicionamiento.



Figura 1: Mapeo de estelas de maquetas mediante sondas

## ESPECIFICACIONES Y REQUERIMIENTOS

Se requiere diseñar y construir un sistema de posicionamiento de sondas direccionales para realizar mapeos detrás y alrededor de las maquetas. El sistema debe poder removerse fácilmente de la cámara de ensayos. Debe poder posicionar una sonda según los 3 ejes de referencia del túnel de viento (XYZ) con un error no mayor a 1mm. El recorrido de la sonda debe permitir el barrido completo de la parte útil de la cámara de ensayos en un plano perpendicular a su eje longitudinal. El recorrido longitudinal de la sonda puede ser por tramos discretos. El posicionamiento de la sonda debe ser completamente automático y controlado desde la PC central. El software de control de la sonda debe ser compatible con el software de postprocesamiento de datos de la sonda (Al efecto de realizar mapeos para aplicación del método de Maskell).

## DISEÑO PRELIMINAR

Para satisfacer los requerimientos del sistema se propuso un traveser con cuatro grados de libertad consistiendo en tres traslaciones y una rotación, tomando con referencia los ejes del túnel mayor siendo X el eje longitudinal, Y el transversal, y Z el vertical, tita el ángulo que forma el eje Z con el X. El eje Z es el que alojará la sonda, y se diseñó con una estructura constituida por un riel de traslación lineal por el cual se desliza un carro de bolillas recirculantes de bajo rozamiento, el cual lleva montada la sonda. Éste a su vez es movido por un motor paso a paso controlado por el sistema de posicionamiento computarizado. Este conjunto puede rotar sobre su soporte montado en rodamientos, constituyendo el grado de libertad tita del sistema, el cual es de accionamiento manual, debido a su uso puntual. Ambos conjuntos están montados sobre una estructura soportada por 4 carros de bolillas recirculantes,



los cuales se desplazan sobre dos rieles formando el grado de libertad transversal Y, accionado por el segundo motor paso a paso, constituyendo, junto al grado de libertad Z, el conjunto automatizado de barrido del plano YZ transversal del túnel. El último grado de libertad es el del eje X, a lo largo del túnel, el cual es de accionamiento manual, ya que no justifica un sistema de posicionamiento, debido a su uso estático durante las corridas.

Debido a que la cámara de ensayos tiene un tamaño de 1,28m x 1,28m con biseles de 45 grados en los vértices y el sistema de traveser está montado sobre rieles comerciales que vienen en 1m de longitud y sumado a la geometría del sistema, se generan 4 zonas adyacentes a las paredes del túnel de 25cm que el sistema no puede alcanzar a posicionar la sonda, montada la misma en el cabezal central. Para resolver esta situación se hace uso de un brazo extensor, el cual permite el montaje de la sonda de manera tal que pueda alcanzar a estas áreas.

