

**REPORTE FINAL DE RESIDENCIA PROFESIONAL**

**DISEÑO DE UN DISCO DE BALANCEO EN LINEA CON  
APLICACIÓN EN SISTEMAS ROTODINAMICOS**

CARLOS FRANCISCO GUZMAN CORREA

INSTITUTO TECNOLOGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

10270779

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACION Y  
DESARROLLO TECNOLOGICO

ASESOR EXTERNO: DR. JORGE COLIN OCAMPO

ASESOR INTERNO: ING. RUTILO MORALES ALVAREZ

4 DE DICIEMBRE DEL 2014

## INDICE

Índice de figuras	1
Índice de tablas	2
Introducción	3
1. Datos generales de la empresa	4
1.1 Nombre de la empresa y/o razón social	4
1.2 Domicilio de la empresa	4
1.3 Giro	5
1.4 Organigrama	6
2. Justificación del proyecto	7
3. Objetivo General	8
3.1 Objetivos específicos	8
4. Antecedentes	8
5. Marco teórico	10
5.1 Vibraciones	10
5.2 Movimiento armónico	10
5.2.1 Periodo	11
5.2.2 Frecuencia natural	11
5.3 Terminología de vibraciones	15
5.4 Balanceo de rotores	16
5.4.1 Conceptos de desbalance	16
5.4.2 Causas de desbalance	17
5.4.3 Rotor rígido y rotor flexible	18
5.5 Tipos de desbalance	18
5.5.1 Desbalance estático	19
5.5.2 Desbalance de par	19
5.5.3 Desbalance cuasi-estático	19
5.5.4 Desbalance dinámico	20
5.6 Tipos de balanceo	20
5.6.1 Balanceo estático	20
5.6.2 Balanceo dinámico por uno y dos planos	21
5.6.3 Balanceo por influencia	21
5.6.4 Balanceo en un plano	23
5.7 Palabras clave	25
5.7.1 Masa	25
5.7.2 Rigidez	25
5.7.3 Desalineamiento	26
5.7.4 Nudos	26
5.7.5 Maquinas rotativas	26
5.7.6 Velocidad critica	26

<b>5.7.7 Fase</b>	<b>27</b>
<b>5.7.8 Resonancia</b>	<b>28</b>
<b>5.8 Diagnóstico de fallas en la maquinaria rotatoria a partir del registro de la vibración</b>	<b>30</b>
<b>6 Disco de Balanceo Activo (D.B.A.)</b>	<b>32</b>
<b>7 Elementos electrónicos propuestos para el disco de balanceo</b>	<b>33</b>
<b>8 Mecanismos</b>	<b>36</b>
<b>8.1 Mecanismo Piñón-corona</b>	<b>36</b>
<b>8.2 Mecanismo tornillos sin fin</b>	<b>38</b>
<b>9 Diseño del disco activo (CAD)</b>	<b>39</b>
<b>9.1 Elementos del disco de balanceo</b>	<b>39</b>
<b>9.2 Ensamble del disco de balanceo</b>	<b>44</b>
<b>9.3 Ensamble D.B.A. con componentes electrónicos</b>	<b>46</b>
<b>10 Simulación del circuito en “Proteus”</b>	<b>50</b>
<b>11 Programación del circuito en arduino</b>	<b>52</b>
<b>12 Simulación en ADAMS</b>	<b>54</b>
<b>13 Conclusiones</b>	<b>59</b>
<b>Referencias bibliográficas</b>	<b>60</b>
<b>Anexo A</b>	<b>61</b>
<b>Anexo B</b>	<b>76</b>

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Vista satelital de la ubicación de CENIDET	4
Figura 2. Mapa de localización del CENIDET	5
Figura 3. Organigrama del CENIDET	6
Figura 4. Esquema de rotor y el D.B.A.	7
Figura 5. Movimiento armónico	11
Figura 6. Representación de una vibración a diferentes frecuencias	12
Figura 7. Movimiento armónico como proyección de un punto que se mueve en una Circunferencia.	12
Figura 8. Desfasamiento de dos vibraciones	13
Figura 9. Representación gráfica del desplazamiento, velocidad y aceleración	14
Figura 10. Representación vectorial (desplazamiento, velocidad, aceleración)	14
Figura 11. Desbalance	16
Figura 12. Desbalance estático	19
Figura 13. Desbalance de par	19
Figura 14. Desbalance cuasi-estático	19
Figura 15. Balanceo estático	20
Figura 16. Peso de corrección	20
Figura 17. Vista transversal del rotor	22
Figura 18. Frecuencia natural en función de la rigidez y la masa	25
Figura 19. Desplazamiento de la fase	27
Figura 20. Fase del rotor	28
Figura 21. Frecuencia critica de una flecha o resonancia	29
Figura 22. Rotor asimétrico	32
Figura 23. Piñón-Corona	36
Figura 24. DCL engrane recto	37
Figura 25. Tornillo sin fin	38
Figura 26. Tornillo con la transportadora	38
Figura 27. Ensamble D.B.A	44
Figura 28. Vista de sección D.B.A	44
Figura 29. Vista de sección isométrica	45
Figura 30. Vista lateral de sección	45
Figura 31. Vista isométrica del disco con los componentes electrónicos	48
Figura 32. Vista de sección frontal con elementos electrónicos	48
Figura 33. Circuito del D.B.A.	51
Figura 34. Circuito del D.B.A encendido	51

<b>Figura 35. Programación en arduino parte 1</b>	<b>52</b>
<b>Figura 36. Programación con arduino parte 2</b>	<b>53</b>
<b>Figura 37. Vista frontal con las condiciones de uniones</b>	<b>54</b>
<b>Figura 38. Vista isométrica de las uniones de los elementos</b>	<b>55</b>
<b>Figura 39. Vista interior de los motores y los torques correspondientes</b>	<b>55</b>
<b>Figura 40. Posición angular de la masa inercial.</b>	<b>57</b>
<b>Figura 41. Posición lineal de la masa inercial</b>	<b>57</b>
<b>Figura 42. Velocidad Angular de la masa inercial</b>	<b>58</b>
<b>Figura 43. Velocidad lineal de la masa inercial</b>	<b>58</b>

## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1. Corrección de desbalance en función de L/D</b>	<b>23</b>
<b>Tabla 2. Elementos electrónicos</b>	<b>35</b>
<b>Tabla 3. Datos de engranes</b>	<b>36</b>
<b>Tabla 4. Elementos del D.B.A</b>	<b>43</b>
<b>Tabla 5. Dibujos de piezas electrónicas en el disco</b>	<b>47</b>

## INTRODUCCIÓN

En este trabajo se presenta el diseño en CAD de un disco de balanceo activo en línea para aplicaciones en sistemas rotodinámicos. En las primeras secciones presentamos algunos antecedentes y/o trabajos referentes al tema del proyecto.

Además se da información básica que son parte del marco teórico como ecuaciones, definiciones, conceptos, palabras claves como; vibraciones, frecuencia, rotor, desbalance, etc.

Posteriormente se muestran las partes y detalles de los componentes del disco realizados en SolidWorks y también los elementos electrónicos propuestos como son; Arduino Nano, módulo de Bluetooth, las baterías entre otros. Se muestran dos ensambles, el primero contiene únicamente elementos mecánicos y en el segundo ensamble se le agregan los elementos electrónicos.

Continuamos con las simulaciones que se le realizaron al diseño, encontramos velocidades y aceleración con el software Adams y una simulación del circuito y los componentes electrónicos en el software "PROTEUS 8 PROFESSIONAL" conociendo voltajes y amperajes teóricos del circuito.

Y en las últimas partes del trabajo se dan las conclusiones, referencias bibliográficas y los anexos donde se presentan los planos del diseño, además de la hoja de datos de los componentes electrónicos.

## DATOS GENERALES DE LA EMPRESA

### Nombre de la empresa y/o razón social

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET).

Es una institución que contribuye de manera importante al desarrollo tecnológico y a la formación de recursos humanos de alto nivel en las áreas de posgrado como son Ingeniería Mecánica, Ingeniería en Ciencias Computacionales e Ingeniería en Electrónica. Además de ser reconocido y estar muy bien posicionado dentro del Sistema Nacional de Educación Superior Tecnológica.

### Domicilio de la empresa

El Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) se encuentra en la siguiente dirección: Interior Internado Palmira s/n, Col. Palmira, C.P. 62490, Cuernavaca, Morelos. Algunos sitios de referencia útiles para llegar al CENIDET son los siguientes:

- A un lado del Instituto de Investigaciones Eléctricas. - Cerca de la terminal Guacamayas de la Ruta 1 de autobuses colectivos. – A un lado del Internado Palmira. El teléfono del CENIDET es el 01(777) 362-7770 con 10 líneas, para el fax marcar 01(777) 362-7795.

### Croquis de la localización

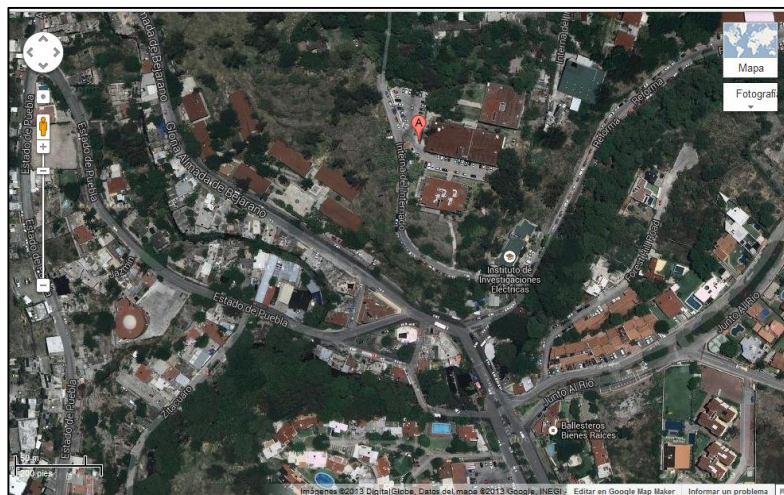


Figura 1. Vista satelital de la ubicación del CENIDET.

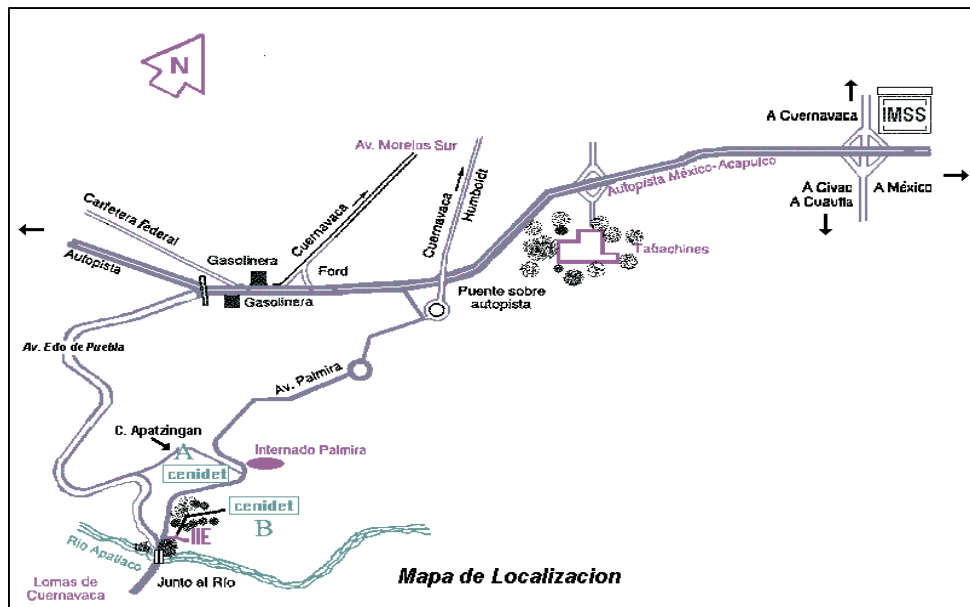


Figura 2. Mapa de localización del CENIDET.

## Giro

El CENIDET ofrece sus programas de posgrado, para egresados de licenciaturas afines que estén interesados en prepararse para la investigación aplicada y el desarrollo tecnológico. Estos programas están estructurados para que el alumno adquiera conocimientos y habilidades que le permitan participarse con éxito en campos como:

- Industria de base tecnológica
- Instituciones de investigación o desarrollo tecnológico
- Escuelas para la formación de ingenieros

El Centro ofrece la posibilidad de realizar trabajos de investigación en convenio con otras instituciones como el Instituto de Investigaciones Eléctricas y el Centro de Investigación en Energía de la UNAM; existen además convenios con importantes universidades e institutos extranjeros, como la Universidad de Oviedo de España, la Universidad de Concepción de Chile, la Universidad Politécnica de Madrid, la Universidad Federal de Santa Catarina en Brasil, el Instituto Politécnico de Virginia y la Universidad de Texas A&M.



## Organigrama

En la figura 3 se muestra el organigrama del Cenidet, se puede observar tres bloques principales y corresponden a las áreas de Planeación y Vinculación, Académica y Servicios Administrativos todos ellos comandados por el Director del Centro.

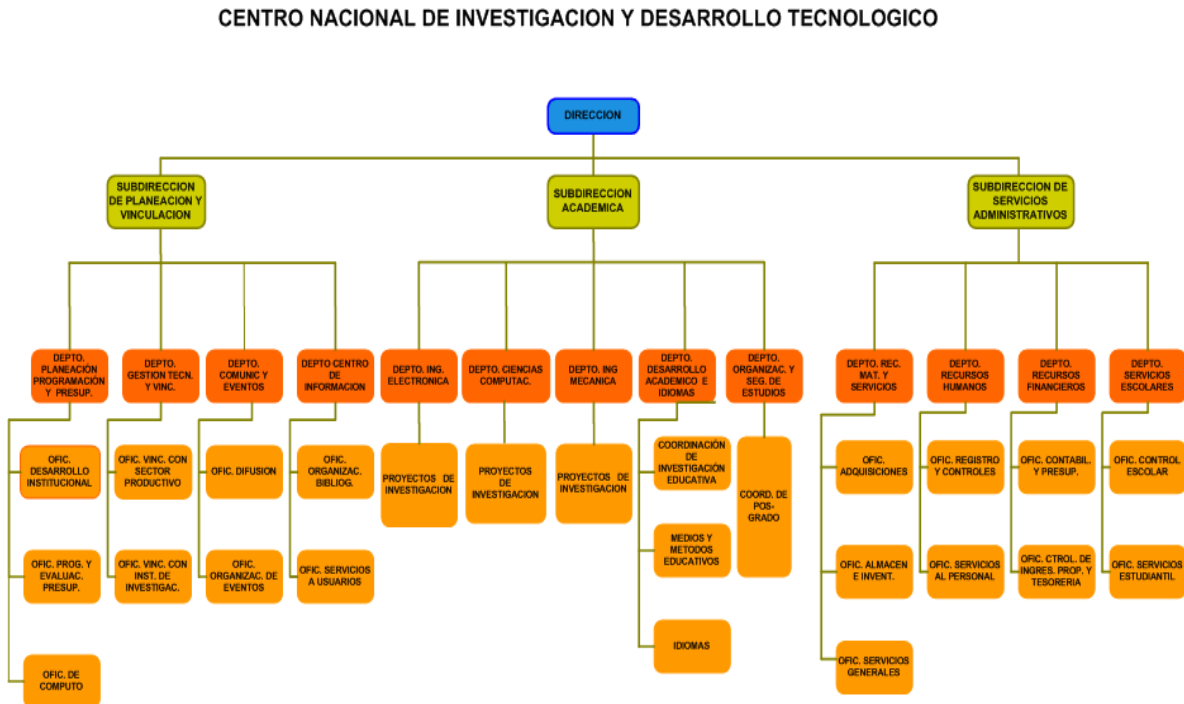


Figura 3. Organigrama del CENIDET.

## JUSTIFICACION DEL PROYECTO

La maquinaria rotatoria tiene numerosas aplicaciones industriales, tales como, compresores, turbinas, turbogeneradores, bombas, maquinas herramientas, etc. Las fuentes comunes que generan vibraciones en la maquinaria rotatoria son principalmente el desbalance y fenómenos de resonancia, las cuales constituyen del 80% al 90% de los problemas de vibraciones. El desbalance ocurre cuando el eje principal de inercia no coincide con el eje geométrico del sistema, provocando vibraciones que generan fuerzas indeseables que son transmitidas principalmente a los soportes o chumaceras. Por otra parte, la resonancia se presenta cuando una frecuencia natural del sistema se iguala con la frecuencia de excitación, en esta condición ocurren las máximas amplitudes de vibración. En la actualidad, se requiere operar la maquinaria rotatoria a velocidades cada vez más altas, es decir, por arriba de una o varias de sus velocidades críticas, por lo que surge la necesidad de balancear estas máquinas para evitar catástrofes o que se dañen los componentes fuerzas que se generan por las vibraciones excesivas.

El control activo se ha convertido en un área de gran interés en maquinaria rotatoria y su implementación proporciona numerosas ventajas para la atenuación de amplitudes de vibración. En el control activo, se utilizan dispositivos para aplicar fuerzas de control, los cuales son retroalimentados y/o pre-alimentados de información de los estados del sistema obtenida mediante sensores. Con la finalidad de atenuar y controlar las vibraciones de sistemas mecánicos rotatorios, se han propuesto diversos métodos o dispositivos pasivos y activos, por lo que en este proyecto, se propone el diseño de un Disco de Balanceo Activo (D.B.A.) que se montara en un rotor experimental con el objetivo de balancear el rotor en línea mediante una masa de balanceo la cual se colocará en una posición angular y radial determinada en el disco.

En la figura 4 se muestra un esquema general del disco de balanceo activo montado en un rotor experimental tipo Jeffcott, aquí la masa de balanceo  $m_l$  y la distancia radial  $r_l$  son parámetros de diseño del disco y dependerá del tamaño y peso de la maquina rotatoria a equilibrar, de manera que con estos parámetros se puedan generar las fuerzas centrífugas que permitan contrarrestar las fuerza generada por la masa de desbalance del sistema principal.

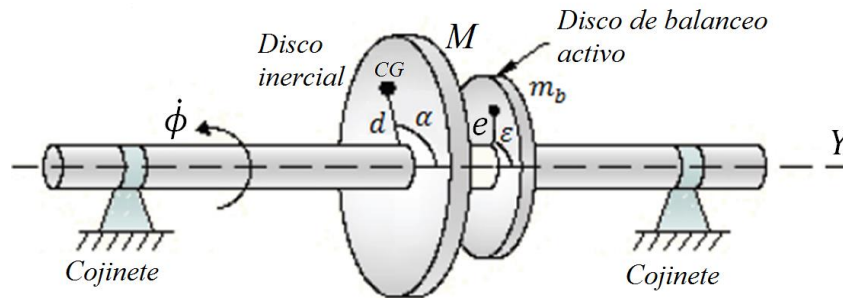


Figura 4. Esquema del rotor y el Disco de balanceo Activo

## OBJETIVO GENERAL

Diseñar un disco de balanceo activo que contenga una masa de balanceo que pueda colocar en una posición radial y angular determinada dentro del disco.

### Objetivos específicos

- Diseñar un mecanismo para lograr las posiciones angulares y radiales de forma independiente.
- Verificar y analizar los movimientos e interferencias existentes en el mecanismo propuesto.
- Simular la conexión de los componentes electrónicos para evitar posibles cortos circuitos.

## ANTECEDENTES

En la siguiente sección se muestran algunos trabajos relacionados con el proyecto desarrollado.

1. **Blanco O. A., Beltrán C. F., Favela C. A. and Silva N. G. 2008.** “ACTIVE DISK FOR AUTOMATIC BALANCING OF ROTOR-BEARING SYTEMS”.

