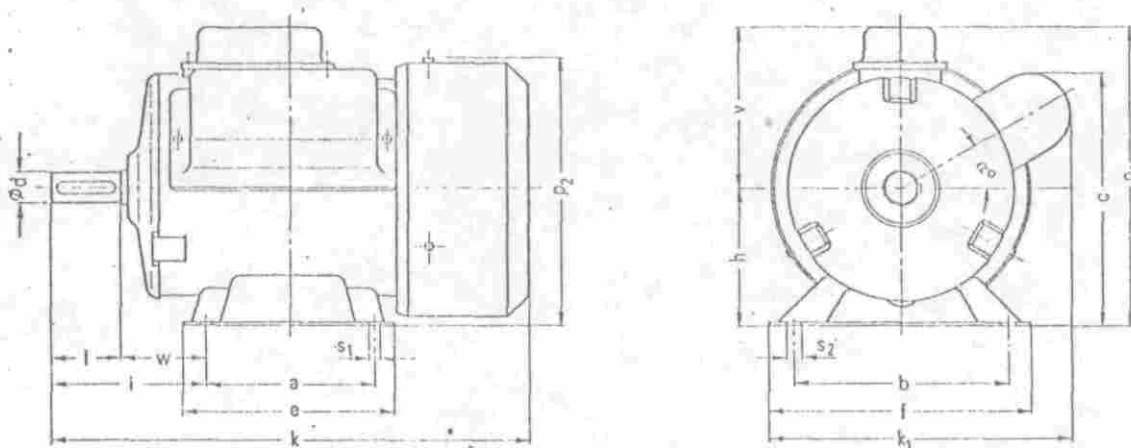


3.- DESCRIPCION DETALLADA DE LA PRACTICA DE BALANCEO

3.1. Motor

Para efectos demostrativos se utilizó un motor SIEMENS trifásico, tipo LA 3083, forma constructiva B 3 de 1.2 HP a 1700 r.p.m. Figura 12.



a	b	c	e	f	h	i	k	k_1	p_1	p_2	s_1	s_2	v	w	q	d	f	t	v
100	125	149	124	153	80	90	281	180	40	153	9	13	96	50	30	19	40	21,5	6

Fig. 12

Se colocan amortiguadores de caucho en el pedestal para que las vibraciones del motor no se transmitan a la mesa.

El acelerómetro 4343 se fija por medio de un imán a un ángulo firmemente pegado a la tapa del motor que soporta el rodamiento delantero (Fig. 13)