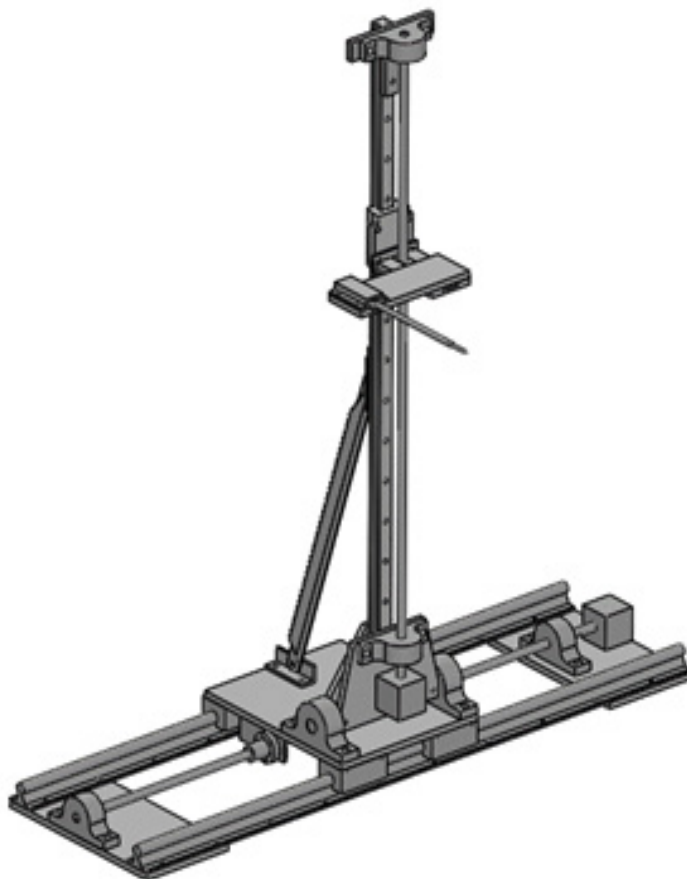


Figura 2: Sistema Traverser

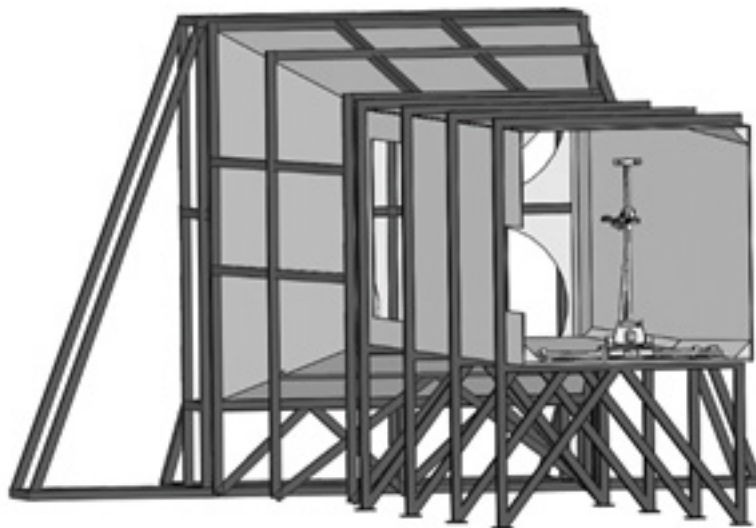


Figura 3: Sistema Traverser y su montaje en el túnel de viento.

## COMPONENTES

### Configuración del eje Z

Para satisfacer los requerimientos de este grado de libertad, se seleccionó un riel del tipo lineal, el cual aloja un carro de bolillas recirculantes, cuyas características de diseño hacen que soporte las cargas en los tres ejes y los momentos producidos por las mismas, sin necesidad de rieles dobles, lo cual hacen que sea ideal para este grado de libertad, por conformar la estructura con la menor cantidad de piezas y la menor superficie expuesta a la corriente posible.

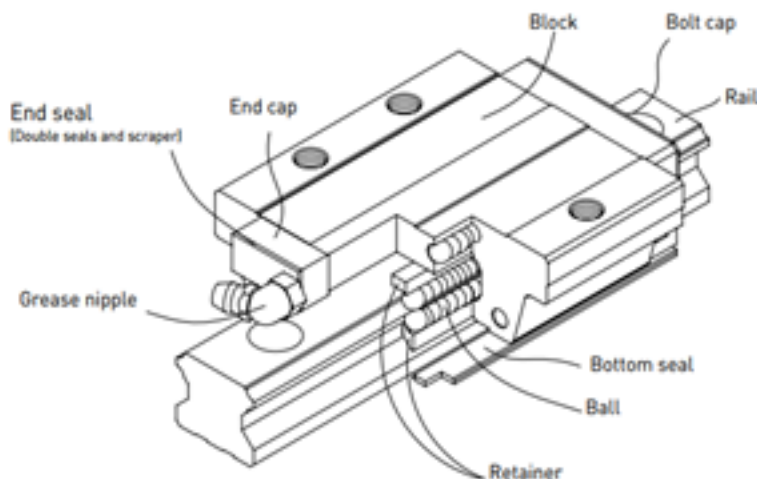




Figura 3: carro de bolillas recirculantes

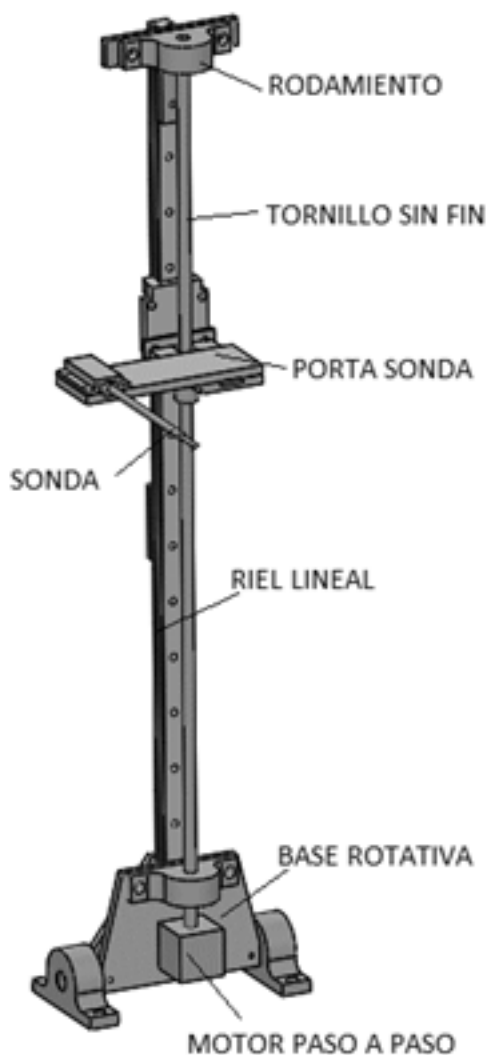


Figura 4: Componentes del Eje Z del traveser

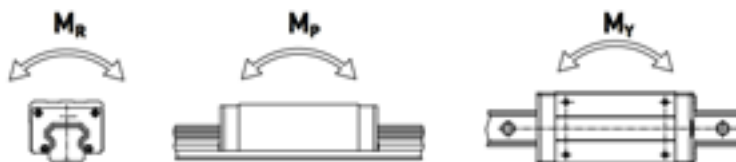


Figura 5: Estabilidad del riel lineal

## CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL EJE Z

### Cálculo de cargas y momentos

#### Carga Estática máxima

Se producirá una deformación permanente localizada entre la pista de rodadura y los elementos rotantes, si éstos se ven sometidos a una carga excesiva. Si esta deformación excede un cierto límite, se convierte en un problema para el suave desplazamiento de la guía lineal. Se define como carga estática máxima, a una carga de magnitud y dirección constante la cual produce una deformación de 0,0001 veces el diámetro de un elemento rotante, en el punto de contacto sometido a la mayor tensión.