En este trabajo se aborda el problema de la cancelación activa de vibraciones mecánicas en los sistemas de rotor y los rodamientos. Se

propone el uso de un disco activo para equilibrar activamente un rotor por medio de la localización de una masa de balanceo en una posición adecuada. Se proponen dos controladores no lineales con una compensación integral para poner la masa de balanceo en una posición específica. La identificación algebraica se utiliza para la estimación de la excentricidad en línea, ya que el funcionamiento del disco de balanceo activo se basa en el conocimiento de la excentricidad. Además, se propone un control de velocidad, diseñado para llevar la velocidad del rotor a un punto operativo deseado sobre la primera velocidad crítica. Se incluyen algunas simulaciones numéricas para ilustrar el comportamiento dinámico del sistema considerando un sistema de bucle cerrado.

2. **Blanco O. A., Beltrán C. F., Silva N. G. and Méndez A. H. 2010.** “CONTROL DE VIBRACION EN MAQUINARIA ROTATORIA”

En este artículo se presenta una revisión de los trabajos de investigación que se han realizado en el área de balanceo y control activo de vibraciones en maquinaria rotatoria. Además, se presentan dos propuestas de solución para el control de la vibración en el sistema rotodinámico. La primera propuesta consiste en el uso de un cojinete móvil para modificar la longitud del rotor, y como consecuencia modificar la frecuencia natural y así evitar las grandes amplitudes que ocurren en la resonancia. La segunda propuesta consiste en montar un disco de balanceo activo sobre el rotor, el cual contiene una masa de balanceo que puede ubicarse en cualquier posición radial y angular dentro del disco para atenuar las vibraciones causadas por el desbalance original. Puesto que ambas estrategias de control activo requieren información de la excentricidad del rotor, el método de identificación algebraica es utilizado para la estimación en línea de la excentricidad.

3. **Merax M. M. y Majewski T. 2007.** “BALANCEO AUTOMÁTICO EN UN PLANO PARA UN ROTOR EXPERIMENTAL”.

Este artículo muestra un esquema de un sistema acoplado que cuenta con un rotor experimental y un sistema de autobalance que en su interior cuenta con una o dos bolas de balanceo y éstas se colocarán de tal manera que compensarán el desbalance del rotor desbalanceado. Este estudio

propone un análisis del comportamiento del rotor por medio de los ángulos de Euler y de ecuaciones diferenciales representativas. El sistema de autobalance se analiza por medio de Lagrange, se encuentran sus ecuaciones de movimiento y se acoplan para conformar un sistema de ecuaciones diferenciales generalizado. Posterior se somete a simulación el sistema de ecuaciones global y se verifica la posibilidad de balancear el rotor, se manufacturó un prototipo con fines demostrativos y se realizaron varias corridas, comprobando experimentalmente la efectividad del balanceo.

## MARCO TEORICO

### Vibraciones

El estudio de las vibraciones se refiere a los movimientos oscilatorios de los cuerpos y a las fuerzas asociadas con ellos.

Dado que los cuerpos poseen masa y elasticidad, son capaces de vibrar. La mayoría de las máquinas y estructuras experimentan efectos vibratorios y su diseño requiere de la consideración de su comportamiento oscilatorio.

En general los efectos de las vibraciones son perjudiciales para el buen funcionamiento de una máquina o de un elemento en particular de la misma, por lo que resulta muy importante mantener niveles de vibración relativamente bajos para un funcionamiento favorable.

Existen dos clases generales de vibraciones:

- Vibración libre.
- Vibración forzada.

La vibración libre ocurre cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al sistema mismo (no existen fuerzas externas). La frecuencia de oscilación de este tipo de sistemas se conoce como frecuencia natural, la cual depende de la rigidez y la distribución de la masa del sistema.

La vibración forzada tiene lugar bajo la excitación de fuerzas externas. Los sistemas sujetos a éste tipo de vibración, vibrarán a la frecuencia de excitación. Si

ésta coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se produce una situación de resonancia y ocurren oscilaciones peligrosamente grandes.

### Movimiento armónico

Movimiento oscilatorio que puede repetirse a sí mismo regularmente. Si el movimiento se repite exactamente después de transcurrido un cierto tiempo, se trata de una vibración periódica. El movimiento periódico se puede representar mediante la siguiente ecuación:

$$X = X_0 \text{ Sen } (\omega t) \quad (1)$$

Donde:

$X_0$  = Amplitud máxima de la oscilación (cm, pul, etc.).

$\omega$  = Frecuencia angular (rad/s).

$t$  = Tiempo (s).

En la figura 5 se muestra el comportamiento vibratorio en el tiempo de un sistema masa resorte. Este se simula utilizando la ecuación (1).

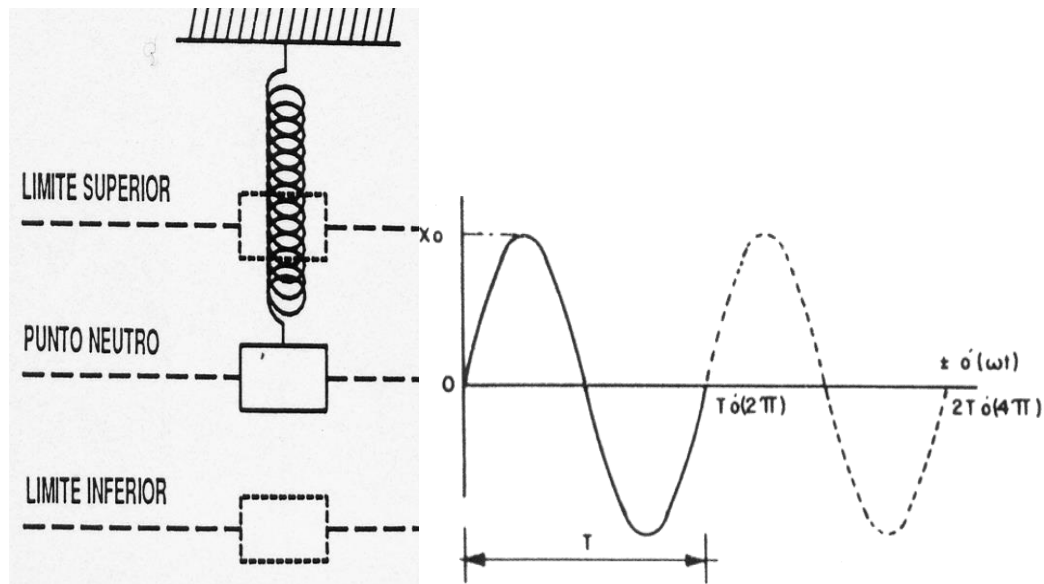


Figura 5. Movimiento armónico

Otra manera de representar el comportamiento de un sistema vibratorio, es mediante un radio vector girando a una velocidad angular  $\omega$ , la proyección vertical del radio vector genera un movimiento armónico simple como el que se observa en la figura 6, donde la amplitud máxima de vibración se representa por el parámetro  $A$ .

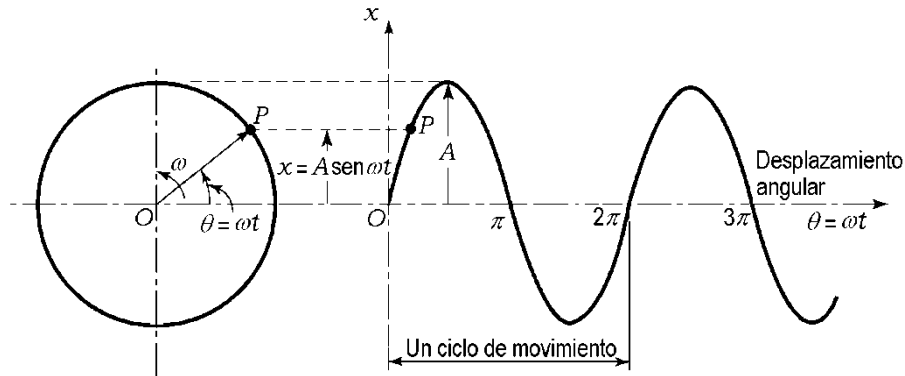


Figura 6. Movimiento armónico como proyección de un radio vector con velocidad angular.

Por otra parte, se tiene que la vibración de un sistema se puede medir como desplazamiento, velocidad o aceleración. Tomando como referencia la ecuación (1) que representa el desplazamiento del sistema vibratorio y si esta se deriva con respecto al tiempo, se obtiene la velocidad, si la velocidad se deriva nuevamente con respecto al tiempo se obtiene la aceleración, esto se muestra en las ecuaciones (2) y (3) respectivamente.

$$\frac{dX}{dt} = \dot{X} = \omega X_0 \cos \omega t \quad (2)$$

$$\frac{d\dot{X}}{dt} = \ddot{X} = -\omega^2 X_0 \cos \omega t \quad (3)$$

Si se grafican las ecuaciones (1), (2) y (3) se obtiene la figura 7, donde se observa el comportamiento de cada parámetro de vibración. En la figura 7, la curva en color azul corresponde al desplazamiento, mientras que la curva en color rojo a la velocidad y la curva en color verde a la aceleración. Aquí, se puede observar que la velocidad y la aceleración preceden al desplazamiento en  $90^\circ$  y  $180^\circ$  respectivamente. Por tanto la velocidad siempre se adelanta  $90^\circ$  con respecto al

desplazamiento, mientras que la aceleración se adelanta  $90^\circ$  con respecto a la velocidad o  $180^\circ$  con respecto al desplazamiento.

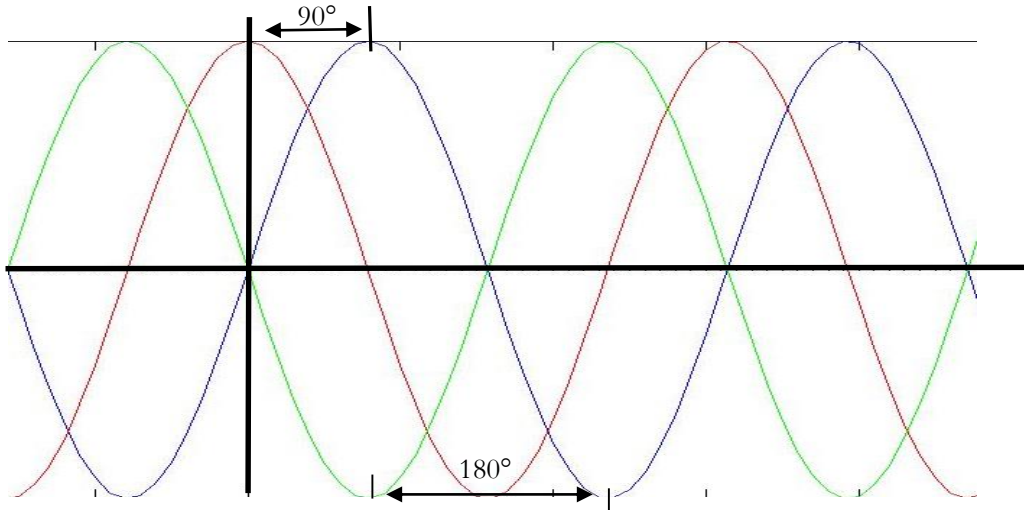


Figura 7. Representación gráfica del desplazamiento, velocidad y aceleración,

En forma vectorial el comportamiento de la figura 7, se puede representar como se muestra en la figura 8.

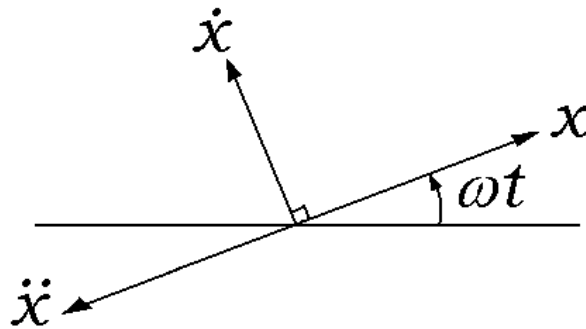


Figura 8. Representación vectorial (desplazamiento, velocidad, aceleración)

## Periodo

Es el mínimo lapso que separa dos instantes en los que el sistema se encuentra exactamente en el mismo estado: mismas posiciones, mismas velocidades, mismas amplitudes. Así, el periodo de oscilación de una onda es el tiempo empleado por la misma en completar una longitud de onda. En términos breves es el tiempo que dura un ciclo de la onda en volver a comenzar. El periodo se puede representar mediante la siguiente expresión:



$$T = \frac{1}{f} \quad (4)$$

Donde  $f = \frac{\omega}{2\pi}$

$f$  = frecuencia (Hz).

El periodo se considera una función de la frecuencia, donde la relación que existe entre uno y otro es inversamente proporcional, por tanto:

$$f = \frac{1}{T} \quad (5)$$

En la figura 9 se muestra dos señales de vibración con diferente frecuencia y por consecuencia diferente periodo. En la gráfica (b) se presenta una vibración del doble de frecuencia que la vibración correspondiente a la gráfica (a), de acuerdo con la ecuación (5), el periodo de la vibración de la gráfica (a) es del doble al correspondiente a la gráfica (b).

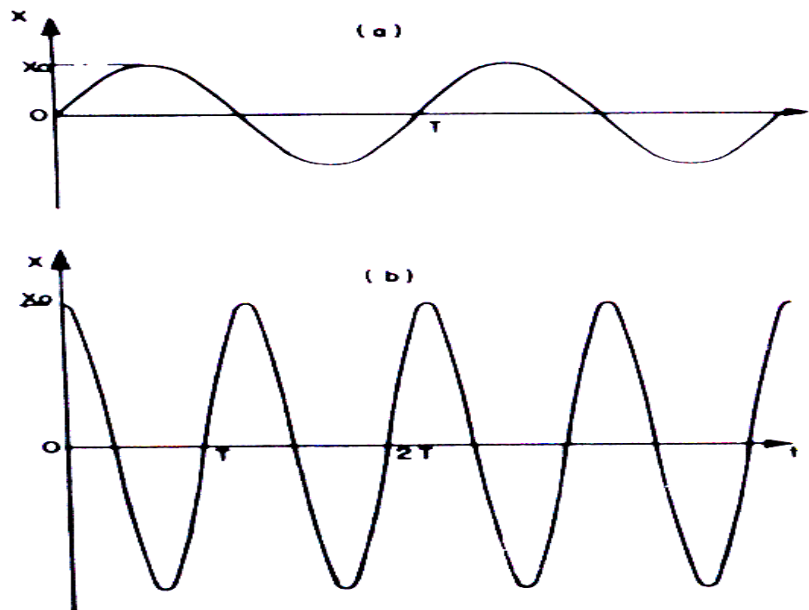


Figura 9. Representación de una vibración a diferentes frecuencias.

### Frecuencia natural

La frecuencia natural de un sistema, es la frecuencia a la que un sistema mecánico continúa vibrando una vez que se ha quitado la señal de excitación. La frecuencia natural depende principalmente de la rigidez  $k$  y de la masa  $m$  del sistema. Esta puede calcularse como:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

En la figura 10 se muestra el comportamiento de la frecuencia natural en función de la masa y la rigidez, se puede apreciar que conforme se aumenta la rigidez en el sistema, la frecuencia natural se incrementa, asimismo, conforme se aumenta masa al sistema la frecuencia natural disminuye.

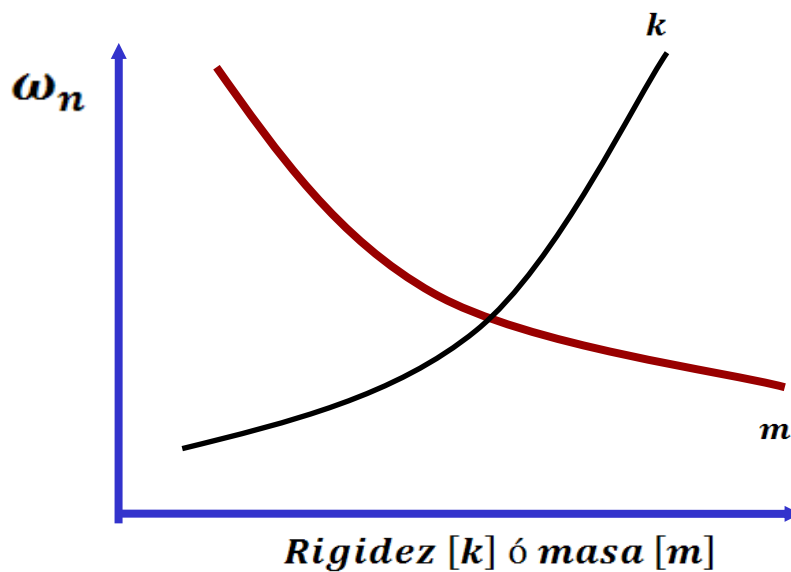


Figura 10. Frecuencia natural en función de la masa y la rigidez.

## Conceptos de desbalance

El *desbalance* es la causa más común de vibración. A menudo se define sencillamente como una distribución desigual del peso de un rotor alrededor de su centro de rotación; esto es, la condición donde el centro de masas del rotor no coincide con su eje de rotación. Según la Organización Internacional de Normalización, el *desbalance* es la condición que existe en un rotor cuando una fuerza o movimiento vibratorio es impartido a sus rodamientos como resultado de las fuerzas centrífugas.

La cantidad de la fuerza creada por el desbalance dependerá de la velocidad de rotación y la cantidad del desbalance. En la figura 11, se representa un sistema rotodinámico que tiene un desbalance representado por un punto pesado ( $W$ ) ubicado a una distancia radial ( $R$ ) con respecto a la línea central.

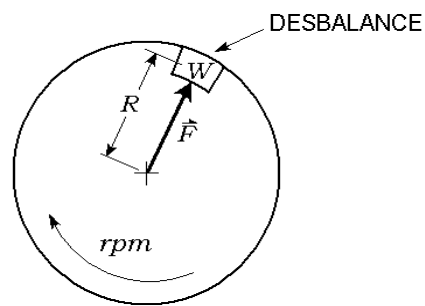


Figura 11. Desbalance en sistema rotodinámico.

Tomando en cuenta el peso de desbalance, el radio y la velocidad de rotación de la máquina, podemos determinar la fuerza del desbalance a partir de las siguientes expresiones:

Sistema inglés:

$$F = 1.77WR(\text{rpm}/1000)^2 \quad (7)$$

donde  $F$  = fuerza en lb.  
 $W$  = peso en onzas.  
 $R$  = radio en pulgadas.

Sistema métrico:

$$F = 0.01WR(\text{rpm}/1000)^2 \quad (8)$$

donde  $F$  = fuerza en  $kg_f$ .

$W$  = peso en  $g_f$ .

$R$  = radio en  $cm$ .

De las ecuaciones (7) y (8) se puede observar que un peso de desbalance muy pequeño puede crear fuerzas de excitación de magnitud muy grandes, ya que éstas son directamente proporcional al cuadrado de la velocidad, de ahí la necesidad de balancear el sistema.

Entre las causas más comunes que pueden generar desbalance en un sistema, se tiene:

- a).- Tolerancias de manufactura
- b).- Distorsión durante la operación
- c).- Falta de homogeneidad del material
- d).- Incapacidad para controlar la simetría en el ensamble

### **Rotor rígido y rotor flexible**

Que un rotor sea clasificado como rígido o flexible depende de la relación entre la velocidad de rotación ( $rpm$ ) y su frecuencia natural. Cuando la frecuencia natural de algún rotor es igual a la velocidad de rotación se verifica un estado de resonancia. A la velocidad de rotación a la cual el rotor entra en resonancia se le conoce como “velocidad crítica”.

Cuando las vibraciones originadas por la deformación elástica del rotor son despreciables comparadas con las vibraciones del rotor como cuerpo rígido, el rotor se denomina “rotor rígido”.

Como una regla general se considera que si la velocidad de rotación tiene una frecuencia inferior al 70% de su frecuencia natural, el rotor puede ser considerado como rígido.