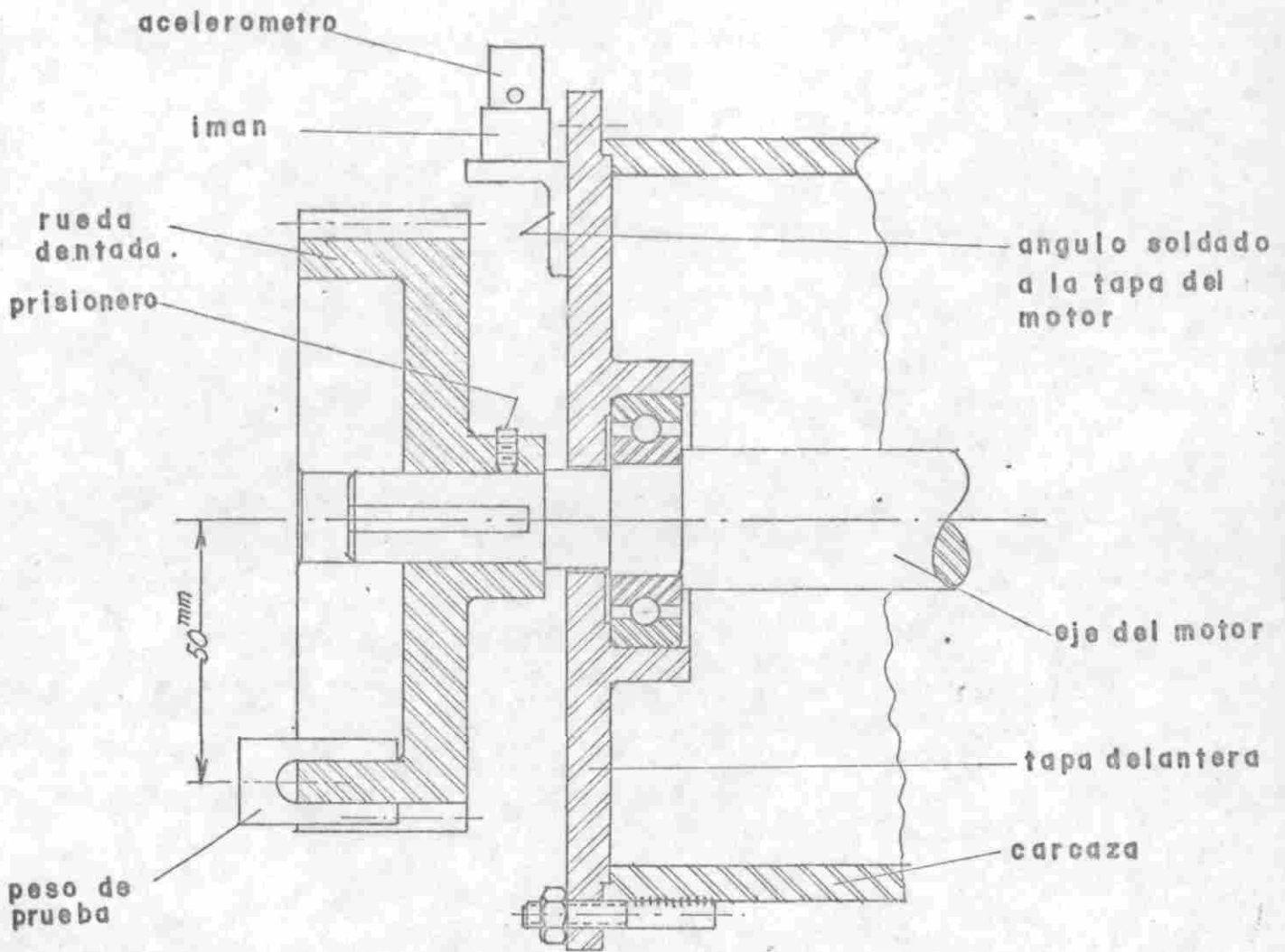


FIG 13

3.2. Rotor : En el eje del motor se fijó un engranaje por medio de un tornillo prisionero, tal como se ilustra en la fig.13. Con la presencia de este tornillo y sin la cuña, se presenta un desbalanceo que es el que tratamos de corregir.

3.3. Pesos de Compensación : Aprovechando los dientes del engranaje, se construyeron 3 pesos en forma de "U" para fijarse de una manera rápida y sencilla al rotor, como se ilustra en la figura 13. Las compensaciones tienen los siguientes pesos :

$P_1 = 4,6$ gramos — peso de prueba P
 $P_2 = 3,3$ gramos } pesos de balanceo P_b
 $P_3 = 2,4$ gramos }

3.4. Conecciones y Disposición :

El esquema general de conecciones se presentó en la figura 6. A continuación detallamos éstas para cada uno de los elementos.

3.4.1.

Medidor de vibraciones (2511) : Conección al acelerómetro según se ilustra en la fig.3 (Acelerómetro 4343 con sensibilidad de 10 PC/g)

(La parte posterior del medidor se ilustra en la figura 14, así como las conecciones respectivas).

Mediciones en desplazamiento (escala en mm - rango I) tomada en Pico a Pico con 1 S de máxima retención. Funcionamiento con baterías.

External Filter en posición IN

Recorder Output en DC lineal.