Momento Estático Máximo

Ser refiere a un momento en una dada dirección y magnitud, que produce una tensión máxima en los elementos rotantes igual a la producida por una Carga estática máxima.

Factor de seguridad Estático

El factor de seguridad estático dependerá de las condiciones ambientales y de operación, siendo necesario que sea más grande cuando el carro esté sujeto a condiciones de cargas de impacto y vibraciones, estas últimas son una condición de diseño de este grado de libertad. Para su análisis utilizaremos la siguiente expresión:

$$Fsl = \frac{Co}{P} \quad (1)$$

$$Fsm = \frac{Mo}{M} \quad (2)$$

Donde :

Fsl= Factor de seguridad estático para fuerzas.

Fsm= Factor de seguridad estático para momento.

Co=Carga estática permisible.

Mo= Momento estático permisible.

P=Carga de trabajo calculada.

M=Momento de trabajo calculado.

El primer paso de cálculo será entonces determinar la carga estática ( $C_o$ ) normal a la superficie del carro y será la debida a la presión del viento sobre el área frontal del carro, y los tres momentos flectores  $M_r$ ,  $M_p$  y  $M_y$ .

Para proceder a estos cálculos se hará uso de un modelo computacional del cabezal porta sonda en su configuración mas completa con el brazo extensor.

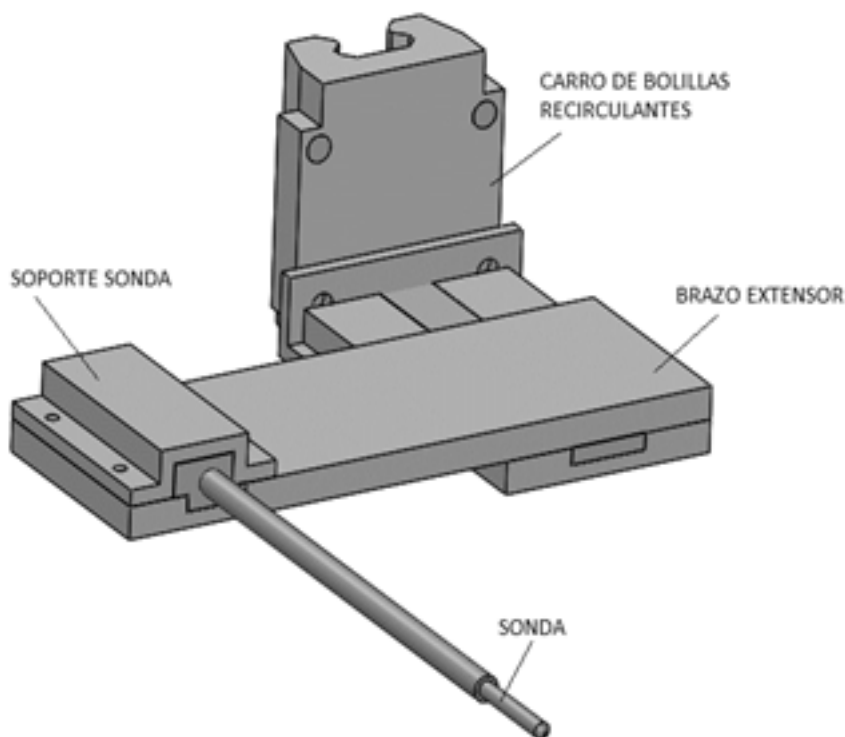


Figura 6: Diagrama de cuerpo libre del cabezal porta sonda

Para determinar la carga estática ( $C_o$ ), producto de la presión del viento sobre el área frontal, se utilizará un modelo computacional simplificado el cual consiste en una placa plana cuya área frontal es equivalente a la que presenta al viento el cabezal portasonda y se muestra en la figura 7 sombreada; la misma equivale a  $10553,92 \text{ mm}^2$

Figura 7: Área frontal del cabezal porta sonda

En la figura 8 se muestran los resultados obtenidos de un análisis CFD para la placa plana, las condiciones de contorno para este análisis son las siguientes:

- Velocidad del chorro de aire =  $23(\text{m/s})$
- Presión de referencia =  $1,03 (\text{Kg/cm}^2)$
- Temperatura =  $20(\text{grados centígrados})$



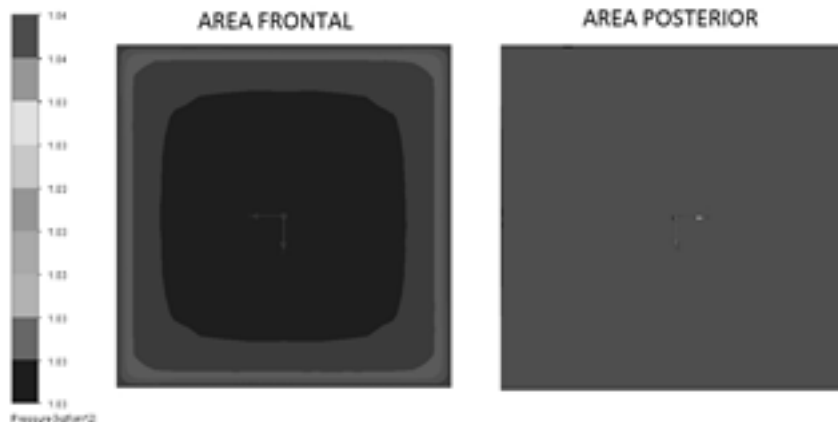


Figura 8: Análisis CFD para la placa plana

Los resultados obtenidos son:

Presión sobre el Area Frontal =  $1,04 \text{ (Kg/cm}^2) = 0,0104 \text{ (Kg/mm}^2)$ .