Cuando un rotor funciona por arriba del 70% de su velocidad crítica es posible que se venza o flexione debido a las fuerzas de desbalance, y se le define como “rotor flexible”.

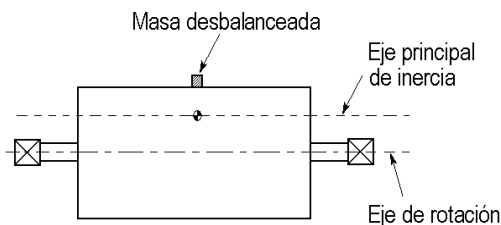
### **Tipos de desbalance.**

La norma ISO 1925 clasifica el desbalance según la distribución de masas en:

- a).- Estático
- b).- De par
- c).- Cuasi-estático
- d).- Dinámico

#### *Desbalance estático*

En este caso el eje principal de inercia es paralelo al eje de rotación, de acuerdo con la figura 12:



*Figura 12. Desbalance estático*

#### *Desbalance de par*

En este caso el eje principal de inercia intersecta al eje de rotación en el centro de gravedad del rotor, tal y como se muestra en la figura 13:

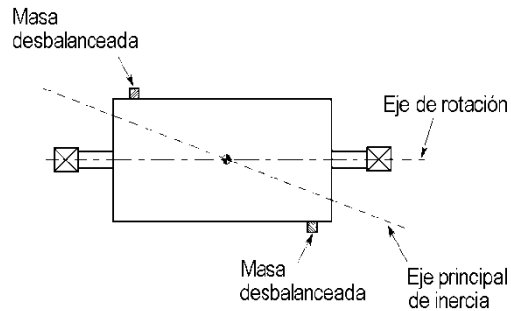


Figura 13. Desbalance de par

### *Desbalance cuasi-estático*

En este caso el eje principal de inercia intersecta al eje de rotación en un punto distinto al centro de gravedad del rotor. Esto se puede observar en la figura 14:

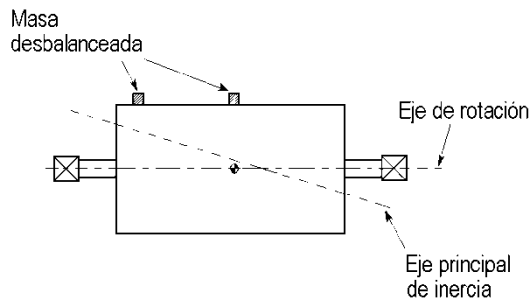


Figura 14. Desbalance cuasi-estático

### *Desbalance dinámico*

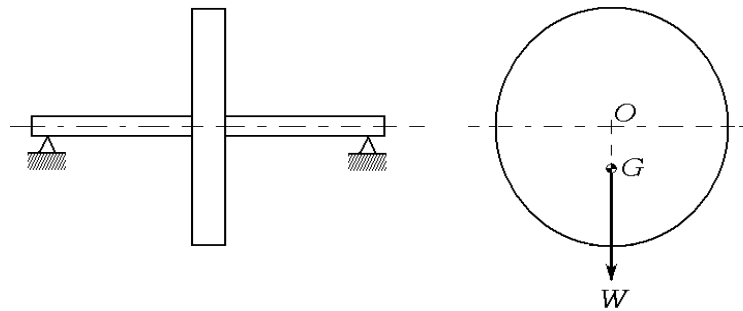
El desbalance dinámico es el tipo más común de estado de desbalance, y es definido sencillamente como un caso en el cual el eje central principal y el árbol no se intersectan ni están alineados paralelamente el uno con el otro.

## Tipos de balanceo

### *Balanceo estático*

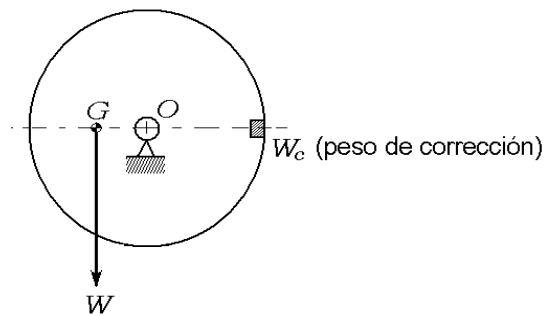
En este tipo de balanceo, las masas de balanceo son aplicadas en un solo plano tangente al eje del rotor. Se aplica en rotores cuyo largo es mucho menor que el diámetro. Ejemplos: volantes, ventiladores, engranajes, etc.

Este tipo de balanceo se realiza sin hacer girar el rotor, colocándolo simplemente sobre dos rieles paralelos, observando como la fuerza de gravedad hace que el lado más pesado de la pieza se coloque hacia la parte inferior, tal y como se observa en la figura 15:



*Figura 15. Balanceo estático*

Para llevar a cabo este tipo de balanceo, se giran  $90^\circ$  hasta que el punto pesado coincida con la horizontal, como se muestra en la figura 16. A continuación se agrega peso por tanteos en el punto opuesto de la parte pesada, hasta que el sistema quede en equilibrio.



*Figura 16. Peso de corrección*

### ***Balanceo dinámico en uno y dos planos***

El objetivo del balanceo dinámico es medir el par que genera el desequilibrio y agregar un nuevo par en la dirección opuesta y de la misma magnitud. Este nuevo par se introduce mediante la adición de masas en dos planos de corrección preseleccionados, o bien, mediante la eliminación de masas (haciendo perforaciones) en cualquiera de los dos planos o en ambos.

#### *Balanceo por coeficientes de influencia*

Cuando una máquina se encuentra vibrando por desbalance de masas, el balanceo consiste en la localización del sitio donde se encuentra el centro de las masas de desbalance del rotor, tanto en el sentido axial como en el radial.

Un método importante usado para corregir las fallas mencionadas anteriormente es el “*método de los operadores Q*” o balanceo por coeficientes de influencia, y es aplicable tanto a los rotores rígidos como a los flexibles en uno o varios planos.

Cuando se aplica en uno o dos planos, la solución matemática es relativamente simple; sin embargo al ir incrementando el número de planos, los cálculos matemáticos se hacen más complicados, por lo que es necesario el uso de computadoras.

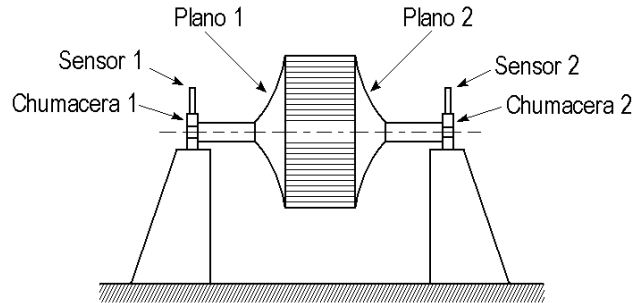
Las convenciones que se adoptan para aplicar el balanceo por coeficientes de influencia son:

- a) Se eligen los planos de balanceo en la maquinaria, planos donde se pueden introducir y fijar las masas de corrección, se designan como: *Plano 1, Plano 2, ..., Plano n*
- b) Las chumaceras situadas lo más cercano a los planos considerados, se designan a su vez por: *Chumacera 1, Chumacera 2, ..., Chumacera n* respectivamente.



- c) Los sensores que registrarán las vibraciones del sistema, se denotan por: *Sensor 1*, *Sensor 2*,..., *Sensor n* respectivamente.

De acuerdo con lo anterior, si tenemos una máquina como la que se ilustra en la figura 17, en la cual se coloca una masa de corrección en el *Plano 1* y se llega a corregir la vibración detectada tanto en el *Sensor 1* como en el *Sensor 2*, entonces el problema es en un plano. Si por el contrario la masa colocada en el *Plano 1*, no resulta suficiente para contrarrestar la vibración detectada en el *Sensor 2* y las masas colocadas en el *Plano 2* no resulta suficiente para contrarrestar la vibración detectada en el *Sensor 1*, entonces el problema ahora es en dos planos.



*Figura 17. Esquema de un rotor industrial.*

En la tabla 1 se muestra otro criterio para la selección de balanceo en un plano, dos planos, o planos múltiples, esto de acuerdo con la relación longitud ( $L$ )/diámetro ( $D$ ) y la velocidad de rotación del sistema (rpm).

*Tabla 1. Criterios para la corrección de desbalance en función de  $L/D$*

	Relación $L/D$ (excluyendo el eje)	Corrección del desbalance		
		En un plano	En dos planos	En planos múltiples
	Menos de 0.5	De 0 a 1000 rpm	Por arriba de 1000 rpm*	No corresponde
	Más de 0.5 pero menos de 2	De 0 a 150 rpm	Entre 150 y 2000 rpm* o por arriba del 70% de la 1a velocidad crítica	Por arriba de 2000 rpm* o por arriba del 70% de la 1a velocidad crítica
	Más de 2	De 0 a 100 rpm	Por arriba de 100 rpm* hasta el 70% de la 1a velocidad crítica	Por arriba del 70% de la 1a velocidad crítica

\*rpm = velocidad de funcionamiento

En general los procedimientos de balanceo se basan en la suposición de que la respuesta al desbalance es de tipo lineal. Por otra parte, el método de coeficientes de influencia consiste en determinar un operador  $Q$  el cual permite saber la posición angular  $\phi_p$  y la cantidad de masa  $W_p$  necesaria para contrarrestar el efecto de la masa del desbalance del rotor. En la siguiente sección solo se describe el método de balanceo por coeficientes de influencia a velocidad constante en un plano.

### *Balanceo en un plano*

Supongamos que se tiene perfectamente determinado el vector de desbalance, esto es, conocemos su magnitud y su ángulo de fase. A este vector lo designaremos por  $V_0$ , y representa la reacción que está provocando la masa excéntrica del rotor.

El procedimiento consiste en colocar una masa conocida (peso de prueba  $W_p$ ) al rotor en cualquier posición  $\phi_p$  del plano considerado, se determina la influencia del peso colocado en el sistema a velocidad constante y se determina la localización de la masa excéntrica original y así poder contrarrestar su efecto.

Una vez colocada la masa de prueba  $W_p$  se pone en marcha el rotor a la misma velocidad de giro a la cual se obtuvo  $V_0$ , se mide nuevamente la vibración del sistema, por lo que ahora se tiene un nuevo vector  $V_1$ , donde este vector tiene como componentes la vibración generada por el desbalance original ( $V_0$ ) y la vibración generada por la masa de prueba ( $V_E$ ) es decir  $V_1 = V_0 + V_E$ . De lo anterior se puede observar que lo que se busca es que el vector  $V_E$  que es el vector efecto a causa de la masa de prueba sea igual al vector  $V_0$  pero en sentido contrario para poder balancear el sistema, por lo tanto, la expresión matemática de corrección será  $(V_1 - V_0) Q = -V_0$ , donde  $Q$  es un operador que corrige en posición y en magnitud la masa de prueba introducida para obtener  $-V_0$  como vector efecto. Por tanto, el operador  $Q$  se puede calcular como:

$$Q = \frac{-V_0}{V_1 - V_0} \quad (9)$$

Hay que hacer notar que el operador  $Q$  es un número complejo, es decir tiene magnitud y argumento. La magnitud significa la cantidad en que se debe modificar la masa que se colocó de prueba, mientras que el argumento indica el ángulo al que hay que mover la masa con relación a su posición original.

La masa de corrección  $W_c$  se determina multiplicando la magnitud del operador  $Q$  por el valor de la masa de prueba  $W_p$ , mientras que la posición angular para balancear el sistema se obtiene al sumar el ángulo  $\phi_q$  del operador  $Q$  con el ángulo  $\phi_p$  de la masa de prueba  $W_p$ . Esto es:

$$W_c = QW_p(\phi_p + \phi_q) \quad (10)$$

en donde  $\phi_p$  = posición angular de la masa de prueba  $W_p$ .  
 $\phi_q$  = ángulo de  $Q$ .

### **Diagnóstico de fallas en la maquinaria rotatoria a partir del registro de la vibración.**

La finalidad de un diagnóstico en máquinas rotatorias es la de establecer las causas de la vibración del sistema. De acuerdo con lo anterior, la información que se obtiene por medio de sensores se compara con mediciones de referencia o con características de fenómenos vibratorios conocidos.

Algunas fallas que pueden detectarse mediante un análisis de vibraciones son:

- a).- Ausencia de lubricación.
- b).- Ejes flexionados.
- c).- Alabes rotos.
- d).- Daño o desalineamiento de transmisiones flexibles.
- e).- Cojinetes dañados o desgastados.
- f).- Excentricidad.
- g).- Corrosión por frotamiento.

- h).- Montaje incorrecto.
- i).- Componentes inseguros.
- J).- Aflojamiento mecánico.
- k).- Inicios de cavitación.
- l).- Engranajes desgastados o dañados.
- m).- Desbalance estático o dinámico.
- n).- Presencia de cuerpos sólidos (transmisión de fluidos).

En el análisis de vibraciones, la frecuencia es la clave para diagnosticar las causa o fuentes de vibración. Al caracterizar una fuente de vibración se debe conocer la naturaleza del fenómeno que causa esa vibración.

El proceso de diagnóstico involucra un análisis de señales que puede ir desde una medición simple de amplitudes, hasta un análisis espectral que incluya posiblemente trazos en forma de onda con extensión a formas más sofisticadas de procesamiento de señales en un rango de conceptos físico-matemáticos.

Los defectos que se pueden presentar durante la rotación de un eje, y que son posibles de detectar mediante un análisis orbital son:

- a).- Fase orbital de un eje.
- b).- Vórtice y/o chicoteo de aceite.
- c).- Eje con precarga.
- d).- Frotamiento o chicoteo seco.

En la tabla 2 se muestra las características que presenta la respuesta de vibración de un sistema rotodinámico para el diagnóstico correcto de fallas.

*Tabla 2. Respuesta de la vibración en el diagnóstico de fallas.*

CAUSA	AMPLITUD	FRECUENCIA	FASE
Desequilibrio	Es proporcional al desequilibrio	1 x rpm	Marca de referencia simple
Desalineamiento de coples y chumaceras	Grande en la dirección axial, 50% o más de la vibración radial	Generalmente 1 x rpm. En ocasiones 2 y 3 veces rpm.	Sencilla, doble o triple
Chumaceras en mal estado del tipo antifricción	Inestable. Usar la medición de velocidad si es posible	Muy alta. Es muchas veces un múltiplo de las rpm.	Errática
Muñones excéntricos	Generalmente no es grande	1 x rpm.	Marca sencilla

Engranajes defectuosos o ruido en los mismos	Es baja. Usar la medición de velocidad si es posible	2 x rpm.	Errática
Desajuste mecánico	-----	2 x rpm.	Dos marcas de referencia. Ligeramente errática
Bandas de accionamiento defectuosas	Errática o pulsativa	1,2,3,4 x rpm. de las bandas	Una o dos, dependiendo de la frecuencia
Eléctrica	Desaparece cuando se desconecta el suministro de energía	1 x rpm. ó 1 o 2 x frecuencia sincrónica	Marca simple o rotatoria
Fuerzas aerodinámicas o hidráulicas	-----	1 x rpm. o número de aspas de ventilador o de impelentes x rpm.	-----
Fuerzas reciprocantes	-----	1,2 y múltiplos mayores x rpm.	-----

### **DISCO DE BALANCEO ACTIVO**

#### *Caracterización dinámica del rotor experimental*

Básicamente el objetivo de este trabajo, consiste en diseñar un disco de balanceo activo (DBA) el cual agregado a un sistema rotodinámico, tenga la capacidad de equilibrar las fuerzas centrífugas generadas por masas de desbalance, las cuales son causantes de altas vibraciones en el sistema. El disco de balanceo activo que se diseñará, se implementará en el rotor experimental que se muestra en la Figura 18. El sistema se compone de un eje, cuatro discos inerciales y dos soportes en sus extremos.

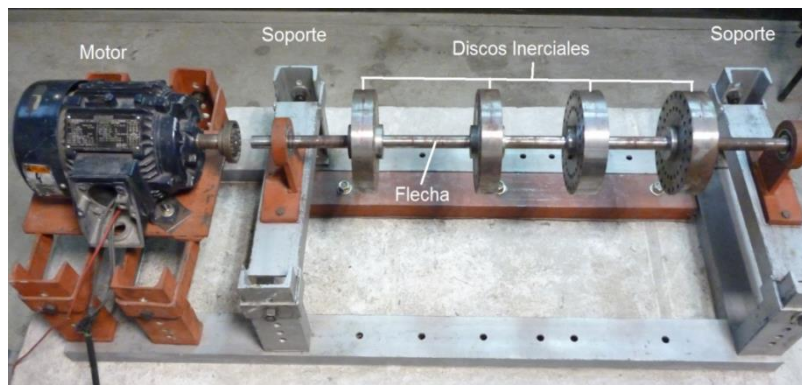


Figura 18. Rotor experimental.

Para iniciar con el diseño del disco de balanceo activo, se requiere la caracterización dinámica del rotor experimental, que fundamentalmente, consiste en el conocimiento de las frecuencias naturales y formas modales del sistema, así como, las características de rigidez y amortiguamiento de los soportes.

Para la caracterización del sistema rotodinámico experimental, se utilizó un programa de elementos finitos en el cual se modeló el rotor. En la Figura 19 se presenta un esquema del rotor experimental, así como, su discretización. El eje se dividió en diez elementos finitos tipo viga dando como resultado una discretización del rotor en 11 nodos. Asimismo, en el nodo 7 que corresponde al disco inercial No. 3, se encuentra aplicada una masa de desbalance  $m_u d = 2 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}$ , esto, con la finalidad de poder observar la respuesta vibratoria del sistema.

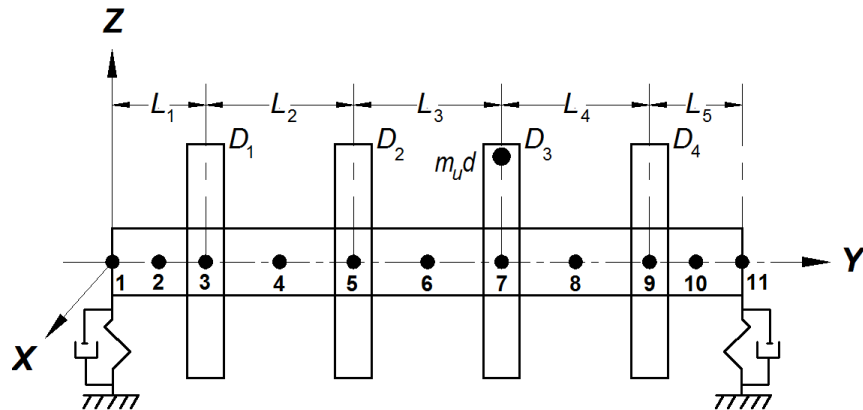


Figura 19. Modelo y discretización del rotor experimental.

En las Tablas 3 y 4 se muestran las propiedades mecánicas y geométricas del eje y los discos respectivamente.

*Tabla 3. Propiedades mecánicas y geométricas del eje.*

Propiedades mecánicas	Geometría (m)
$E = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$	$r_s = 9.525 \times 10^{-3}$
$\rho = 7833 \text{ Kg/m}^3$	$L_1 = 0.1255$ ; $L_2 = 0.1705$ ; $L_3 = 0.1730$ ;
$\nu = 0.3$	$L_4 = 0.1710$ ; $L_5 = 0.1250$

*Tabla 4. Propiedades mecánicas y geométricas de los discos.*

Propiedades mecánicas	Geometría				
$E = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$	Disco	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$
$\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$	$e_D$ (m)	0.031	0.034	0.036	0.030
$\nu = 0.3$	$r_{iD}$ (m)	$9.525 \times 10^{-3}$	$9.525 \times 10^{-3}$	$9.525 \times 10^{-3}$	$9.525 \times 10^{-3}$
	$r_{eD}$ (m)	0.0739	0.0737	0.0736	0.0740

En la Tabla 5 se muestran las características de rigidez y amortiguamiento viscoso de los soportes. Los valores de la rigidez de los soportes se obtuvo a partir de un programa de elementos finitos.