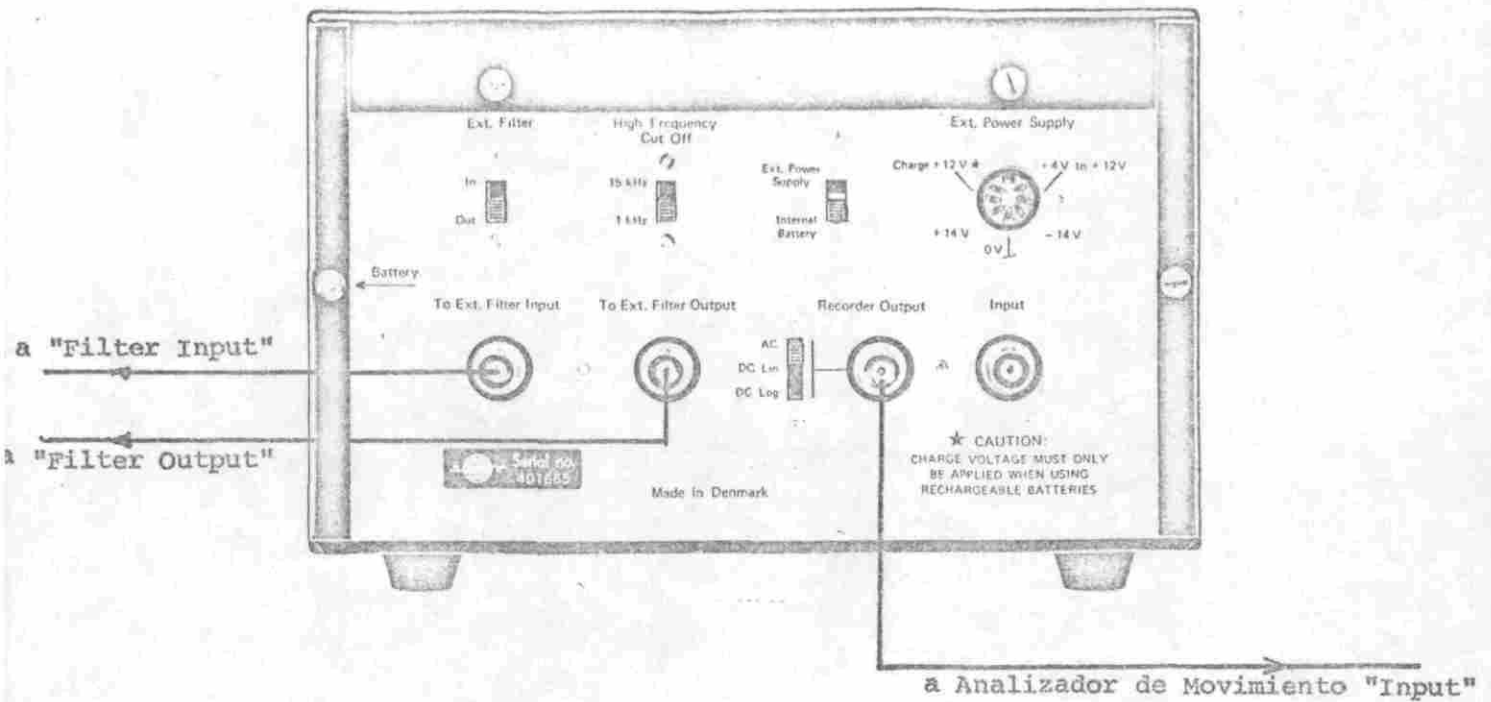


Fig. 14
Medidor de Vibraciones 2511
(Vista posterior)

3.4.2.

Filtro de banda Pasante 1621, Fig. 5 y 15

- Sincronización a la frecuencia de giro del motor : $1700 \text{ RPM}/60 = 28,33 \text{ HZ}$
- Rango de frecuencia 20 - 200
- Filtro en banda de 3 %
- Alimentación con baterías
- 1 V RMS (salida)

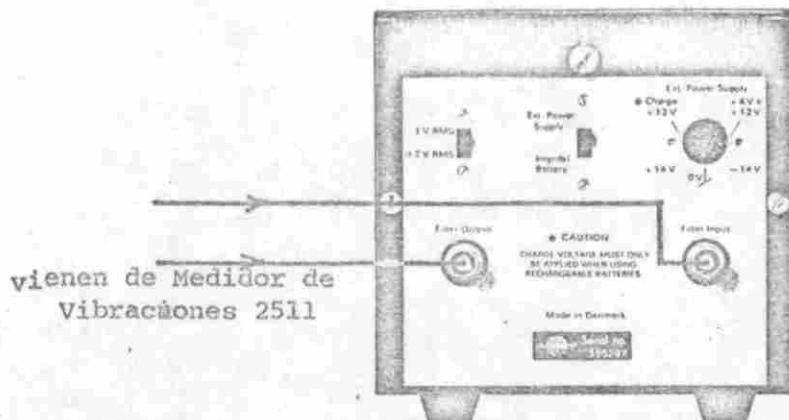


Fig. 15
Filtro de Banda Pasante 1621
(Vista Posterior)

3.4.3.

Analizador de Movimiento 4911 : Fig. 4 y 16

La señal de entrada proveniente del medidor de vibraciones, conectado al "input" según se ilustra en la figura 4.

El selector de funciones en la posición de Sincronización externa.

Alimentación del aparato a 110 V.