Presión sobre el Area Trasera =  $1,03 \text{ (Kg/cm}^2) = 0,0103 \text{ (Kg/mm}^2)$ .

Diferencial de presión entre áreas =  $0,01 \text{ (Kg/cm}^2) = 0,0001 \text{ (Kg/mm}^2)$ .

Siendo fuerza igual a presión por área, obtenemos:

Fuerza(carga estática (P)) =  $0,0001 \text{ (Kg/mm}^2) \times 10553,92 \text{ (mm}^2) = 1,06 \text{ (Kg)} = 0,0139 \text{ (KN)}$

A continuación se calcularán los tres momentos flectores  $M_r$ ,  $M_p$  y  $M_y$  sobre el carro de bolillas recirculantes, para esto se estimarán mediante el modelo computacional del cabezal porta sonda, la posición del Centro de masas, el peso del conjunto y las respectivas distancias del mismo a los tres ejes con centro en el plano de simetría del carro, según la figura 9:

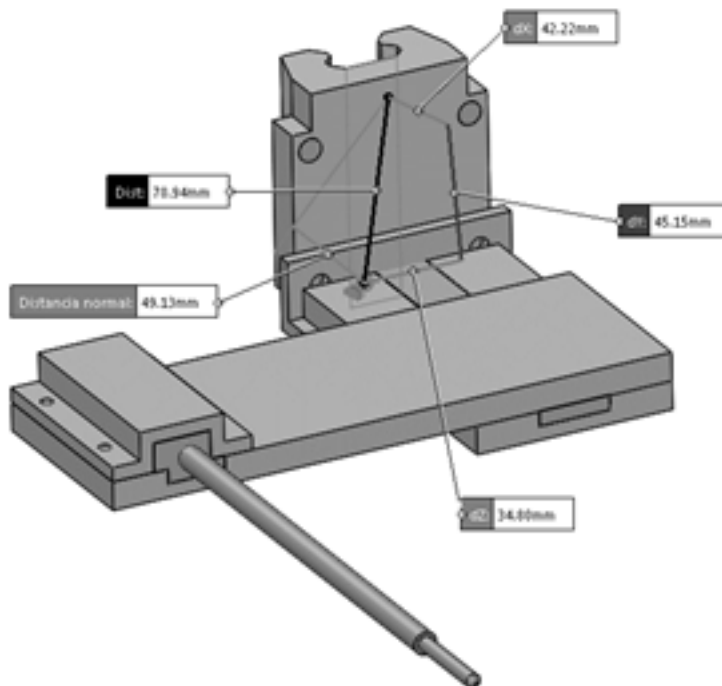


Figura 9: Cálculo del centro de masas del cabezal porta sondas.

Del modelo computacional se obtuvieron los siguientes valores:

Peso del conjunto = 1,7 (Kg) = 0.0167 (KN)

$M_r = 0$  (KN.mm)

$M_p = 0,62$  (KN.mm)

$M_y = 0,48$  (KN.mm)

#### Cálculo de deformaciones del eje z

El análisis mediante métodos FEM, de las deformaciones estáticas sobre el riel que forma el eje Z, arrojó la condición más restrictiva, tomando como carga de flexión máxima la obtenida del análisis CFD para la placa equivalente sometida a una corriente de aire de 23m/s. Con estos datos se estimó que el modelo de riel disponible comercialmente HIWIN HGW25CA es el más pequeño que genera una deflexión máxima menor a 1mm, para las condiciones de carga descriptas, cumpliendo por lo tanto con los requerimientos de diseño.

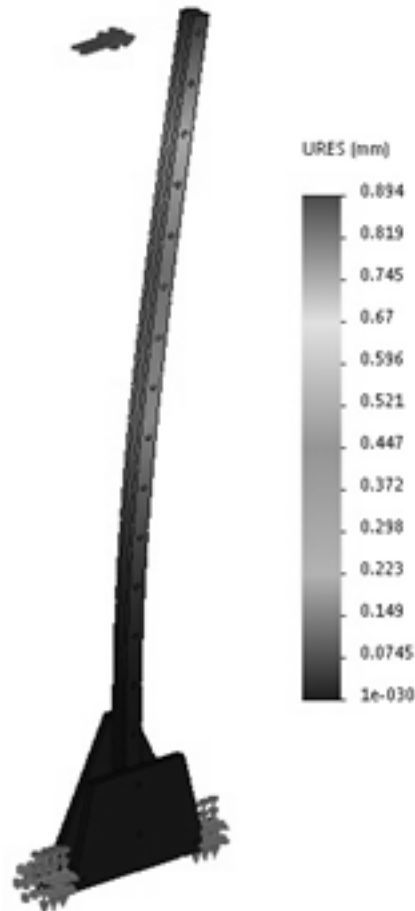


Figura 10: Análisis FEM de las deformaciones estáticas sobre el riel.