*Tabla 5. Características de los soportes.*

Rigidez	Coeficiente de amortiguamiento
$k_{xx} = 25.3 \times 10^7 \text{ N/m}$	$c_{xx} = 5 \times 10^4 \text{ N/m/s}$
$k_{zz} = 40.2 \times 10^7 \text{ N/m}$	$c_{zz} = 10 \times 10^4 \text{ N/m/s}$
$k_{xz} = k_{zx} = 0$	$c_{xz} = c_{zx} = 0$

Por otra parte, en la Figura 20 se presenta el diagrama de Campbell del sistema, a partir del cual se determinan las frecuencias naturales del rotor.

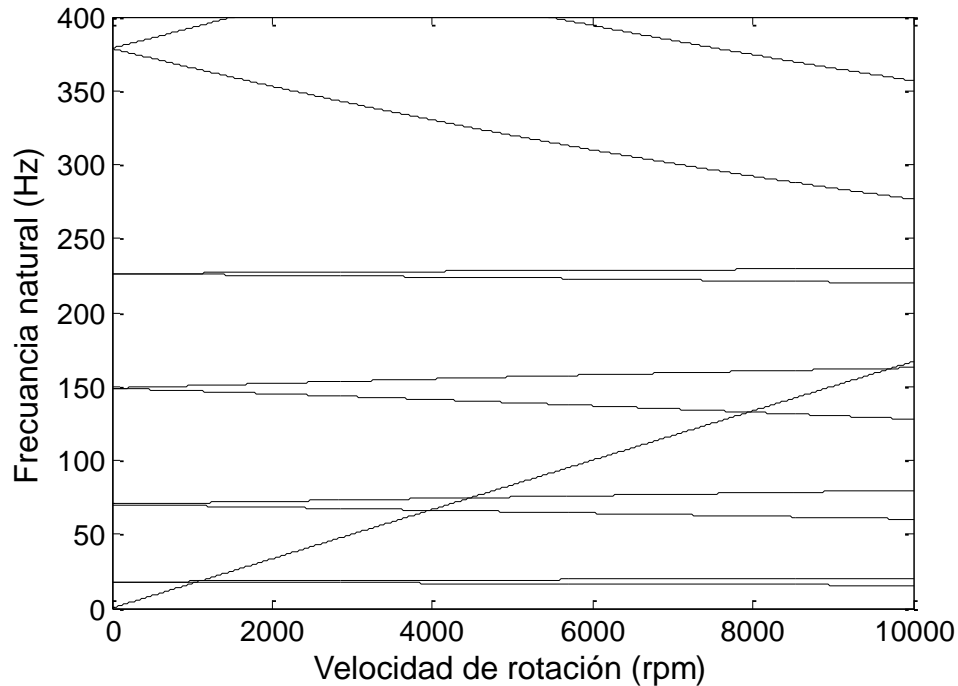


Figura 20. Diagrama de Campbell del rotor experimental.

En la Figura 20 las intersecciones de las gráficas de frecuencia con la línea recta que parte desde cero, son las frecuencias naturales que se excitan a causa de una masa de desbalance. Esta línea se puede entender de la siguiente forma: cuando el rotor gira alrededor de su eje axial y completa una revolución, una masa de desbalance ubicada en algún punto del rotor también habrá completado una revolución. Esto implica que la frecuencia de rotación del rotor y de la masa de desbalance sean iguales. Por lo tanto, como el diagrama de Campbell muestra las frecuencias naturales en función de la velocidad de rotación del rotor, deben haber puntos para los cuales, estas frecuencias naturales del sistema sean iguales a la frecuencia de rotación de la masa de desbalance. Ahora, como la frecuencia de rotación de la masa de desbalance, es igual a la frecuencia de rotación del rotor, se grafica una línea recta cuya pendiente es  $1/60$ , y está en función de la velocidad angular del rotación expresada en *rpm*. A esta línea también se le identifica como 1X.

La Figura 21 muestra el diagrama de Bode, el cual representa la respuesta de vibración del rotor causada por una masa de desbalance en el sistema.



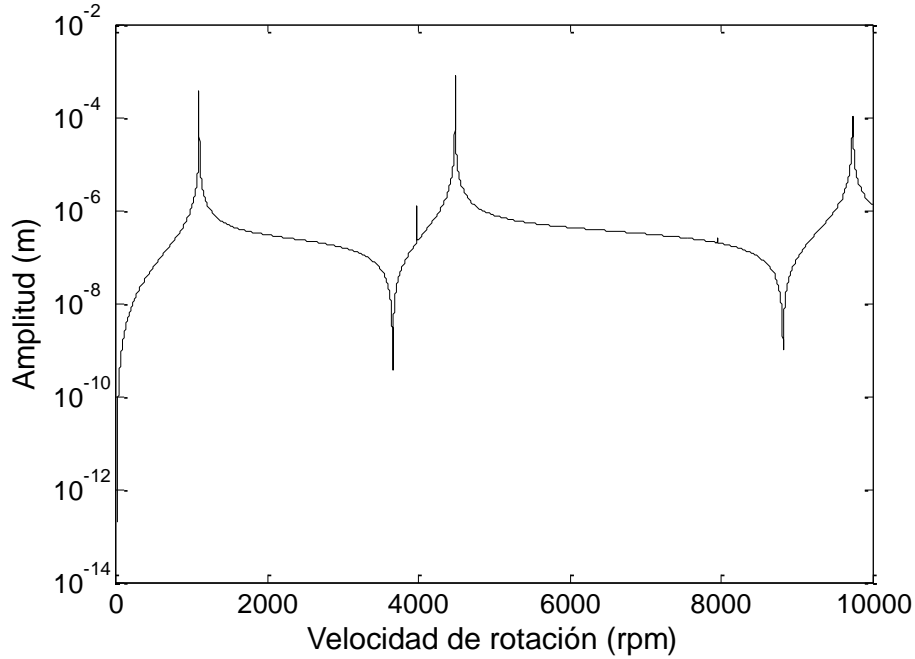


Figura 21. Diagrama de Bode del rotor experimental.

Cabe mencionar que las primeras tres frecuencias naturales del rotor experimental se encuentran en 17.66, 18.21 y 66.32 Hz. respectivamente. Las primeras tres formas modales del rotor experimental se pueden observar en la Figura 22, estas formas son las que adopta el rotor cuando se encuentra vibrando.

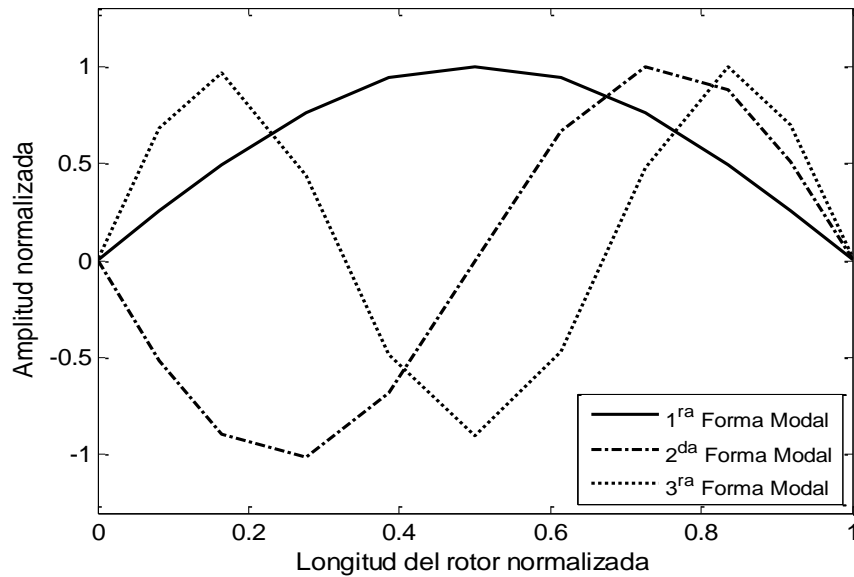


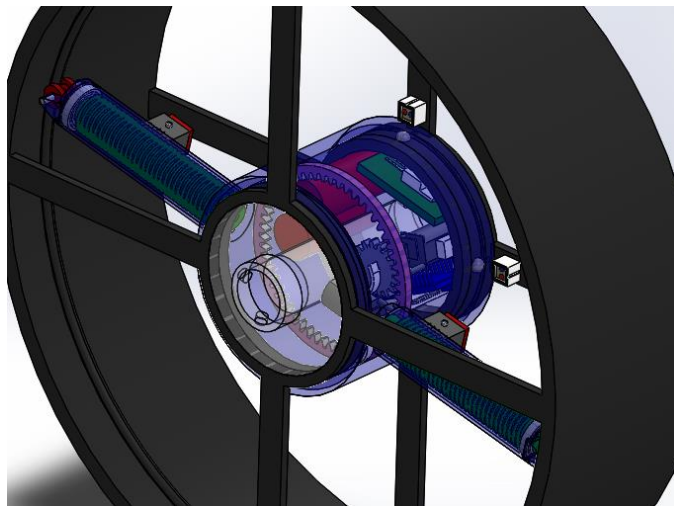
Figura 22. Formas modales del rotor experimental.

### *Diseño del disco de balanceo activo*

Una vez caracterizado el rotor experimental donde se colocara el disco de balanceo activo, se definen las dimensiones y características del Disco a diseñar. Es indispensable que el Disco a diseñar cumpla los siguientes requisitos:

- 1) El disco deberá ser simétrico para evitar un desbalance adicional al sistema.
- 2) La masa del disco deberá ser mínima para evitar cambios en el comportamiento dinámico del rotor.
- 3) El mecanismo propuesto deberá de ser capaz de colocar la masa de balanceo en cualquier posición radial y angular en el interior del disco.
- 4) Los componentes electrónicos del disco deberán ser comerciables y fácil de adquirir.
- 5) Las masas de balanceo del disco deberán ser intercambiables y fáciles de colocar.

En la figura 23 se muestra un esquema general del Disco de balanceo activo propuesto.

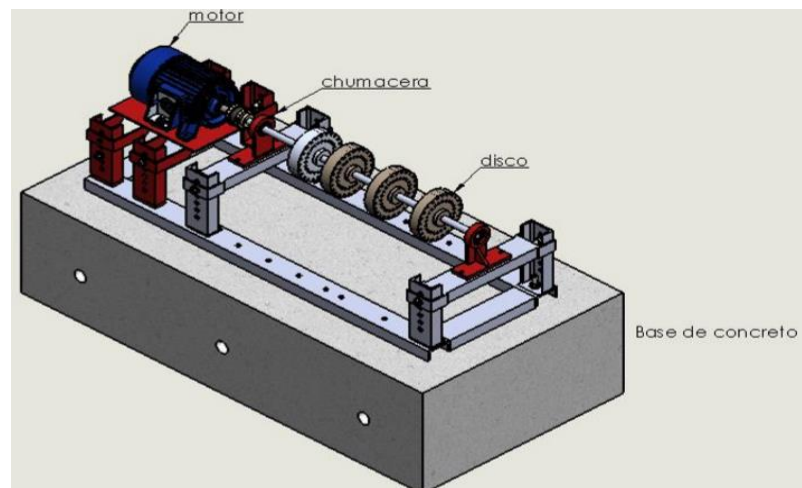


*Figura 23. Esquema general del disco de balanceo activo.*

En el disco de balanceo activo que se muestra en la figura 23 el movimiento angular de la masa de balanceo se acciona mediante un micro-motor conectado a un mecanismo piñón-corona, asimismo el movimiento lineal se logra mediante un mecanismo de tornillo sin fin, donde este tiene la función de servir de guía para el carro transportador.

Por otra parte, en el centro del disco se propone una cámara burbuja circular donde se colocan todos los elementos electrónicos que conforman las etapas de comunicación, control, potencia y acción. Estos componentes se instalan independientes de los motores que transmiten potencia a los mecanismo piñón corona y tornillo sin fin.

Como ya se mencionó anteriormente las dimensiones del disco están en función del rotor experimental del laboratorio de Ingeniería Mecánica del CENIDET. En la figura 24 se muestra un esquema general del rotor experimental. En el rotor experimental se colocarán sensores de desplazamiento para la adquisición de la respuesta de vibración, señal que se procesará en una interfaz que enviara una señal vía bluetooth al módulo de recepción colocado en la cámara burbuja del disco, donde éste iniciará la acción de balanceo.



*Figura 24. Esquema general del rotor experimental.*

En las siguientes secciones se describirán cada uno de los mecanismos y partes que forman el Disco de Balanceo Activo propuesto.

## MECANISMOS

### Mecanismo Piño-Corona

El diseño del piñón y la corona se realizó utilizando el software comercial SolidWorks, el software necesita como datos de entrada los tres primeros parámetros que se muestran en la tabla 6, estos son: ángulo de presión, número de dientes y módulo, el resto de los parámetros se calculan de forma automática. En la figura 25 se muestra el mecanismo Piñón – Corona.

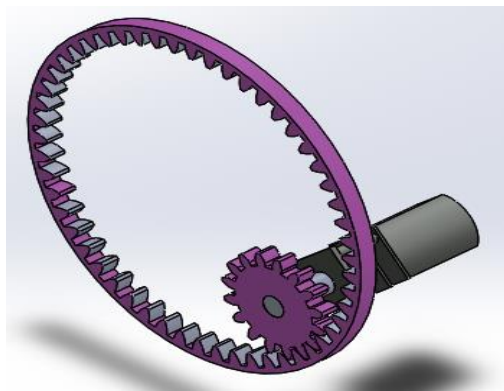


Figura 25. Mecanismo Piñón - Corona.

Se propone un ángulo de presión de  $20^{\circ}$  y 54 dientes para la corona y 20 dientes para el piñón.

Tabla 6. Parámetros de la corona y piñón.

DATOS	CORONA	PIÑÓN
Ángulo de presión ( $P_A$ )	20	20
Número de dientes (N)	54 ( $N_C$ )	16 ( $N_p$ )
Módulo (MDL)	1.111	1.111
Diametro de paso ( $d_p$ ) mm	59.994	17.776
Addendum (ADD) mm	1.111	1.111
Dedendum (DED) mm	1.38875	1.38875
Profundidad total (WD) mm	2.49975	2.49975
Holgura (CL) mm	0.174427	0.174427

Diametro externo (OD) mm	62.216	19.998
Diámetro de raíz (RD) mm	57.423146	15.205146
Círculo base (BC) mm	56.37591909	16.703976
Paso circular (CP) mm	3.490309438	3.49030944
Espesor circular diente (T) mm	1.745154719	1.74515472
Espesor de cabeza de diente (ADDc) mm	1.123691123	1.15383254
Profundidad de trabajo (WKG) mm	2.222	2.222
Ángulo del diente (grados)	3.333333333	11.25
Radio R de Grant (mm)	6.37714	3.24412
Radio r de Grant (mm)	6.37714	1.62206

En la figura 26 se muestra el esquema de las fuerzas que actúan en el eje y en los dientes del piñón. El subíndice "a" denota el eje del micromotor que va conectado al piñón, mientras que el subíndice "2" y "3" denotan al piñón y a la corona respectivamente. Donde  $F_{a2}$  es la fuerza resultante ejercida en el eje a causa de las fuerzas ejercidas por el piñón, mientras que  $F_{32}$  es la fuerza resultante en el diente del piñón a causa de las fuerzas ejercidas por los dientes de la corona.

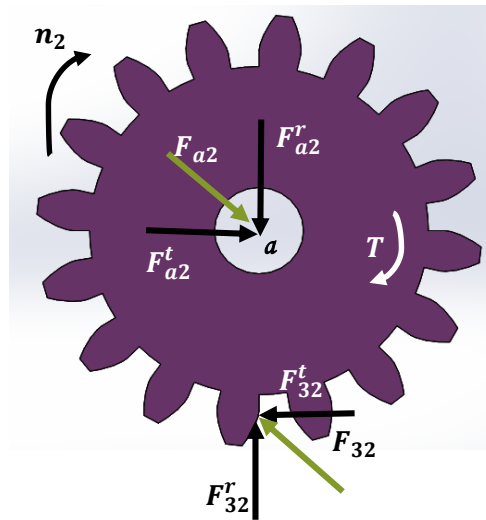


Figura 26. Fuerzas actuantes en el piñón.

De acuerdo con la velocidad de alimentación que proporciona el motor al piñón  $n_2 = 70 \text{ rpm}$  y considerando los datos de la tabla 6 se pueden calcular los siguientes parámetros:

Relación de engranajes:  $m_g = \frac{N_c}{N_p} = \frac{54}{16} = 3.375$

Velocidad de la corona:  $n_c = \left| \frac{N_p}{N_c} n_2 \right| = \left| \frac{16}{54} * 70 \right| = 20.74 \text{ rpm}$

Tomando en cuenta que los motores tendrán una alimentación estándar de 5 V y que la fuente de energía (las baterías) emanan una corriente de 2300 mA ( 2.3 A), se puede calcular la potencia.

Potencia generada por el motor:  $H = V * I = (5) * (2.3) = 11.5 \text{ watts}$

Fuerza tangencial:  $F_{32}^t = \frac{(60000)(H)}{(\pi)(d_p)(n_2)} = \frac{(60000)(11.5)}{\pi(17.776)(70)} = 176.51 \text{ N}$

Par torsor:  $T = \frac{d_p}{2} F_{32}^t = \frac{17.776}{2} (176.51) = 1568.8 \text{ N} * \text{mm}$

Velocidad angular:  $v = \omega * \frac{d_p}{2} \therefore \omega = \frac{v}{d_p/2} = \frac{70\left(\frac{\pi}{30}\right)}{8.88} = 0.8254 \text{ rad/seg}$

Fuerza radial:  $F_{23}^r = F_{23}^t \tan \phi = 176.51 \tan 20 = 64.244 \text{ N}$

De la figura 26 se puede deducir fácilmente que:

$$F_{a2}^t = F_{32}^t = 176.51 \text{ N}$$

$$F_{a2}^r = F_{32}^r = 64.244 \text{ N}$$

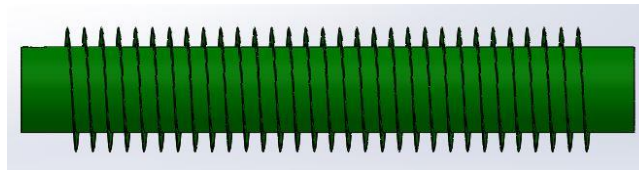
Por tanto, la fuerza de reacción en la corona está dada por:

$$F_{32} = \sqrt{(176.51)^2 + (64.244)^2} = 187.84 \text{ N}$$

De los cálculos anteriores se determina el material con el que se manufacturará el piñón y la corona.

## Mecanismo tornillo sin fin

Dado que el tornillo sin fin que se utiliza en el diseño no es un tornillo de potencia no se requiere realizarse cálculos de esfuerzos como el caso del piñón y la corona. En la figura 27 se muestra el esquema del tornillo sin fin propuesto.



*Figura 27. Tornillo sin fin.*

En esta sección se presentan los cálculos necesarios de dimensiones y movimiento del tornillo acompañado del carro transportador.