Salida para la lámpara estroboscópica desde el conector "Lam Output I".

a lámpara estroboscópica

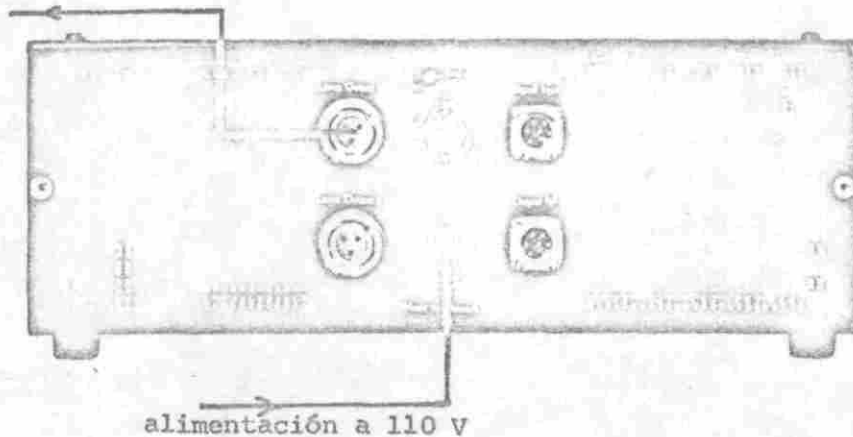


Fig. 16
Analizador de Movimiento 4911
(Vista posterior)

3.5. Diagramas Vectoriales : (Referirse al numeral 2.6)

Velocidad del Rotor = 1700 RPM (28,3 HZ)

Medidas de amplitud en base a desplazamiento(mm).