Cálculo de los factores de seguridad estáticos

$$F_{sl} = C_o/P = (36,49 \text{ KN})/0,0139 \text{ KN} = 2625$$

$$F_{sm} = M_{op}/M_p = (0,33 \text{ KN.m})/(0,00062 \text{ KN.m}) = 532$$

$$F_{sm} = M_{oy}/M_y = (0,33 \text{ KN.m})/(0,00048 \text{ KN.m}) = 687$$

Como se observa los factores de seguridad son sumamente conservadores para las cargas presentes.

Cálculo de la vida útil



Para calcular la vida útil del carro de bolillas recirculantes, se utilizaran las siguientes expresiones dadas por el fabricante:

$$L = \left( \frac{f_h f_t C}{f_w P_c} \right)^3 50 Km \quad (\text{vida en Km}) \quad (3)$$

$$Lh = \left( \frac{L}{V_e} \frac{10}{60} \right)^3 \quad (\text{vida en horas}) \quad (4)$$

Definición de los factores ambientales:

Carga estática admisible ( $C_o$ )=36,49KN

Carga de trabajo ( $P$ )=0,0139KN

Factor de dureza para 60HRC ( $f_H$ ) = 1

Factor de Vibración ( $f_w$ )= 2

Factor de temperatura ( $f_t$ )= 1

Velocidad del carro ( $V_e$ )=0.3 m/min

$L = 1,1 \cdot 10^{11}$  Km

$Lh = 6,3 \cdot 10^{12}$  horas

De los resultados anteriores se desprende que la duración de los rodamientos del carro de bolillas recirculantes HIWIN HGW25CA es a vida infinita.

Tureca de bolillas recirculantes

El conjunto porta sonda va montado sobre el carro de bolillas recirculantes, que es movido mediante una tureca de bolillas recirculantes (Figura 11) adosada al primero mediante una brida, la cual es accionada por el giro del tornillo sinfín con un paso de 4mm:



Figura 11: tureca de bolillas recirculantes y tornillo sinfín

El motor paso a paso que acciona el tornillo sinfín, se seleccionó en base a las especificaciones del sistema con un error de posicionamiento inferior a 1 mm, para lo cual los factores que lo definen son el ángulo de paso del motor y el paso del tornillo sinfín. Para la selección del motor según el torque necesario, el cual es el resultante del torque generado por la fricción en el tornillo, proporcional a la carga y el torque generado por las aceleraciones función de los momentos de inercia del sistema.

El modelo Hiwin RSB-12-4B1 (Figura 12) fue seleccionado según disponibilidad comercial, a continuación se calculara la vida útil en base a las cargas aplicadas, según especificaciones del fabricante:

Vida útil expresada en revoluciones:

$$L = \left(\frac{C}{Fa}\right)^3 10^6 \quad (5)$$

Vida útil expresada en horas:

$$Lh = \frac{L}{nav \cdot 60} \quad (6)$$

Carga dinámica admisible (C) = 344 (Kg)

Carga de trabajo (Fa) = 1,7 (Kg)

Velocidad promedio de giro (nav) = 100(rpm)

L = 8,3\*10<sup>12</sup> revoluciones

Lh = 1,3\*10<sup>9</sup> horas



De los resultados anteriores se desprende que la duración de la tureca de bolillas recirculantes modelo Hiwin RSB-12-4B1 es a vida infinita.

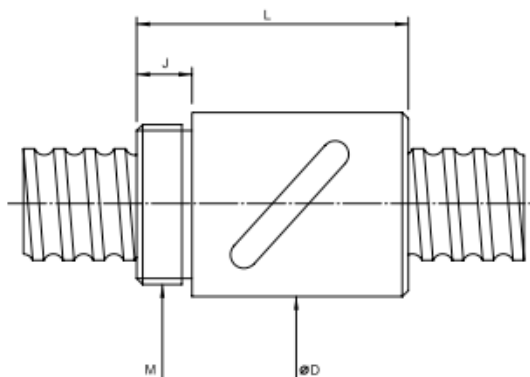


Figura 12: Catálogo de Hiwin RSB-12-4B1

## DIMENSIONAMIENTO DE LOS MOTORES

### Motor del eje vertical Z

Para obtener el torque total que debe mover el motor, el cual estará compuesto por la suma de los torques de fricción dependiente de la carga, y torque de aceleración según la ec. (7), que se desprende del diagrama de cuerpo libre (Figura 13), partiendo de los siguientes datos conocidos:

Paso del tornillo(h)	= 0,4cm
Eficiencia $\eta$	= 0,9
Coef. del rodamiento ( $r_b \mu_b$ )	= 0,015cm
Prestress ( $F_{pre}$ )	= 13N
Peso de la parte móvil (G)	= 100N
Coef. Fricción $\mu$	= 0,18
Ángulo del tornillo con la vertical ( $\alpha$ )	= 90grad
Diámetro del tronillo (d)	= 1,2cm
Longitud del tornillo (L)	= 100cm
Relación de transmisión (i)	= 1