Tomando en cuenta las características del micro motor se proponen los parámetros de diseño del tornillo sin fin, siguientes:

Paso = 2 mm

$\omega = 7.3304 \text{ rad/s}$

$n = 70 \text{ rpm}$

De acuerdo con lo anterior, por cada revolución del el tornillo sin fin, el carrito transportador de la masa de balanceo avanzará 2 mm. Se tiene una longitud lineal práctica del tornillo sin fin desde su centro geométrico de 56.96 mm, con la capacidad de desplazarse en el intervalo angular de  $0^{\circ} \leq \theta \leq 360^{\circ}$ . Con cálculos básicos podemos obtener el área de trabajo de la masa de balanceo que es;  $A_t = 238.16 \text{ mm}^2$

Es importante hacer notar que la velocidad angular es teórica, por lo que se tendrían que hacer pruebas experimentales con el disco montado en el rotor y así censar la velocidad real que transmitirá con carga el micro motor al sistema.

En la figura 28 se muestra el tornillo sin fin con el carrito transportador de la masa de balanceo.

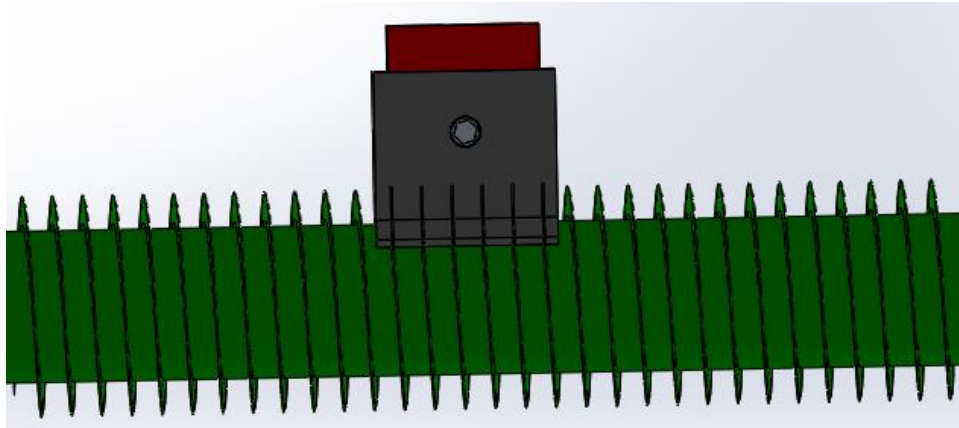


Figura 28. Tornillo sin fin con carrito transportador

## DISEÑO DEL DISCO ACTIVO EN CAD

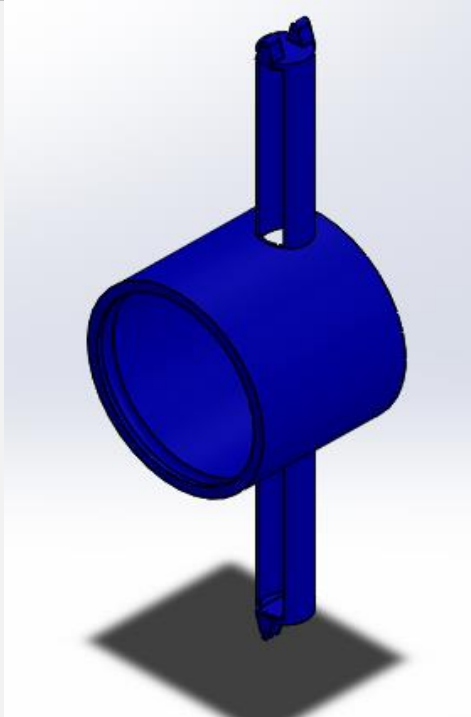
### Elementos del disco de balanceo

En la tabla 7 se presentan los elementos o partes que componen el disco de balanceo activo, asimismo se mencionan las características y/o propiedades de cada uno de los elementos. El orden en que se presentan corresponde a la prioridad que se consideró para su diseño. Los planos de cada uno de los elementos se muestran en el anexo A.

Tabla 7. Elementos del disco de balanceo Activo

Una vista tridimensional de un disco de balanceo activo. El disco es de color negro y tiene una estructura de anillo con un eje central. El eje central tiene un eje de transmisión que se conecta con el tornillo sin fin. El disco tiene una guía de tornillo que se desliza sobre el tornillo sin fin. El disco tiene una guía de tornillo que se desliza sobre el tornillo sin fin.	<p><b>ARO (estructura)</b></p> <p><b>Material:</b> Plástico ABS <b>Peso:</b> 3.69 N <b>Cantidad:</b> 1</p> <p>Sobre este elemento se ensamblan todos los elementos del disco, tiene una guía donde se deslizan las ruedas colocadas en la Guía de Tornillo. Este presenta 4 perforaciones ciegas distribuidas cada 90 grado, donde se colocan balines que permitan el libre giro de la guía de tornillo.</p>
---	--





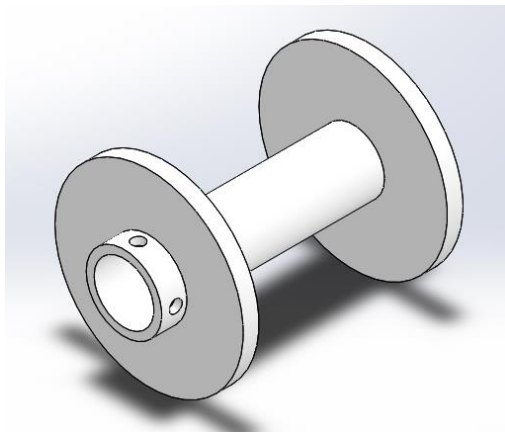
### GUIA DE TORNILLO PARA TORNILLO SIN FIN

**Material:** Plástico ABS

**Peso:** 0.5674 N

**Cantidad:** 1

En esta pieza se colocan 2 Tornillos sin Fin, uno desfasado 180° del otro para balancear el sistema, asimismo, en los extremos se colocan las ruedas que se deslizan sobre la guía del Aro, éste elemento presenta un canal para los balines que se incrustan en el Aro, lo que permite el libre giro de la Guía de Tornillo. El propósito de este elemento es de formar la cámara circular donde se colocan todos los elementos electrónicos.



### TAPA DEL DISCO

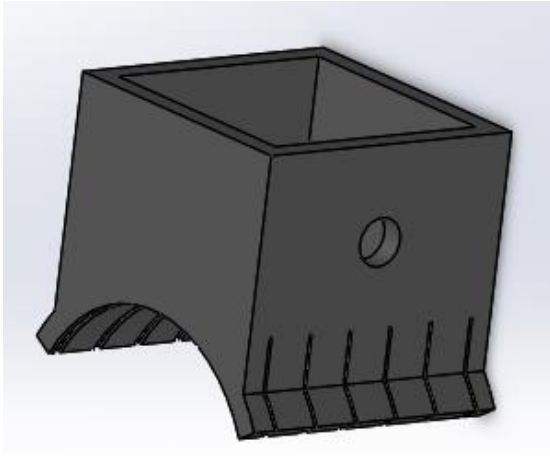
**Material:** Plástico ABS

**Peso:** 0.297 N

**Cantidad:** 1

Este elemento es el que está directamente en contacto con el eje rotatorio y se sujeta a la flecha del rotor mediante tornillos prisioneros. Además, tiene la función de servir como tapa de la cámara circular formada en la Guía de Tornillo, cámara donde se instalan todos los componentes electrónicos del disco.

	<p style="text-align: center;"><b>RUEDAS</b></p> <p><b>Material:</b> Plástico ABS <b>Peso:</b> 216 E -6 N <b>Cantidad:</b> 2</p> <p>Las ruedas se fijan mediante un pasador en la Guía de Tornillo y tienen la función de permitir el libre giro entre la Guía de Tornillo y el Aro.</p>
	<p style="text-align: center;"><b>PASADOR</b></p> <p><b>Material:</b> Plástico ABS <b>Peso:</b> 59 E -5 N <b>Cantidad:</b> 2</p> <p>Elemento que une a las ruedas a la Guía de Tornillos</p>
	<p style="text-align: center;"><b>TORNILLO SIN FIN</b></p> <p><b>Material:</b> Plástico ABS <b>Peso:</b> 0.5768 N <b>Cantidad:</b> 2</p> <p>Este elemento no es considerado para transmitir potencia, si no está diseñado con el fin de servir como guía para el carro transportador de la masa balanceadora, éste se sujeta al motor-reductor mediante un tornillo prisionero que se encuentra en el extremo del Tornillo sin Fin.</p>



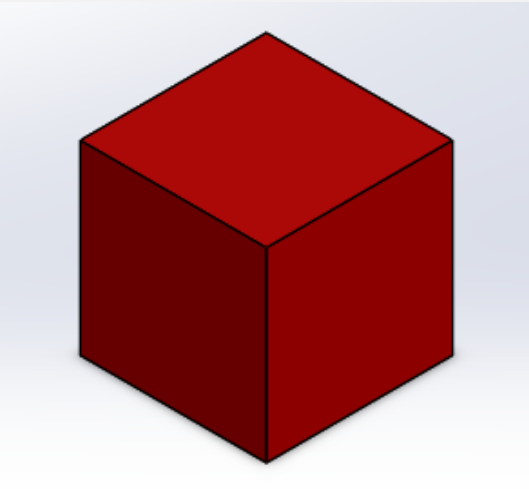
### **TRANSPORTADORA**

**Material:** Plástico ABS

**Peso:** 598 E -5

**Cantidad:** 2

En éste elemento se coloca la masa de balanceo, y está diseñado para transformar el movimiento rotacional del Tornillo sin Fin a un movimiento lineal.



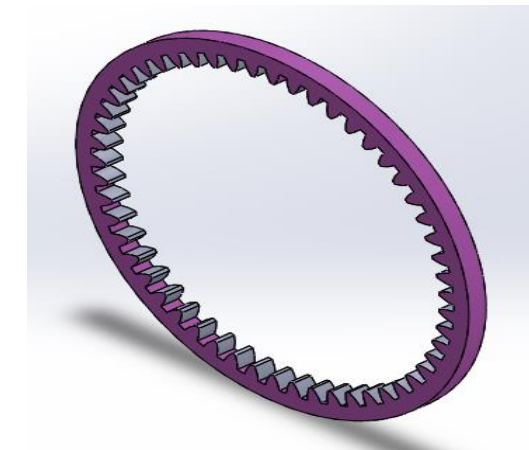
### **MASA DE BALANCEO**

**Material:** Aluminio

**Peso:** 0.02649 N

**Cantidad:** 2

La masa de balanceo se colocará en la Transportadora y se fabricaran de diferentes materiales para obtener una diversidad de pesos para el proceso de balanceo.



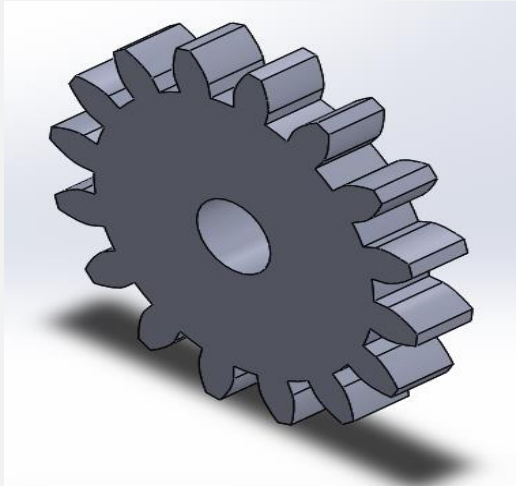
### **CORONA**

**Material:** Plástico ABS

**Peso:** 0.02315 N

**Cantidad:** 1

Este elemento se fija en la parte interior de la Guía de Tornillo y se acopla al Piñón Recto montado en el moto-reductor, el cual genera el movimiento circular de la Guía de Tornillo.



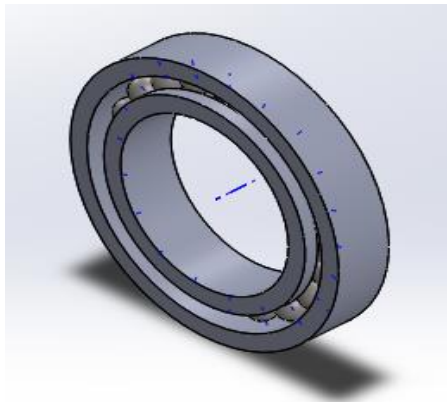
### **PIÑON RECTO**

**Material:** Plástico ABS

**Peso:** 687 E -5

**Cantidad:** 1

Este elemento se monta directo al eje del moto-reductor, se acopla a la corona y es el responsable de transmitir el movimiento circular a la Guía de Tornillo.



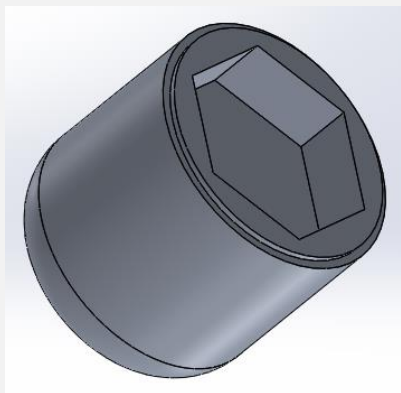
### **BALERO**

**Material:** acero

**Peso:** 0.01933 N

**Cantidad:** 2

Este elemento está conectado al Tornillo sin Fin con el objetivo de alinear y reducir la fricción. El balero que aquí se presenta, es un diseño ideal y será necesario consultar un catálogo de baleros comerciales al momento de la manufactura




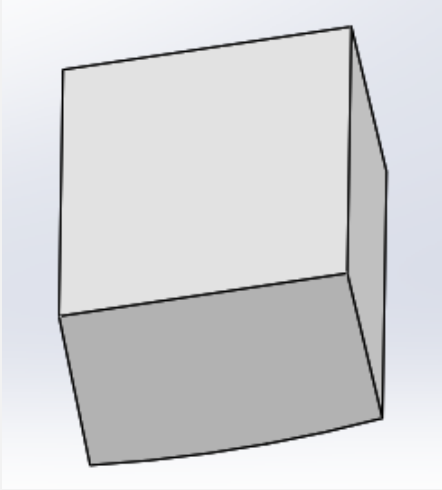
### **TORNILLO APRISIONADOR**

**Material:** acero

**Peso:** 98 E -6

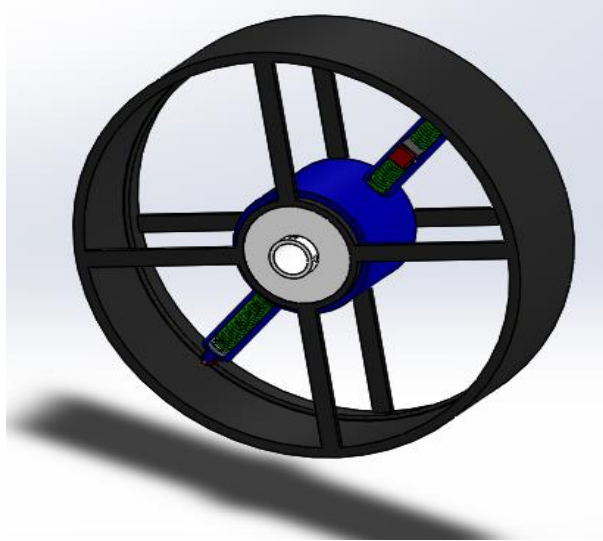
**Cantidad:** 4

Es utilizado para fijar la Masa de Balanceo en la Transportadora

 A 3D CAD model of a curved, C-shaped component. It has a semi-circular arc with a flat top edge and a pointed bottom edge. The component is shown in a perspective view against a light blue background.	<p style="text-align: center;"><b>SUJETADOR</b></p> <p><b>Material:</b> Plástico ABS <b>Peso:</b> 0.00108 N <b>Cantidad:</b> 2</p> <p>Elemento que mantiene fijo el motor que está conectado al Tornillo sin Fin.</p>
 A 3D CAD model of a wedge-shaped component. It is a rectangular prism with a slanted top surface, forming a wedge shape. The bottom surface is shaded in a darker gray, and the top surface is a lighter gray. It is shown in a perspective view against a light blue background.	<p style="text-align: center;"><b>SUJETADOR 2</b></p> <p><b>Material:</b> Plástico ABS <b>Peso:</b> 0.00235 N <b>Cantidad:</b> 1</p> <p>Elemento con forma de cuña que funciona como soporte para el motor que esta soldado con el Aro</p>

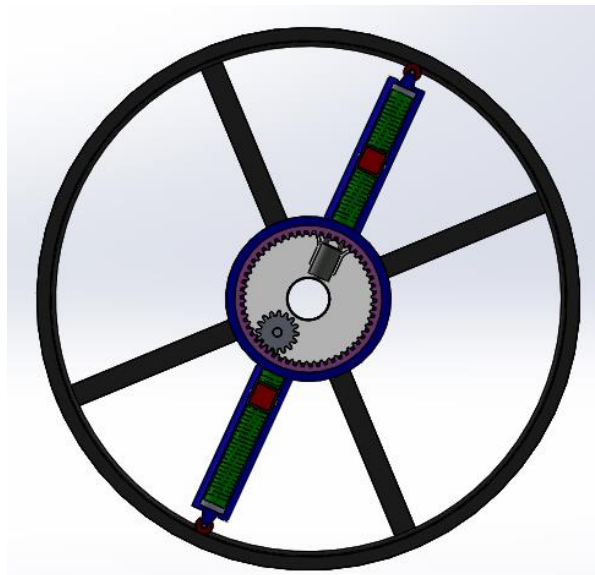
### Ensamble del Disco de Balanceo

En la figura 29 se presenta el Disco de Balanceo Activo en una vista isométrica ya ensamblado. El Aro (elemento gris) gira a la velocidad de rotación de la flecha del rotor, mientras que la Guía de Tornillo (elemento azul) tiene la capacidad de girar de forma independiente a la velocidad del Aro, ya que éste elemento está conectado al Piñón que a su vez va montado en el eje del moto-reductor.



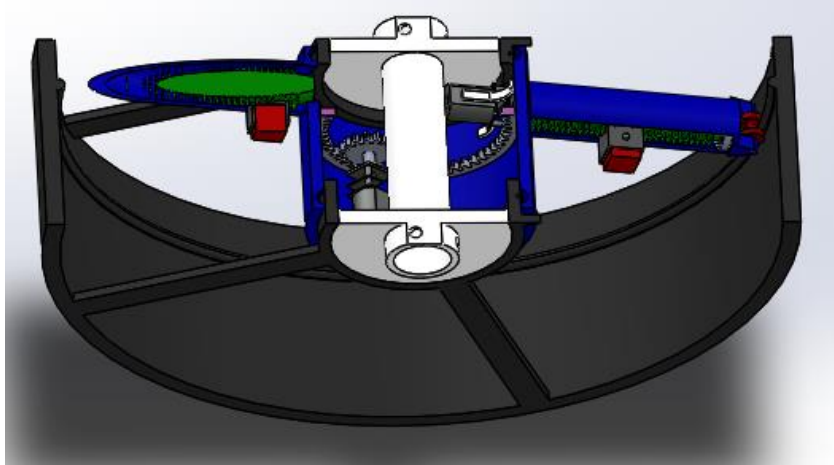
*Figura 29. Disco de Balanceo Activo Ensamblado.*

Asimismo, en la figura 30 se presenta una vista de sección del Disco de Balanceo Activo y permite visualizar la posición de los dos micro-motores y el mecanismo interior piño-corona.

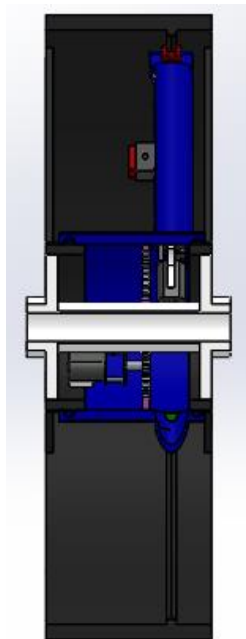


*Figura 30. Disco de Balanceo Activo (vista de sección).*

Por otra parte en la figura 31 y 32 se presenta una vista de sección isométrica y lateral del Disco de Balanceo Activo respectivamente, aquí se puede observar con claridad la Cámara Burbuja, además de la distribución de los componentes electrónicos del disco y la colocación de los 2 moto-reductores, que transmiten el movimiento lineal al Tornillo sin Fin y el movimiento angular a la Guía de Tornillo.