Medida del desbalanceo original : 0,24 mm a 140°

Medida con peso de prueba : 0,32 mm a 250°

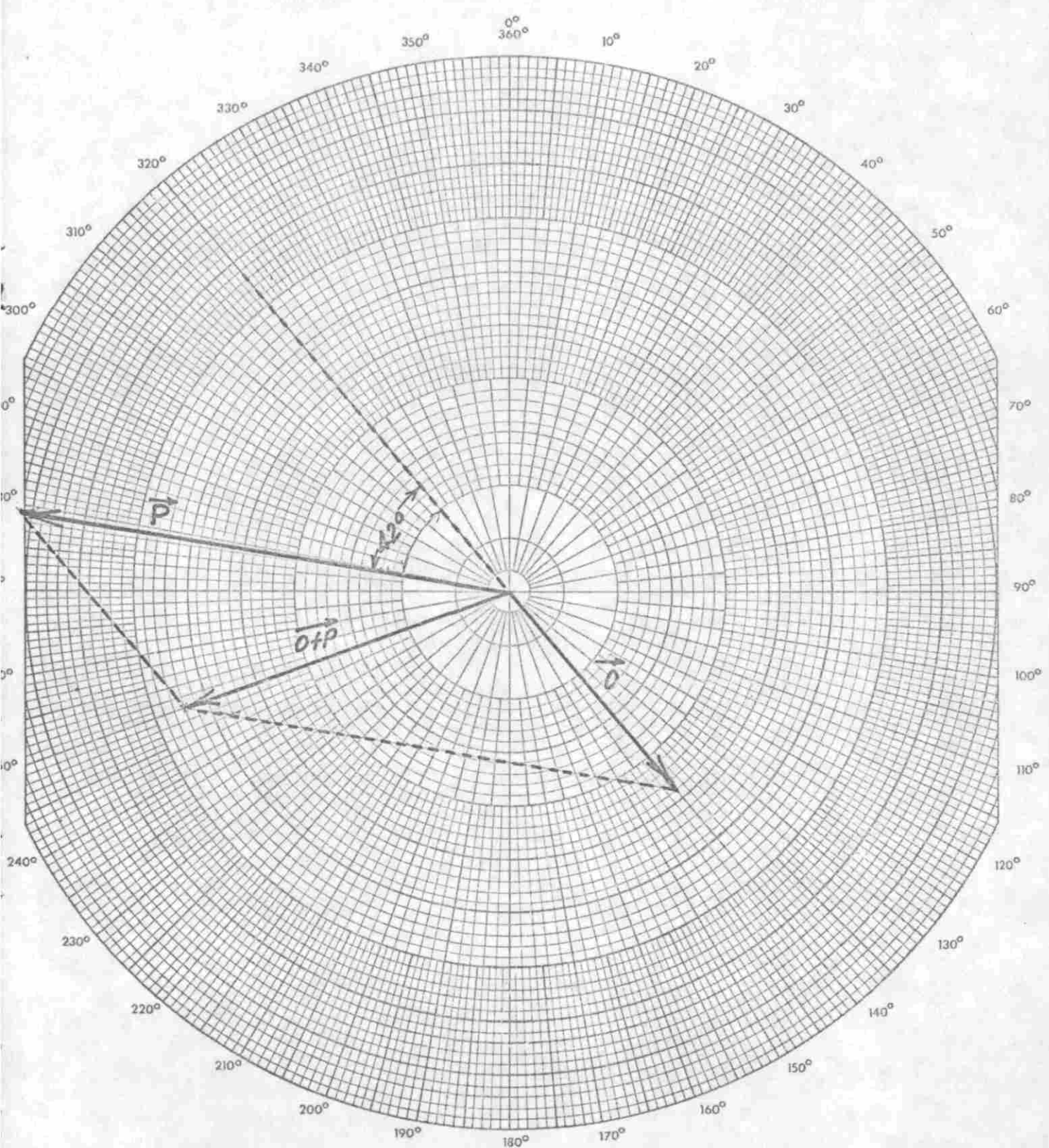
Peso de prueba : 4,65 gramos

Diagrama Vectorial :

\vec{O} = desbalanceo original : 0,24 a 140°

$\vec{O + P}$ = Desbalanceo + peso de prueba : 0,32 a 250°

DATE MARZO 1 / 78 MACHINE MOTOR SIEMENS 1700RPM
 OPERATOR EDGARD WOODCOCK PLANE(S) DELANTERO
 LOCATION LABORATORIO DE MEDICIONES PESO DE PRUEBA 4.65gramos



RESULTS $\vec{O} = 0,24 \text{ mm.m.} - 140^\circ$; $\vec{O+P} = 0,32 \text{ mm.m.} - 250^\circ$
 $\vec{P} = 0,46$; $\alpha = 42^\circ$

\vec{P} = desbalanceo del peso de prueba :

0,46 (del diagrama vectorial)

$$P_b = \frac{\text{Peso de prueba} \times \text{Longitud } \vec{O}}{\text{Longitud } \vec{P}} =$$

$$\frac{4,65 \times 0,24}{0,46} = 2,4 \text{ gramos}$$

Para contrarrestar el desbalanceo debe colocarse un peso de 2,4 gramos en una posición angular de 42° en contra de las agujas del reloj y referida a la posición donde se colocó el peso de prueba.

3.6. Resultados Obtenidos - Chequeo del desbalanceo residual :

Al colocarse el peso de balanceo de 2,4 gramos en la posición descrita en el numeral inmediatamente anterior, obtuvimos una amplitud de balanceo residual de 0,034 mm. Comparamos ahora este desbalanceo residual con el máximo permisible según las normas ISO presentadas en el numeral 2.7

Según la tabla de la fig. 11, los rotores de motores eléctricos normales pertenecen a una clasificación G - 6.3

Si nos referimos a la gráfica 10 podemos observar que para un rotor girando a 1700 rpm y para la clasificación G - 6.3, podemos permitir un desbalanceo de 20 onzas pulgada por cada libra de peso $\times 10^3$. El rotor pesa 7 lb., por lo tanto, el desbalanceo máximo permisible será :

$$\frac{20 \text{ x OZ - pulg.}}{1 \text{ lb x } 10^3} \text{ x } 7 \text{ lb.} = 0,14 \text{ OZ - pulg.}$$

Para convertir las unidades de amplitud de vibración a unidades de desbalanceo, hacemos el siguiente análisis.

Con un peso de prueba de 4,65 gramos colocado a un radio de 50 mm (= 233 gramos - mm \equiv 0.33 onzas-pulg) obtuvimos una amplitud de vibración de 0,46 mm., a qué desbalanceo corresponde una amplitud de 0,034 mm ?

Amplitud mm.	Desbalanceo onzas-pulg.	
0,46	0,33	X = $\frac{0,034 \text{ x } 0,33}{0,46} = 0,024 \text{ onzas-pulg}$
0,034	X	

Comparando este resultado con el máximo desbalanceo permisible, vemos que está dentro de los límites.

4.- BIBLIOGRAFIA

- 1) Application Notes : Static and Dynamic Balancing
Bruel & Kjaer por John Vaughan.
- 2) Application of Bruel & Kjaer Equipment to Mechanical
Vibration and Shock Measurements por Jens Trampe
Broch
Ing. Diplo. E.T.H. Junio de 1973
- 3) IRD MECHANALYSIS - AUDIO VISUAL CUSTOMER
TRAINING - INSTRUCCION MANUAL - Capítulo V
Correcting Vibration and Noise Problems 1975.