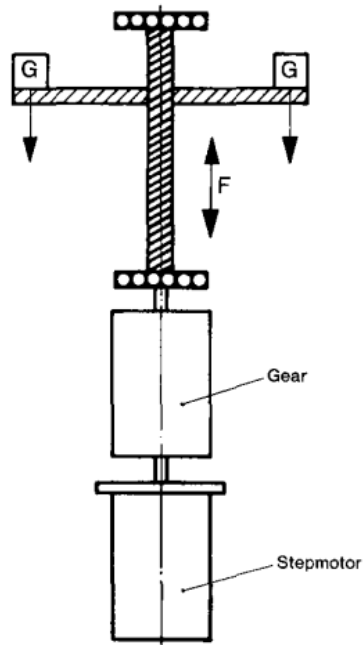


Figura 13: Diagrama de cuerpo libre del eje Z

$$M_{\text{motor}} = M_{\text{load}} + M_{\text{accel}} \quad (7)$$

$$M_{\text{load}} = \frac{F}{i} \left( \frac{h}{2\pi\eta} + \frac{rb}{\mu b} \right) \quad (8)$$

$$F = F_{\text{pre}} + G(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (9)$$

Donde:

F=Fuerza total en la tuerca(N)

h=paso del tornillo (cm)

rb=radio del tronillo.

$\mu b$ =coeficiente de fricción.

$F_{\text{pre}}$ =Fuerza de precarga.

i=Relación de reducción  $n_{\text{motor}}/n_{\text{tornillo}}$

Con estos datos de entrada el primer paso es calcular el torque debido a la carga según la ec.(8).

La fuerza total aplicada en la tuerca será según la ec.(9). Posteriormente se calculara el torque debido a aceleración según ec.(10).

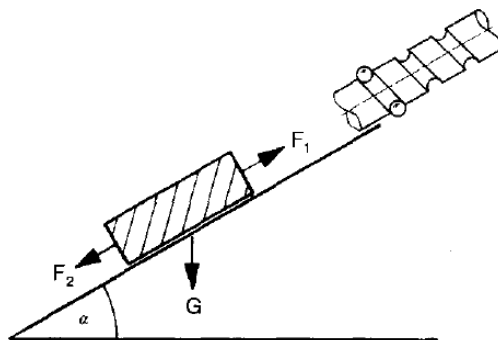


Figura 14: Diagrama de cuerpo libre resultante fuerza sobre la tuerca (F)

$$M_{acc} = J_{tot} \times \left( \frac{f \cdot 2\pi\alpha}{t_a \cdot 360 \cdot 10^3} \right) \quad (10)$$

Donde:

$M_{acc}$  = Torque de aceleración.

$J_{tot}$  = Momento de inercia total de las masas rotativas.

$\alpha$  = Ángulo de paso del motor.

$f$  = frecuencia de operación del motor.

$t_a$  = Tiempo para aceleración lineal.

Para esto es necesario primero calcular los momentos de inercia (MI) de las masas roto-traslatorias:

$$MI \text{ tornillo } (J_{rot}) = 7,72 \cdot 10^{-4} d^4 L \text{ (Kg.cm}^2\text{)} \quad (11)$$

$$MI \text{ translatorio } (J_{trans}) = G/100 (h/2\pi)^2 \text{ (Kg.cm}^2\text{)} \quad (12)$$

$$MI \text{ externo } (J_{ext}) = J_{rot} + J_{trans} \text{ (kg.cm}^2\text{)} \quad (13)$$

$$MI \text{ motor } (J_{motor}) = 0,035 \text{ (kg.cm}^2\text{)} \quad (14)$$

$$MI \text{ total } (J_{total}) = J_{ext} + J_{motor} \text{ (kg.cm}^2\text{)} \quad (14)$$

Características del motor

Frecuencia máxima de operación ( $f$ ) = 10 (KHz)

Ángulo de paso (stepang) = 1.8(deg)

Tiempo para acel.lineal ( $t_a$ ) = 0.1(seg)

Velocidad máxima de traslación ( $v$ ) = 1(cm/seg)

Estos cálculos arrojaron los siguientes resultados:

Fuerza sobre la tuerca ( $F$ ) (ec9) = 113 (N)

MI total ( $J_{total}$ ) (ec14) = 0,2 (kg.cm<sup>2</sup>)



Torque de la carga (Mload) (ec8) = 9,7 (N.cm)  
 Torque debido a aceleración (Maccel) (ec.10) = 3,1 (N.cm)  
 Torque total (Mmotor) (ec.7) = 12,8 (N.cm)

### Motor del eje vertical Y

Los datos de entrada para este eje son los siguientes:

Paso del tornillo(h) = 0,4cm  
 Eficiencia ( $\eta$ ) = 0,9  
 Coef. del rodamiento ( $r_{b\mu b}$ )= 0,015cm  
 Prestress (Fpre) = 13N  
 Peso de la parte móvil (G) = 100N  
 Coef. Fricción ( $\mu$ )= 0,18  
 Ángulo del tornillo con la vertical( $\alpha$ )=0°  
 Diámetro del tronillo (d) = 1,2cm  
 Longitud del tornillo (L) = 100cm  
 Relación de transmisión (i) = 1

Con estos datos de entrada el primer paso es calcular el torque debido a la carga según la ec.(8).

La fuerza total aplicada en la tuerca será según ec.(15):

$$F = \mu G + F_{pre} \quad (15)$$

Donde:

G=peso del cabezal porta sonda.

$\mu$ =coeficiente de fricción.

$F_{pre}$ =Fuerza de precarga.