*Figura 31. Disco de Balanceo Activo (vista de sección isométrica).*

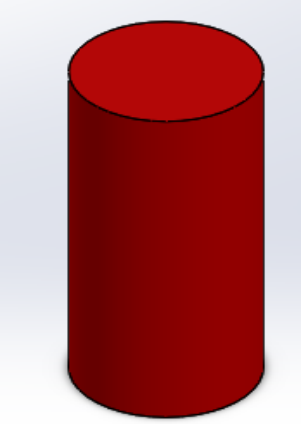
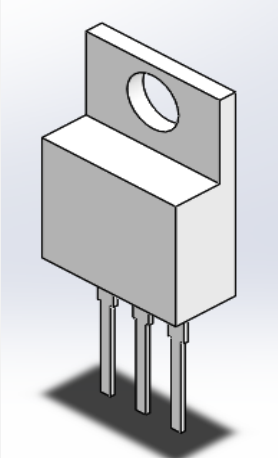
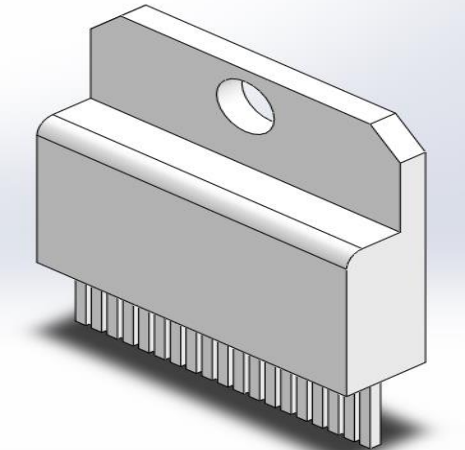


*Figura 32. Disco de Balanceo Activo (vista de sección lateral).*

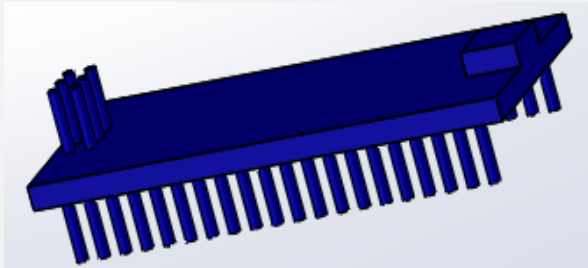
## Ensamble del D.B.A con los elementos electrónicos

En la tabla 8 se presentan los componentes electrónicos que se instalarán en la cámara burbuja del disco de balanceo activo.

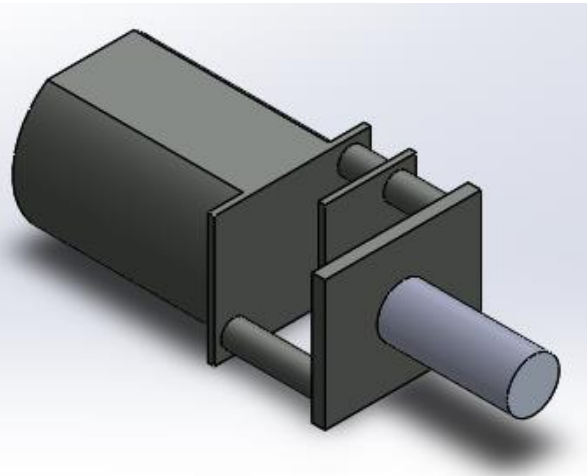
*Tabla 8. Componentes electrónicos.*

	<p><b>BATERIA 3.7 V</b> Etapa de alimentación</p>
	<p><b>TIP 7805</b> Etapa de alimentación Regulador de voltaje</p>
	<p><b>L298</b> Etapa de potencia Control de giro de motores</p>

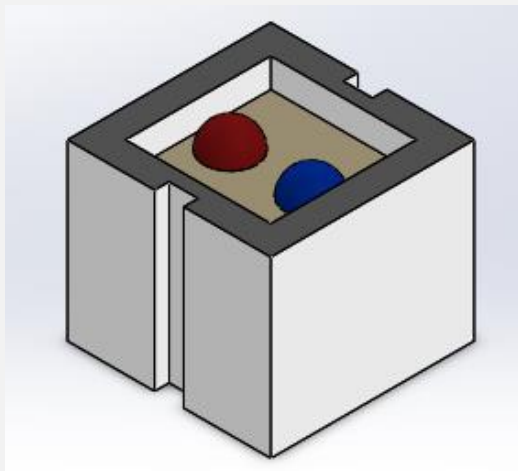




**ARDUINO NANO**  
Etapa de control  
Cerebro del circuito

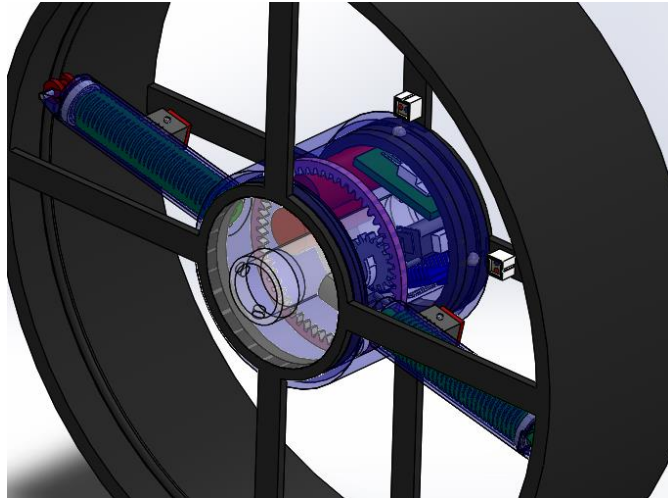


**Micro motores**  
Etapa final  
Etapa de accionamiento



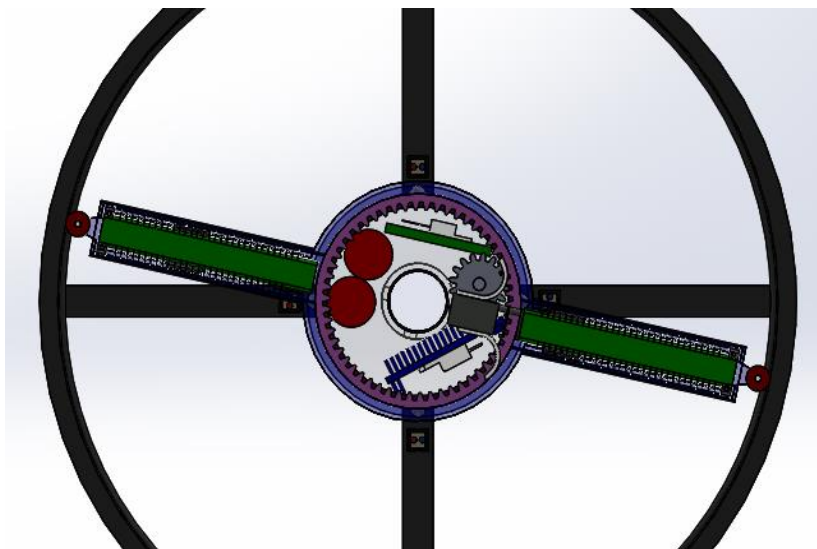
**CNY70**  
Orientación  
Ojos del disco

En la figura 33 se muestra la Cámara Burbuja del Disco de balanceo Activo y se puede apreciar que el espacio es suficiente para la colocación y distribución de todos los componentes electrónicos que se mencionan en la tabla 8.



*Figura 33. Vista de la Cámara Burbuja del Disco de Balanceo Activo.*

Por otra parte en la figura 34 se muestra la distribución de los componentes electrónicos en la cámara burbuja del Disco de Balanceo Activo, aquí se puede apreciar que las baterías (círculos en color rojo) se colocan en contraposición del moto-reductor que esta acoplado al Tornillo sin Fin, lo anterior con el objetivo de establecer un balance de peso en la Guía de Tornillo.



*Figura 34. Distribución de componentes electrónicos en la cámara burbuja.*

Asimismo, se puede observar que la posición del TIP 7805 es junto a la fuente de alimentación (baterías), mientras que el elemento L298 su posición es junto al Arduino Nano, lo anterior para facilitar las conexiones de los elementos.

Por otra parte, se propone que los fototransistores CNY70 se coloquen cada uno separados a 90 grados cada uno con vista al interior del disco tomando como referencia uno de los tornillos sin fin que funcionará como masa de balanceo estática.

El tornillo sin fin que fungirá como masa de balanceo estática, funcionará como referencia y orientación del disco. La hoja de datos del 7805, L298 y el CNY70 se presenta en el anexo B.

## SIMULACION EN PROTEUS

En las figuras 35 y 36 se muestra la configuración electrónica propuesta para el control del Disco de Balanceo Activo, esta se simula en el software “PROTEUS 8 PROFESSIONAL”.

Para la fuente de alimentación se colocaron dos pilas en serie esto con el objetivo de superar la línea de los 5 V estándar que se necesita para alimentar todo el circuito, con lo anterior se logra un voltaje de 7 V.

Ya que no fue posible simular en el software el módulo de bluetooth, se utilizó una terminal virtual para representar el módulo y mediante la programación en el compilador del arduino, se simuló a través de una tecla de computadora una señal enviada por la interfaz al bluetooth lo que da inicio al funcionamiento del circuito.

En la figura 35 se puede observar que inmediatamente después de la alimentación (las baterías) se coloca el TIP 7805 regulador de voltaje, que reduce el voltaje de 7 V a 5 V para disminuir el riesgo de una sobrecarga de algún elemento.

Por otra parte, el arduino nano forma parte de la etapa de control aquí se programan los sensores, las entradas, salida, tiempo, etc. Todo esto con ayuda del software del mismo nombre.

La siguiente etapa es la de potencia, aquí se tiene al L298 circuito donde se puede controlar la potencia de los micro-motores. Con la ayuda del arduino se controla el tiempo en que estarán activos los micro-motores, así como, el sentido de giro.

La etapa final corresponde a los dos micro-motores que son controlados y alimentados por el L298.

Cambe mencionar que en la simulación no se consideró el fototransistor CNY70, componente electrónico que dará el sentido de orientación y colocación de las masas de balanceo dentro del disco.

En la figura 36 se muestra la configuración de conexión cada componente. En esta figura se observan los voltajes que en teoría alimentará al circuito, así como, el giro del motor que provoca el movimiento angular.

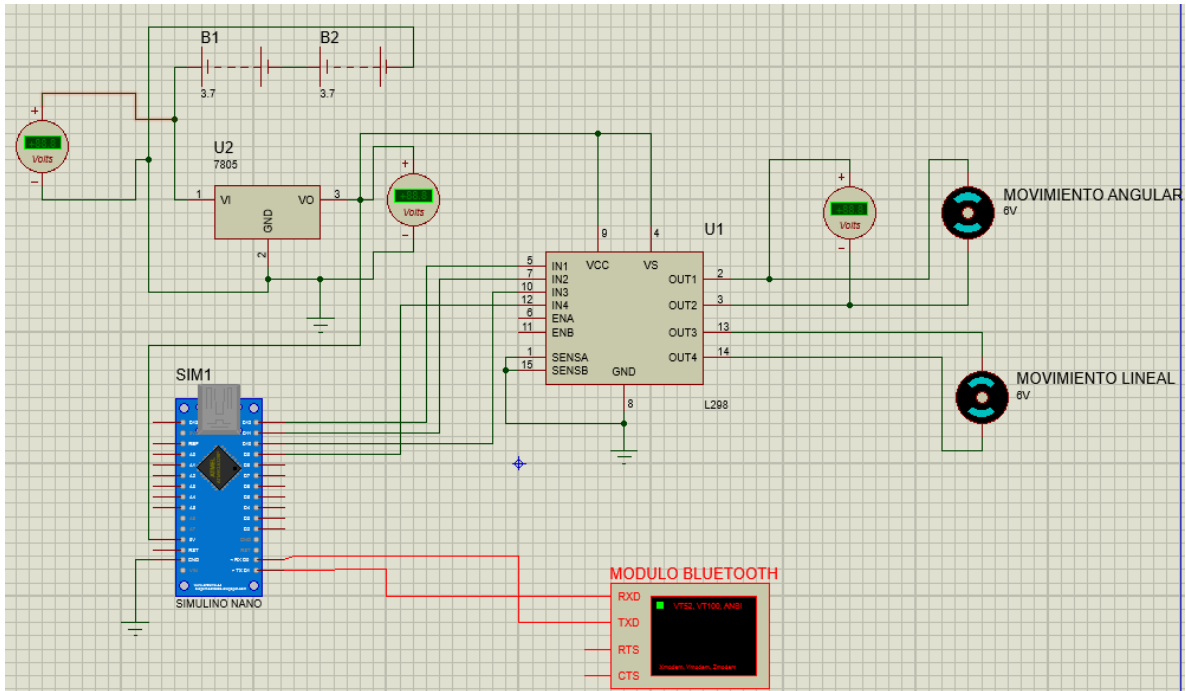


Figura 35. Circuito electrónico del Disco de Balanceo Activo.

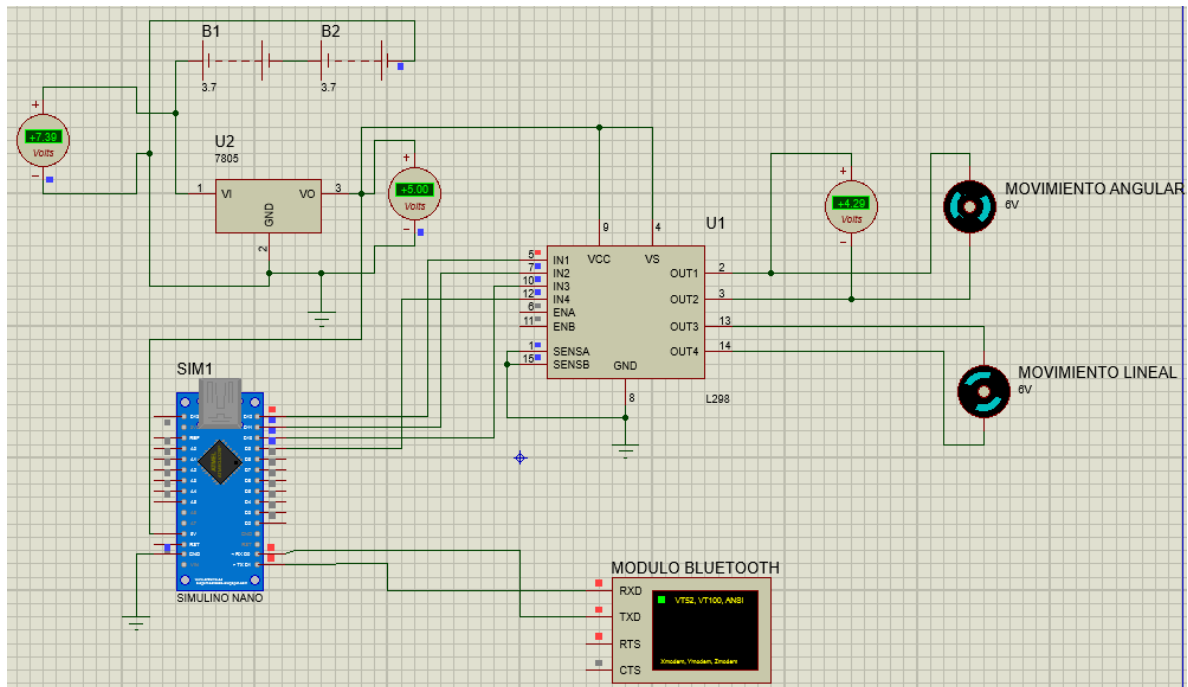
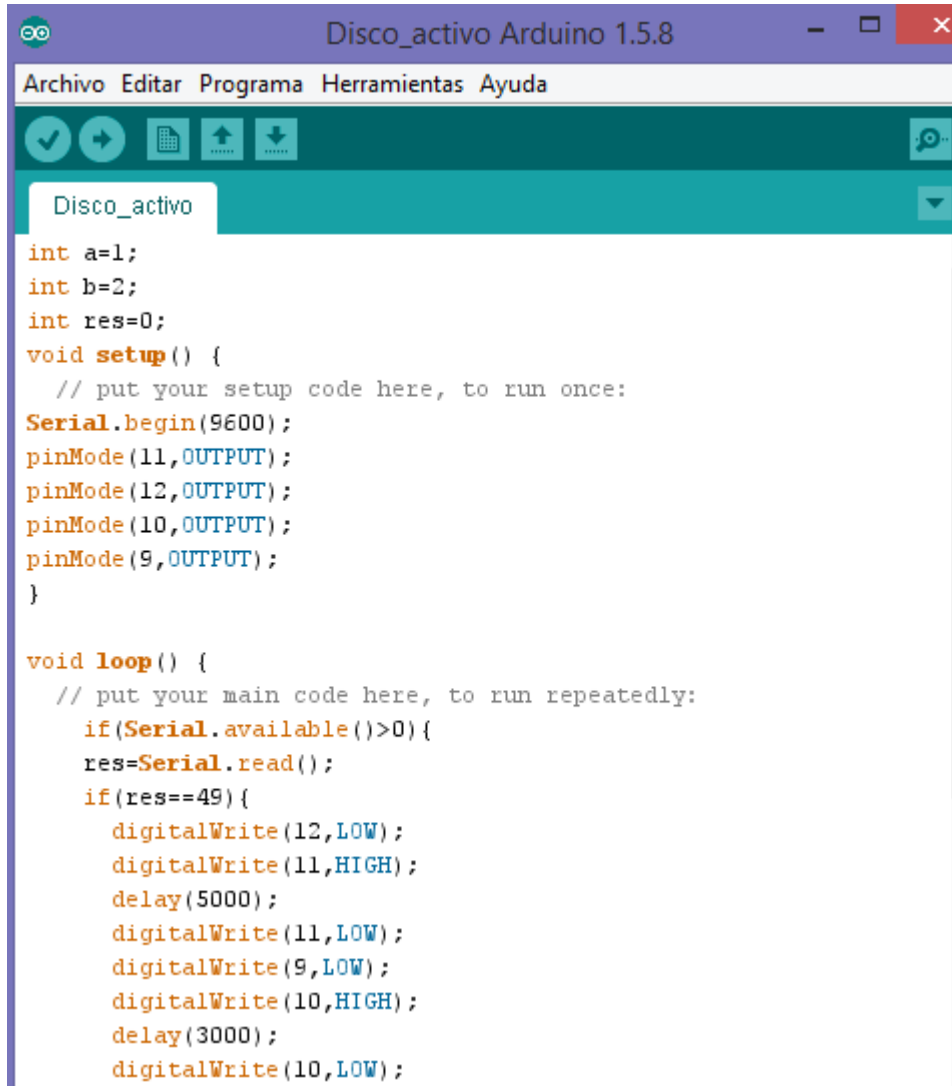


Figura 36. Circuito electrónico del Disco de Balanceo Activo, encendido.

## PROGRAMACION DEL CIRCUITO EN ARDUINO

En las figuras 37 y 38 se muestra la programación que se utilizó para simular el circuito en el software “PROTEUS 8 PROFESSIONAL”, cabe mencionar que esta programación no es la que se utilizará para el control en el disco de balanceo activo experimental, esta es solo con fines para comprobar que la configuración y las conexiones son adecuadas.

The image shows a screenshot of the Arduino IDE interface. The window title is "Disco\_activo Arduino 1.5.8". The menu bar includes "Archivo", "Editar", "Programa", "Herramientas", and "Ayuda". Below the menu bar is a toolbar with icons for checkmark, play, upload, download, and a speech bubble. A tab labeled "Disco\_activo" is active. The code editor contains the following C++ code:

```
int a=1;
int b=2;
int res=0;
void setup() {
  // put your setup code here, to run once:
  Serial.begin(9600);
  pinMode(11,OUTPUT);
  pinMode(12,OUTPUT);
  pinMode(10,OUTPUT);
  pinMode(9,OUTPUT);
}

void loop() {
  // put your main code here, to run repeatedly:
  if(Serial.available()>0){
    res=Serial.read();
    if(res==49){
      digitalWrite(12,LOW);
      digitalWrite(11,HIGH);
      delay(5000);
      digitalWrite(11,LOW);
      digitalWrite(9,LOW);
      digitalWrite(10,HIGH);
      delay(3000);
      digitalWrite(10,LOW);
```

Figura 37. Programación en arduino, Parte 1.

```
}  
  else if(res==50){  
    digitalWrite(12,HIGH);  
    delay(5000);  
    digitalWrite(12,LOW);  
    digitalWrite(11,LOW);  
    digitalWrite(10,LOW);  
    digitalWrite(9,HIGH);  
    delay(3000);  
    digitalWrite(9,LOW);  
  }  
  else{  
    digitalWrite(12,LOW);  
    digitalWrite(11,LOW);  
  }  
  Serial.print(res,DEC);  
  // digitalWrite(11,1);  
}  
}
```

*Figura 38. Programación en arduino, Parte 2.*

## SIMULACION EN ADAMS

Para la simulación del comportamiento dinámico del Disco de Balanceo Activo se exportó el ensamble del disco realizado en SolidWorks al software Adams, lo anterior con el objetivo de observar la influencia de parámetros como fricción, inercia, gravedad, material, torque entre otros.

Para la simulación se seleccionó el tipo de material de cada uno de los elementos, para los casos donde no existía el material, se calculó la densidad con la masa y el volumen de las piezas y este fue el parámetro que se consideró para la simulación, se eliminaron aquellas partes que se consideraron no importantes para el comportamiento dinámico del Disco. Una vez definido el material, posteriormente se establecen las condiciones de frontera de cada elemento, como son: unión bloqueada, unión revoluta, unión traslacional. Esto se muestra en las figuras 39 y 40.

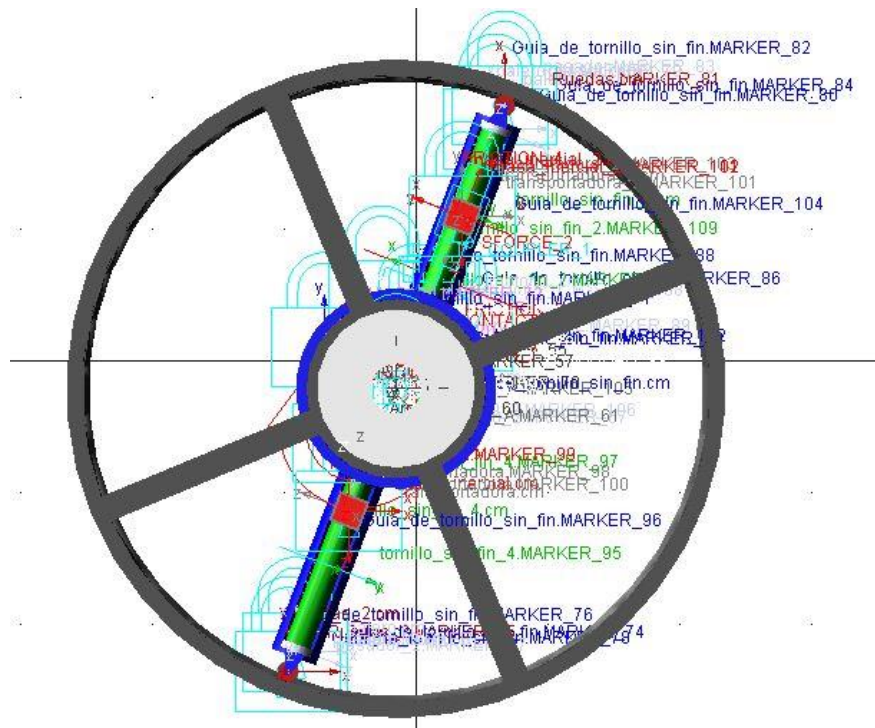


Figura 39. Vista frontal con las condiciones de frontera.





Para el control del movimiento lineal y angular, se propone una ley de control tipo PD (Proporcional-Derivativo) como se muestra a continuación.

Partiendo de la segunda ley de Newton se tiene que:

$$M\ddot{X} = F$$

Al aplicar la ley de control se tiene:

$$F = M(-K_p(X - \overline{X_d}) - K_d\dot{X})$$

Donde:

$X$  = Posición inicial.

$\overline{X_d}$  = Posición deseada (Cte.)

$e = X - \overline{X_d}$  = Error.

$\dot{e} = \dot{X}$  = Primera derivada del error.

$\ddot{e} = \ddot{X}$  = Segunda derivada del error.

Se le da un tratamiento algebraico de la siguiente forma:

$$M\ddot{X} = M(-K_p(X - \overline{X_d}) - K_d\dot{X})$$

$$\ddot{X} = -K_p(X - \overline{X_d}) - K_d\dot{X}$$

$$\ddot{X} + K_d\dot{X} + K_p(X - \overline{X_d}) = 0$$

Se sustituye la función error en la ecuación anterior y esta se puede escribir como:

$$\ddot{e} + K_d\dot{e} + K_p e = 0$$

La ecuación anterior se transforma a una función de transferencia:

$$s^2 + K_d s + K_p = 0$$

Posteriormente se propone el polinomio de Hurwitz:

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0$$

Donde:

$$K_p = 2\zeta\omega_n s$$

$$K_p = \omega_n^2$$

Se proponen valores para  $\zeta$  y  $\omega_n$  para la simulación.

De manera análoga, se hace lo mismo para el control de movimiento angular, con el sencillo cambio que en lugar de X (unidad lineal) se utiliza  $\theta$  (unidad angular).

El comportamiento dinámico del disco con valores seleccionados de  $\zeta = 0.7$  y  $\omega_n = 6$  se presentan a continuación.

En las figuras 42 y 43 se muestran los desplazamientos lineales y angulares respectivamente de la masa inercial, mientras que las figuras 44 y 45 se muestran las velocidades angulares y lineales respectivamente de la masa inercial.

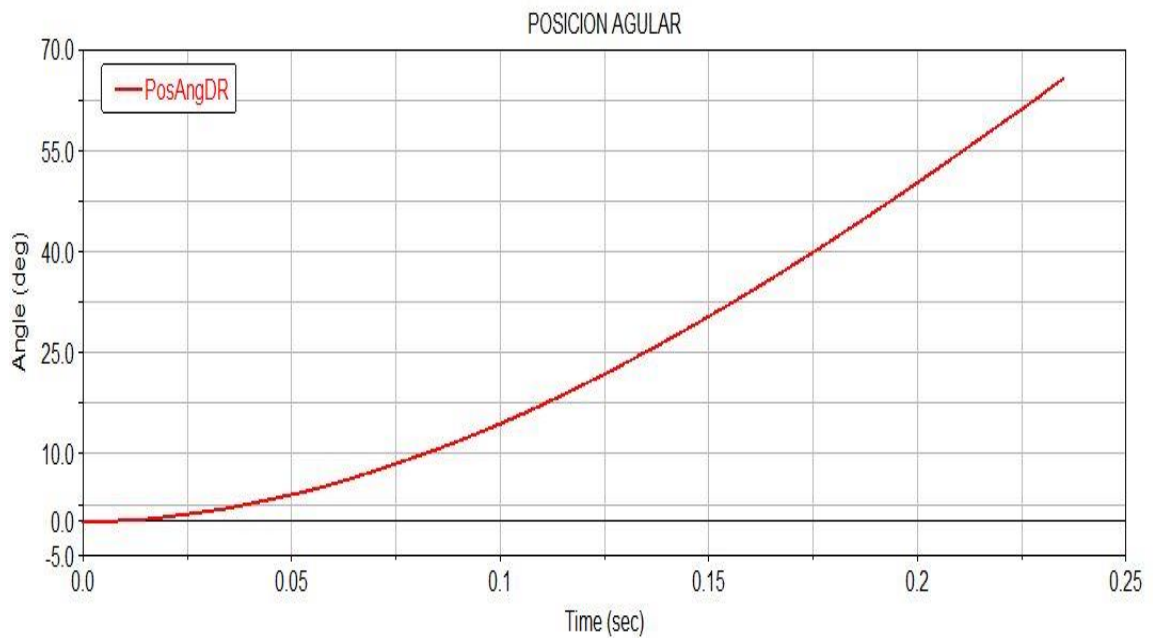


Figura 42. Posición angular de la masa inercial.

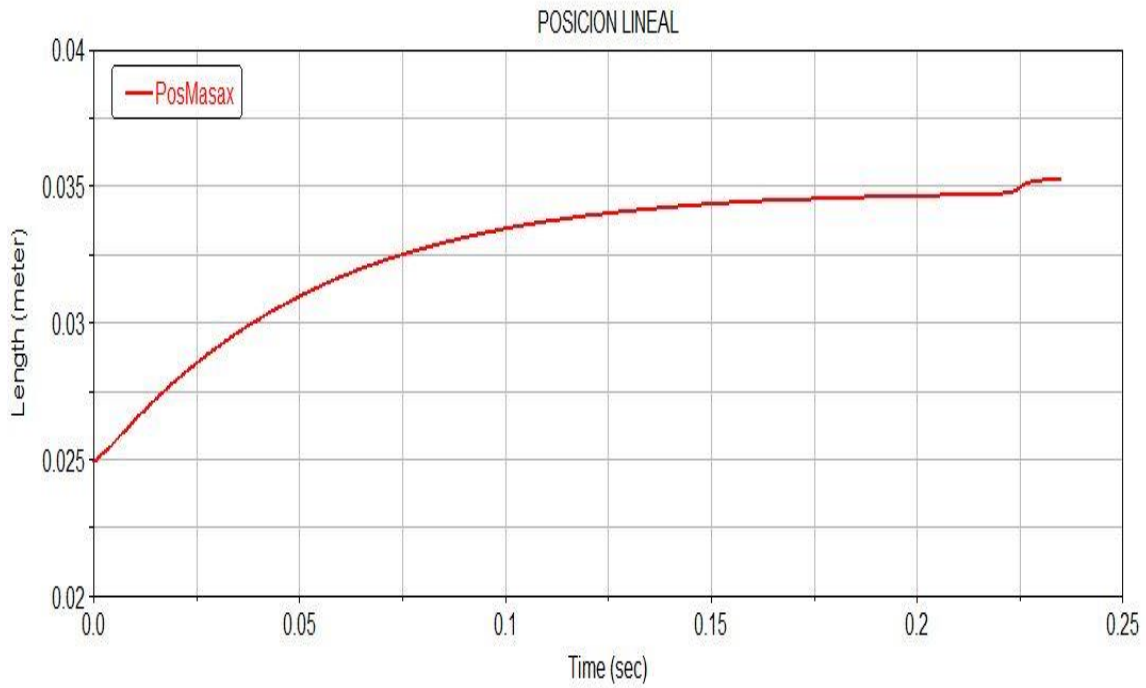


Figura 43. Posición lineal de la masa inercial.

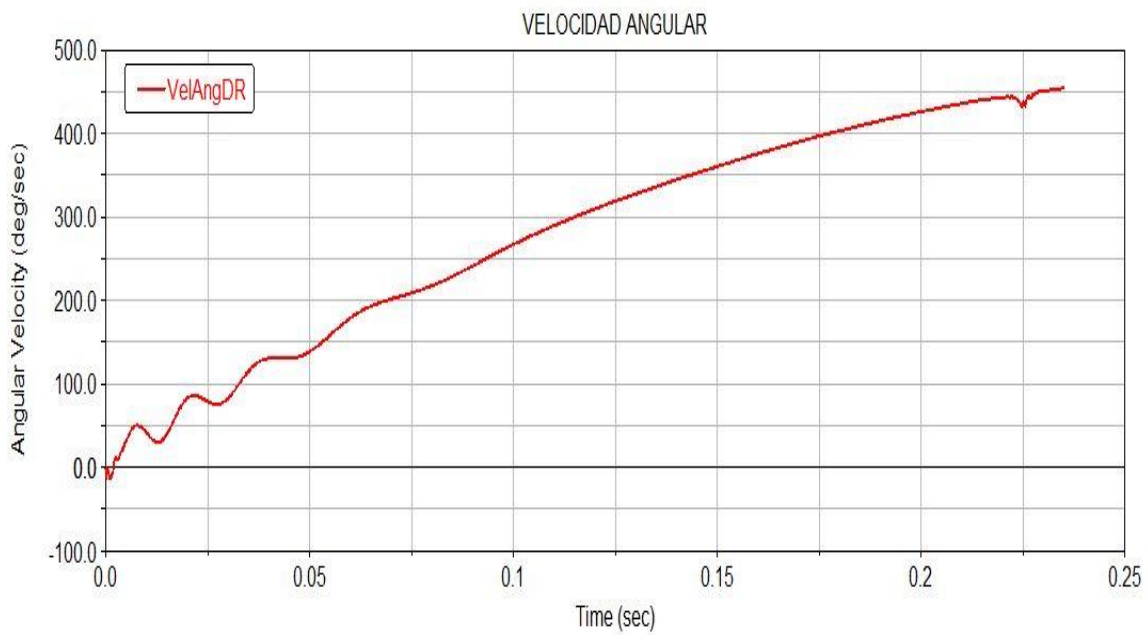
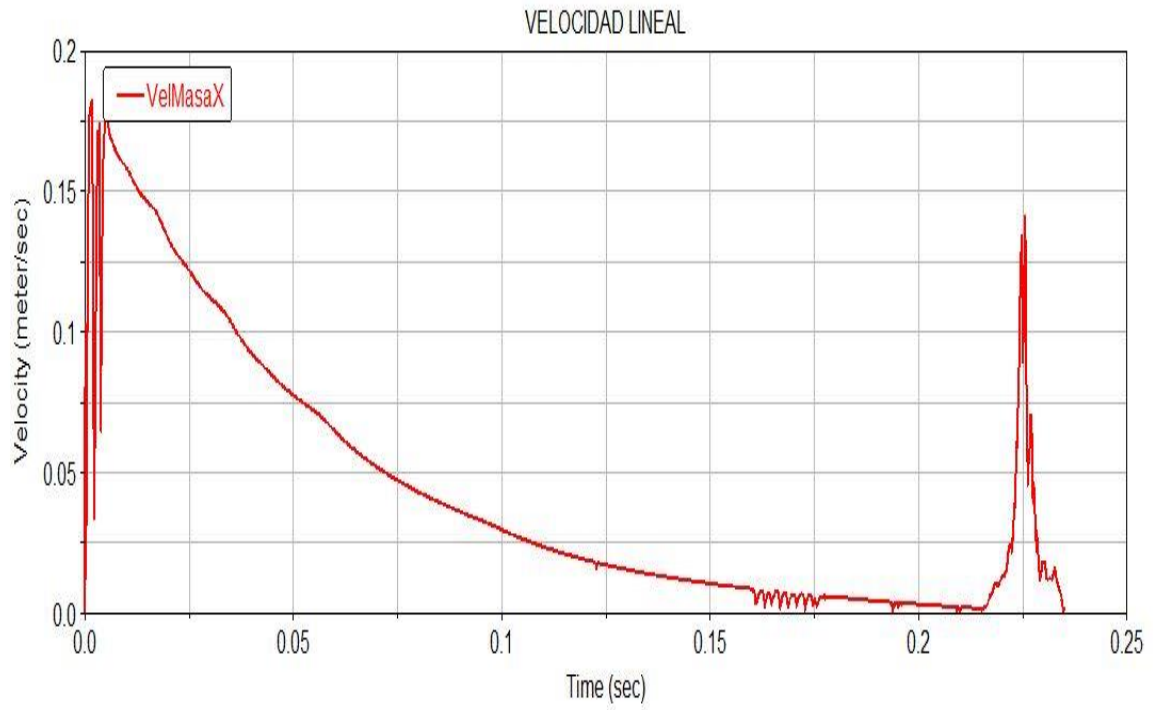


Figura 44. Velocidad angular de la masa inercial.



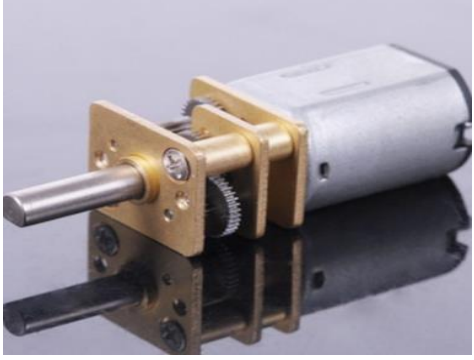



*Figura 45. Velocidad lineal de la masa inercial*

## ELEMENTOS ELECTRONICOS PROPUESTOS PARA EL DISCO DE BALANCEO




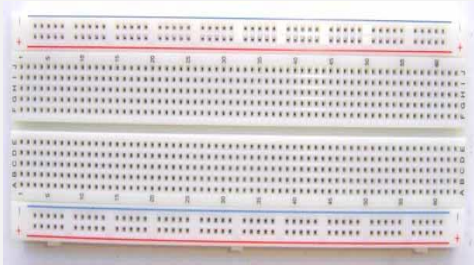
En la tabla 10 se muestran los componentes electrónicos comerciales que compone la parte del control del disco de balanceo activo, así como otros accesorios que serán parte del proceso de experimentación del circuito, se presenta el precio, características, dimensiones y la cantidad necesaria de cada uno de ellos.

*Tabla 10. Componentes electrónicos comerciales.*

<p><b>1. MODULO DE BLUETOOTH HC-06 \$129.90</b> Voltaje: 3.3 – 6 VCD Corriente: 8 mA Tamaño: 35.7 X 15.2 mm Cantidad: <u>1</u> <a href="http://www.nextiafenix.com/product/hc-06/">http://www.nextiafenix.com/product/hc-06/</a></p>	
<p><b>2. ARDUINO NANO 3.0 \$179.90</b> AT mega 328 Voltaje: 6 – 20 V Voltaje de operación: 5 V Tamaño: 18.5 X 43.2 mm Cantidad: <u>1</u> <a href="http://www.nextiafenix.com/product/arduino-nano/">http://www.nextiafenix.com/product/arduino-nano/</a></p>	

<p><b>3. MICRO MOTOREDUCTOR N20 \$109.90</b> Alimentación: 3 – 6 VCD Corriente: 40 mA @ 6 V Torque: 1.2 kg/cm Velocidad: 70 rpm @ 6V Peso: 19.5 g Cantidad: <u>2</u> <a href="http://www.nextiafenix.com/product/motorreductor-n20/">http://www.nextiafenix.com/product/motorreductor-n20/</a></p>	 A small, cylindrical micro motor with a brass gear housing and a silver metal shaft. It is shown from a side-on perspective, highlighting its compact size and mechanical details.
<p><b>4. CABLES DUPONT \$1 c/u</b> Longitud: 20 com Tipos: H-H, M-H, M-M Cantidad: 10 H-H           10 M-H           10 M-M <a href="http://www.nextiafenix.com/product/cables-dupont/">http://www.nextiafenix.com/product/cables-dupont/</a></p>	 A bundle of colorful Dupont-style jumper wires. The wires are organized by color (red, yellow, green, blue, black) and have different connector types (male-to-male, male-to-female) at their ends.
<p><b>5. MODULO PUENTE H BT57960 \$330</b> Voltaje del motor: 5.5 – 27 VCD Control: 5 VCD Corriente: 43 mA Tamaño: 50 X 50 X49 mm Cantidad: <u>1</u> <a href="http://www.nextiafenix.com/product/modulo-bts7960/">http://www.nextiafenix.com/product/modulo-bts7960/</a></p>	 A blue printed circuit board (PCB) module for an H-bridge motor driver. It features an integrated circuit (IC), several resistors, and a potentiometer. The board is labeled with 'NISI', 'ALFS-TECH', and 'IBT-2'.
<p><b>6. Batería Pila Recargable 123, Cr123 Litio-ion 2300 Mah</b> Voltaje: 3.7 v Corriente: 2300 mA Tamaño: 33.5X16 mm Costo: \$49 Cantidad: 1 <a href="http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-468438471-bateria-pila-recargable-123-cr123-litio-ion-2300-mah-">http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-468438471-bateria-pila-recargable-123-cr123-litio-ion-2300-mah-</a></p>	 Two purple cylindrical CR123 lithium-ion rechargeable batteries. One battery is standing upright, showing its top and bottom terminals, while the other is lying horizontally in front of it. The text 'GTL', 'LED FLASHLIGHT EXPERT', and '2300mAh' is visible on the purple casing.