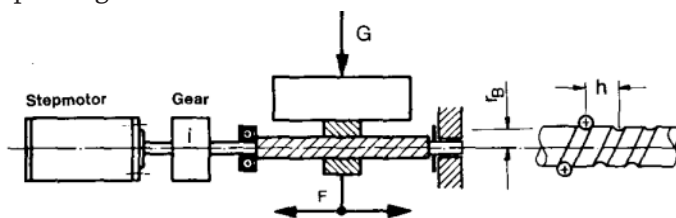


Figura 15: Diagrama de cuerpo libre del eje Y

Luego se calculara el torque debido a aceleración según ec.(10). Para ésto es necesario primero calcular los momentos de inercia (MI) de las masas roto-traslatorias, según las ecuaciones, (11), (12), (13) y (14), siendo el momento de inercia del motor ( $J_{motor}$ )= 0.035(kg. cm<sup>2</sup>), estos cálculos arrojaron los siguientes resultados:

Fuerza sobre la tuerca (F) (ec15) = 18 (N)  
MI total (Jtotal) (ec14) = 0,2 (kg.cm<sup>2</sup>)  
Torque de la carga (Mload) (ec8) = 1,5 (N.cm)  
Torque debido a aceleración (Maccel) (ec.10) = 6,3 (N.cm)  
Torque total (Mmotor) (ec7) = 7,8 (N.cm)

Del resultado de estos cálculos se seleccionó el motor de la marca Fulling, modelo FL42STH47-1206B (Figura 16).

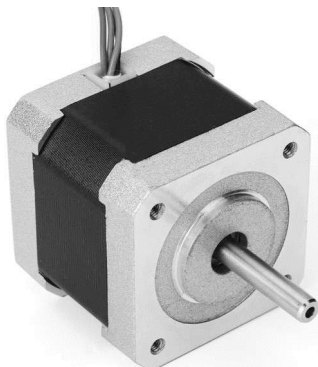


Figura 16: Motor paso a paso marca Fulling, modelo FL42STH47-1206B

## CONFIGURACIÓN DEL EJE Y

Para satisfacer el diseño de este grado de libertad, se optó por rieles lineales del tipo SBR, el cual consiste en un eje cilíndrico de acero de alta dureza sobre el cual se deslizan carros con insertos de rodamientos abiertos tipo U de bolillas recirculantes, sus características de diseño hacen que soporten las cargas normales y transversales al carro, pero no puede tomar los momentos producidos por los mismos, por lo que se deben montar en configuración de rieles dobles, de esta forma se obtiene un conjunto de gran estabilidad que permite deslizar grandes pesos con muy baja resistencia.



Figura 17: Riel y carro con rodamiento SBR16

Se utilizan 4 carros SBR16 para montar el sistema sobre una placa base, la cual soporta al grado de libertad Z, y permite la translación del conjunto sobre el eje Y, permitiendo el barrido perpendicular al eje del túnel de viento. El accionamiento de este sistema, al igual que el caso anterior, es mediante tornillo sinfín y tuerca de bolillas recirculantes. Para seleccionar el motor paso a paso necesario para accionar este grado de libertad, se calcularon los torques generados por la fricción en el tornillo, proporcional a la carga y los generados por las aceleraciones función de los momentos de inercia del sistema, en base a las características del desplazamiento transversal.

El peso total de la plataforma que soporta el eje Z es de 18.5Kg, pero debido a la geometría del diseño los dos carros frontales SBR16 soportaran casi todo este peso, por lo tanto cada uno cargará 9.25Kg, siendo esto el caso más crítico, a partir del cual se calculará la vida útil de sus rodamientos, previa verificación de la capacidad de carga mínima requerida según la ecuación 16.

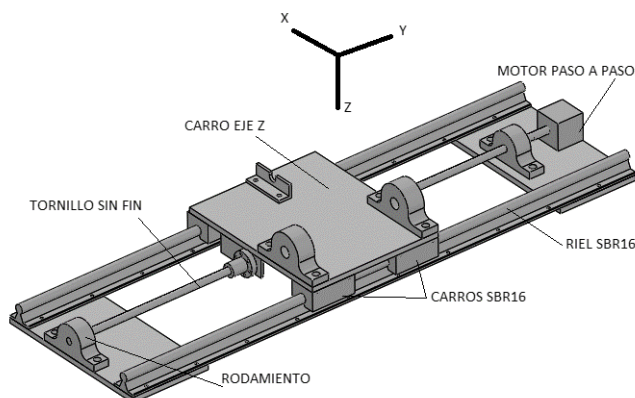


Figura 18: Configuración del eje Y

$$C_{req} = \frac{F_m}{f_h \cdot f_t \cdot f_s \cdot f_l} \quad (16)$$

Donde:

$C_{req}$  = Capacidad de carga dinámica requerida.

$F_m$  = Carga dinámica equivalente

$f_h$  = factor de dureza para ejes.

$f_t$  = factor de temperatura.

$f_s$  = factor para carrera corta

$f_l$  = Factor de duración de vida.

Estos factores se obtuvieron de las siguientes curvas:

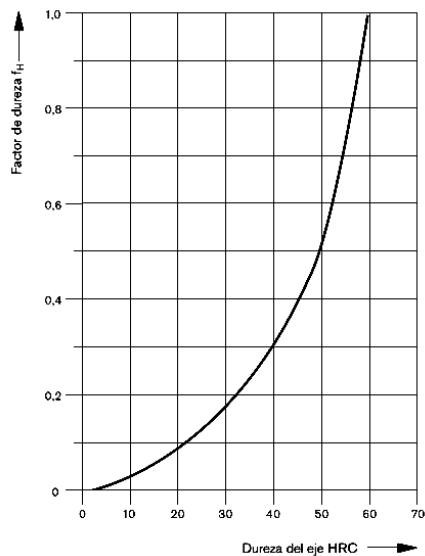


Figura 19: Factor de dureza  $F_h$

Temp.(°C)	100	125	150	175	200
$F_t$	1	0,92	0,85	0,77	0,70

Tabla 1: Factor de temperatura  $F_t$

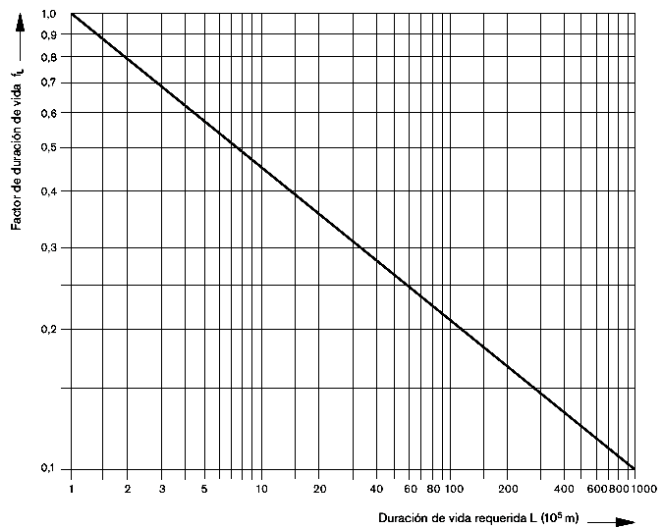


Figura 20: Factor de vida  $F_L$

Obteniendo los siguientes valores para estos factores:  
 Carga dinámica equivalente ( $F_m$ )= 92,5 N

Factor de dureza para dureza de ejes 60HRC (fH) =1

Factor de temperatura (ft)= 1

Factor para carrera corta (fs) = 1

Factor de duración de vida (fl)=1

Con estos factores aplicados en la ecuación 16, la Capacidad de carga dinámica requerida es:

$$C_{req} = 92,5N$$

Con este resultado se puede seleccionar un rodamiento cuya Capacidad de carga estática (Co) sea igual o superior al resultado obtenido anteriormente; para ésto se seleccionara del catálogo del fabricante y según disponibilidad comercial el rodamiento SBR16, el cual posee un factor de seguridad de 5,7 veces la carga de trabajo.

Cálculo de la vida útil

Mediante las siguientes expresiones se calculará la vida útil de los rodamientos según los esfuerzos a los que se verán sometidos.

$$L = \left( \frac{C}{F_m} \right) * (f_h. f_t. f_s. f_l) * 10^6 \quad (17)$$

$$L_h = \left( \frac{L}{2.s.ns.60} \right) \quad (18)$$

Donde:

L=duración de vida nominal en metros.

Lh= duración de vida nominal en horas.

C=Capacidad de carga dinámica.

S=longitud de carrera.

Ns=frecuencia de ciclo, siendo 1 ciclo igual a 2carreras.

Tomando los siguientes datos:

C=1020 N (de catalogo)

Longitud de carrera(ancho del túnel) (m) = 1,2 (m)

Frecuencia de ciclo (1ciclo = 2 carreras)(s) = 8(min-1)

Según las ecuaciones 17 y 18, los resultados son:

$$L = 1,34 \times 10^{11} \text{ m}$$

$$L_h = 1,1 \times 10^8 \text{ h}$$

De los resultados anteriores se desprende que la duración de los rodamientos SBR16 es a vida infinita.

## CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS

Este proyecto ha sido ejecutado de acuerdo a esta memoria de diseño, parte constituyente del PID AMUTNHA0003610, obteniéndose el sistema traveser en todo su rango de funcionamiento. Los puntos a tener en cuenta para futuros desarrollos son:

- 1) Un sistema de indexado que retroalimente al sistema de control de los motores paso a paso, la posición de la sonda en ambos ejes en todo momento y con precisión.
- 2) Con el sistema de punto 1) modificar el software de control para permitir el posicionamiento automático del cabezal, mediante el ingreso de las coordenadas en la pc.
- 3) Un quinto grado de libertad constituido por un brazo extensor motorizado por un sistema pivotante e indexado que permita por un lado la extensión de la zona de barrido de la sonda y por otro la alineación con los ejes de referencia necesarios.
- 4) La motorización y automatización de los grados de libertad constituidos por el eje x, eje longitudinal del túnel de viento y tita el ángulo que forma el eje z con el x.

## REFERENCIAS

Bardakas et Al., (2014) 350-356 "Design and implementation of a three axis digitally controlled traverse system for flow surveys in a drying chamber", Research Paper, International Journal of Engineering & Technology, 3 (3)

Welsh, (2013) "Low Turbulence Wind Tunnel Design and Wind Turbine Wake Characterization", Thesis (Master of Science in Engineering), The University of Wisconsin-Milwaukee, USA.

Wexler, (2014) "Experimental Measurement And Computational Simulation Of The Flow In The Queen's University Low Speed Wind Tunnel", Thesis (Master of Applied Science), Queen's University Kingston, Ontario, Canada.