<u>JM#questionText</u>	
<p><b>7. TIP 7805</b> <math>V_I</math>: 7 – 25 vol <math>V_O</math>: 4.8 – 5.2 vol Tamaño: 12.3X4.2 X1.85 cm Cantidad: 2</p>	
<p><b>8. L298</b> <math>V</math>: -0.3 – 7 vol <math>I_o</math>: 2 – 3 Amp Tamaño: 19.6X24.35X5 mm Cantidad: 2</p>	
<p><b>9. CNY70</b> Fototransistor <math>I_c</math>: 1 mA Tamaño: 7X7X6 mm Cantidad: 4 <a href="http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-470367031-cny70-sensor-reflectivo- JM">http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-470367031-cny70-sensor-reflectivo- JM</a></p>	
<p><b>10. Protoboard</b> Placa para pruebas del circuito, dimensiones entandar</p>	



## CONCLUSIONES

En este trabajo se caracterizó el comportamiento dinámico del rotor experimental del laboratorio de Ingeniería Mecánica del CENIDET, para lo anterior se utilizó un programa de elemento finito que considera un elemento viga como elemento finito con 4 grados de libertad por nodo.

De acuerdo al comportamiento dinámico y dimensiones del rotor experimental se diseñó un Disco de Balanceo Activo para balanceo en línea, con el que será posible balancear los tres primeros modos de vibración del rotor.

El Disco de Balanceo Activo propuesto básicamente funciona con dos mecanismos básicos, como son: mecanismo Piñón- Corona y mecanismo tornillo sin fin, el primero se utiliza para el movimiento angular de la masa de balanceo, mientras que el segundo es para proporcionar el movimiento radial de la masa de balanceo. Además se presentan detalles y características de cada uno de los elementos y componentes electrónicos que conforman el Disco de balanceo Activo.

Adicionalmente, se realizaron simulaciones de conexión y funcionamiento del circuito electrónico del sistema completo, se verificó que no existe interferencia entre componentes y tampoco existe posibilidad de corto circuito de acuerdo al sistema de conexión propuesto. Asimismo se realizó una simulación del comportamiento dinámico del Disco de Balanceo Activo considerando efectos de fricción entre los componentes con movimiento relativo así como el efecto del torque ejercido por los micro-motores.

Se sugiere además que se vuelva a realizar el proceso de simulación en ADAMS después de haber realizado una etapa de experimentación para obtener los parámetros que en esta ocasión obviamos o supusimos.

Se concluye que la manufactura del Disco de Balanceo Activo propuesto es viable, además de la aplicación a un rotor experimental esperando resultados favorables de funcionamiento.

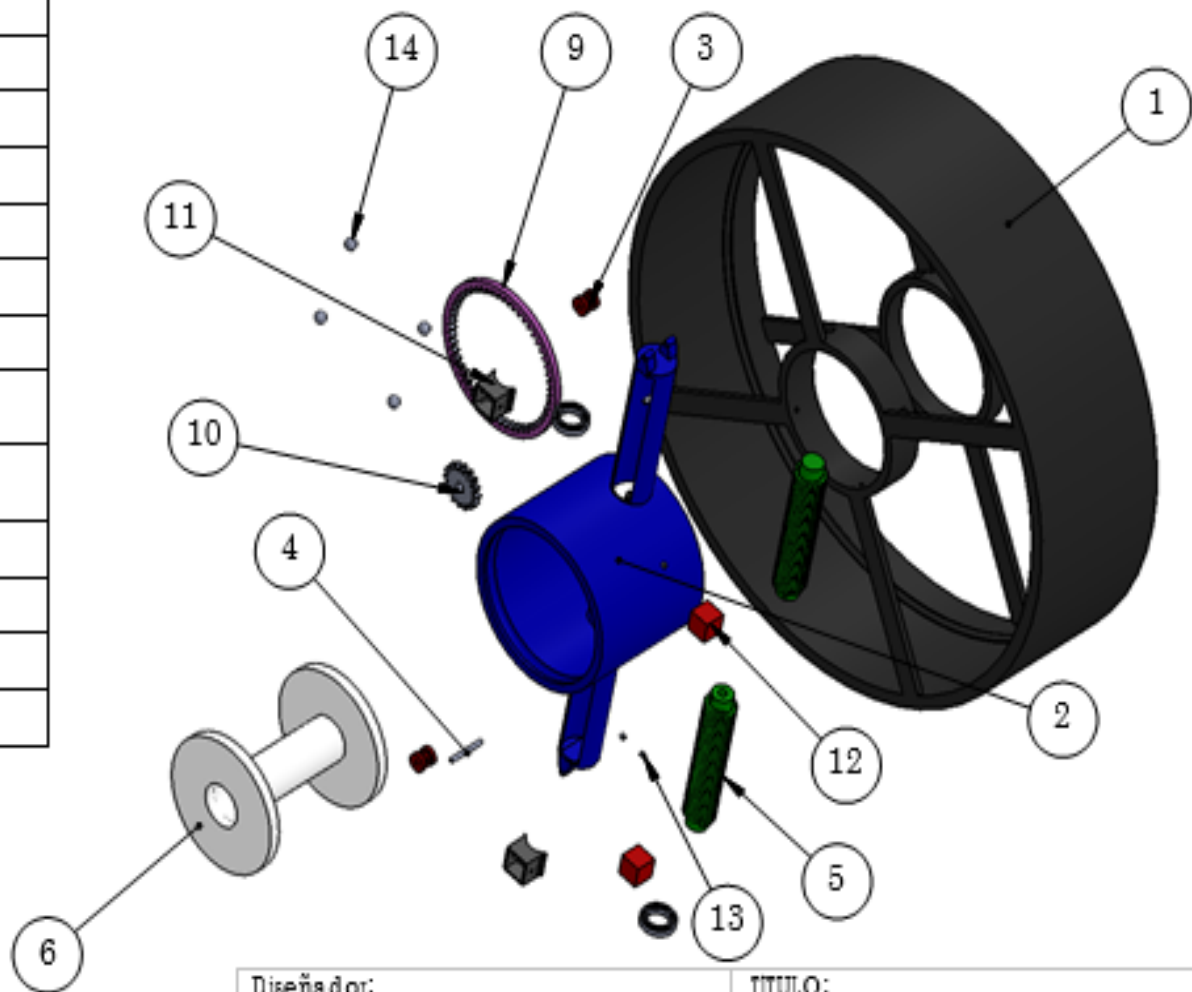
## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS


- [1] **Blanco O. A., Beltrán C. F., Favela C. A. and Silva N. G. 2008.** “ACTIVE DISK FOR AUTOMATIC BALANCING OF ROTOR-BEARING SYTEMS” American Control Conference, Seattle, Washington, USA 2008.
- [2] **Blanco O. A., Beltrán C. F., Silva N. G. and Méndez A. H. 2010.** “CONTROL DE VIBRACION EN MAQUINARIA ROTATORIA” Revista Iberoamericana Automática e informática Industrial, octubre 2010.
- [3] **Merax M. M. y Majewski T. 2007.** “BALANCE AUTOMÁTICO EN UN PLANO PARA ROTOR EXPERIMENTAL” Sociedad Mexicana de Ingenieros Mecánicos 2007.
- [4] **Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett.** “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, McGraw-Hill, Novena edición.
- [5] **S. Graham Kelly.** “Theory and problems of mechanical vibrations” McGraw-hill

# ANEXO A

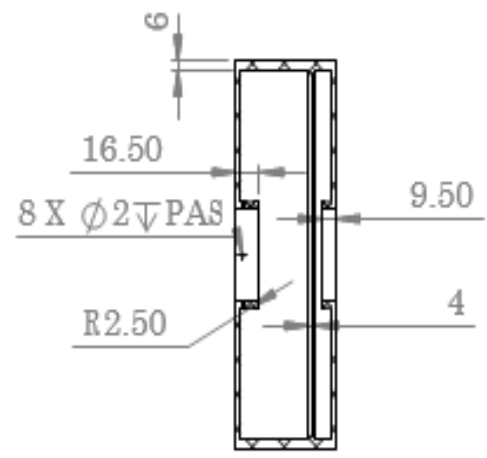
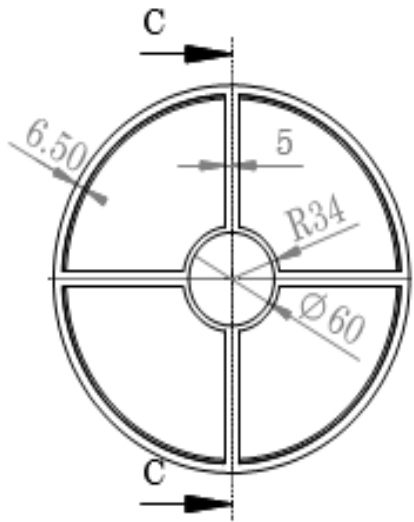
6	5	4	3	2	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD			
1	Aro	1			
2	Guia de tornillo sin fin	1			
3	Ruedas	2			
4	pasador	2			
5	tornillo sin fin	2			
6	tapa del disco	1			
7	balero	2			
8	aprisionador	1			
9	corona N54 m1.111 PA20	1			
10	piñon recto N16 M1.111 PA20	1			
11	transportadora	2			
12	masa inercial	2			
13	tornillo cabeza hueca	4			
14	Balin	8			

HISTORIAL DE REVISION				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FICHA	APROBADO

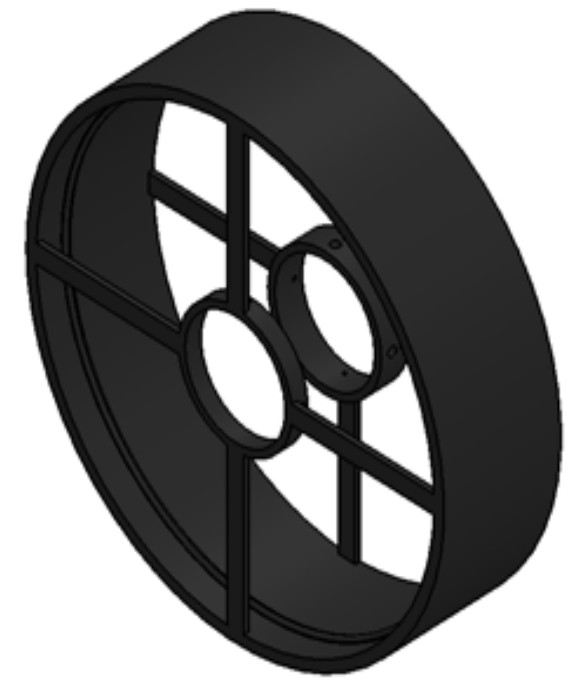


Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Corea		TITULO: DISCO DE BALANCEO ACTIVO	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL:	
		TAMANO A4	N.º DE DIBUJO 1
ESCALA: 1:3 MASA: 488.63 g FECHA: 21/11/2014			

HISTORIAL DE REVISIÓN				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



SECCIÓN C-C



ESCALA 1 : 3

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: ARO	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 2
		ESCALA: 1:5	MAÑA: 374.49 g

6

5

4

3

2

1

D

D

C

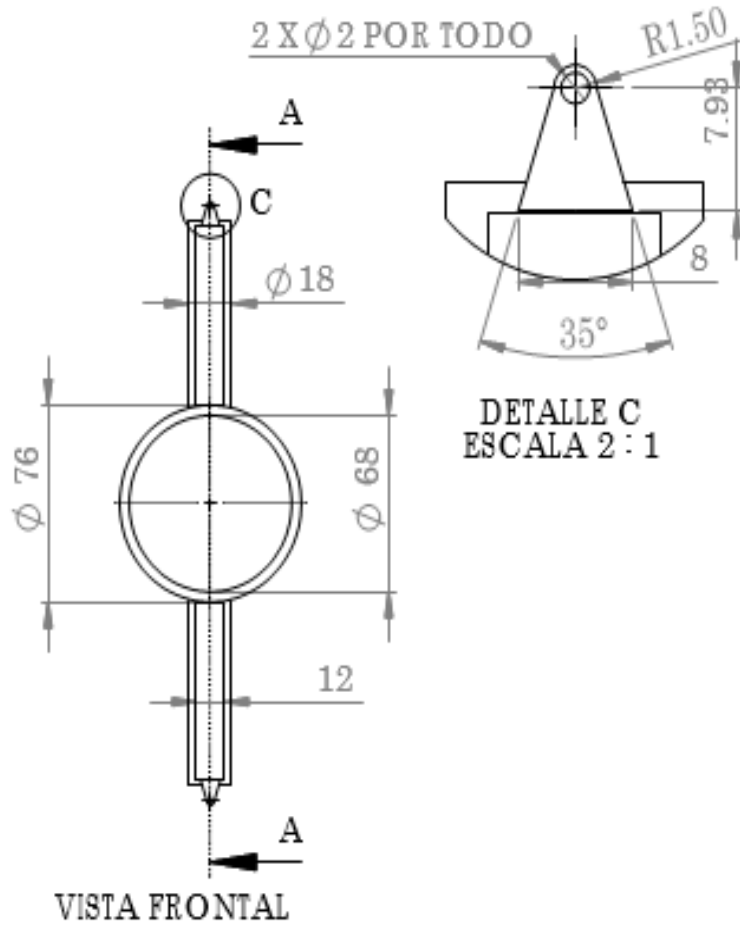
C

B

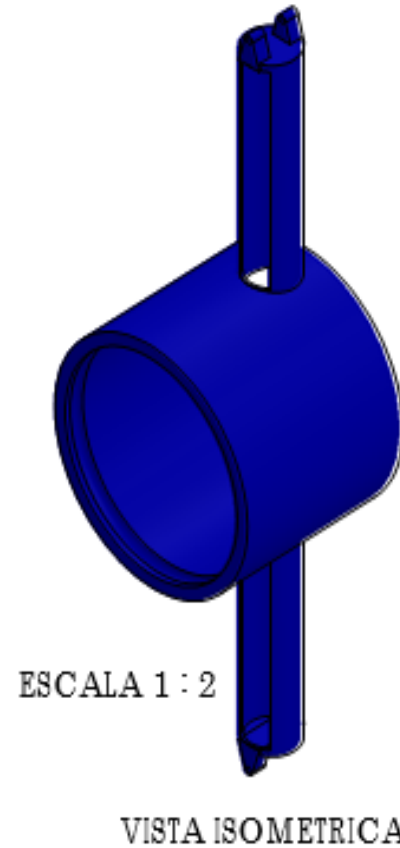
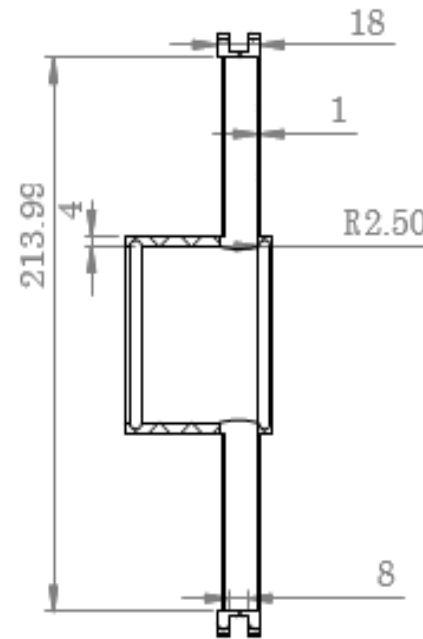
B


A

A



HISTORIAL DE REVISIÓN				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: Guia para el tornillo sin fin		
Embresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS		
 SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COPIAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR		TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 3	
ESCALA 1:3		MA8A: 57.84 g	FECHA: 21/11/2014	

6

5

4

3

2

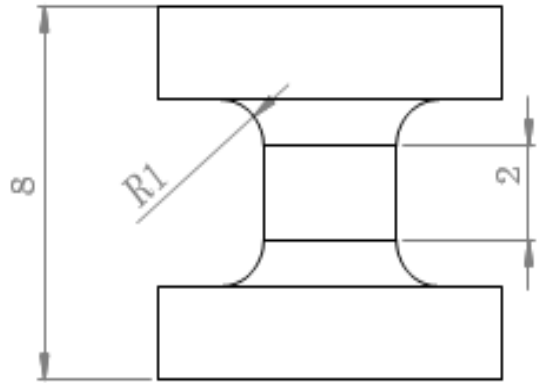
1

A

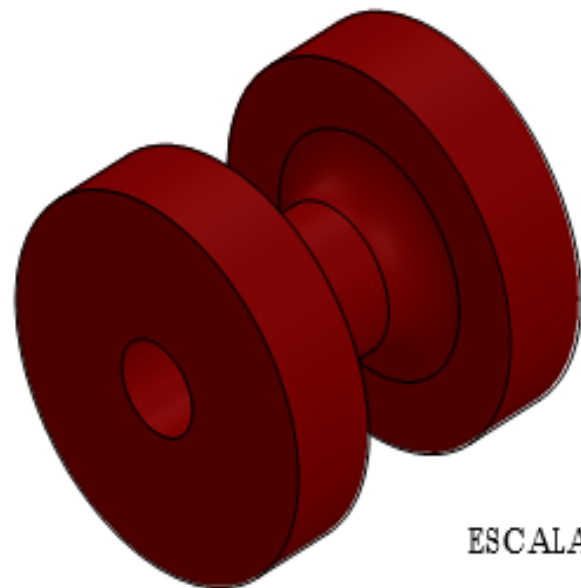
A

6 5 4 3 2 1

HISTORIAL DE REVISIÓN				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

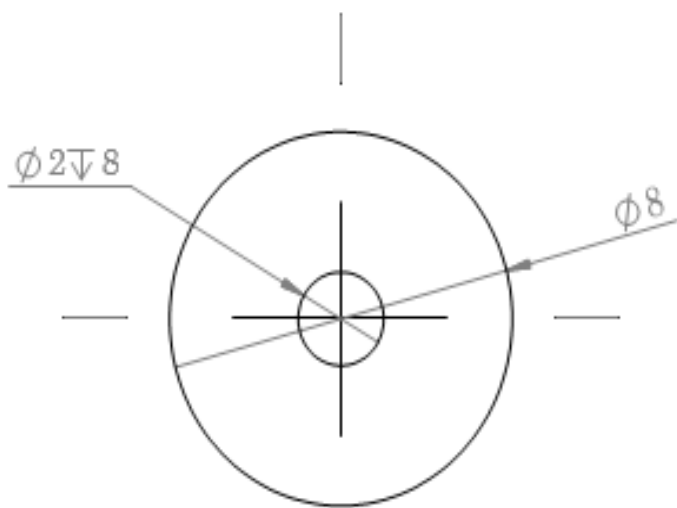


VISTA FRONTAL



ESCALA 7 : 1

VISTA ISOMETRICA



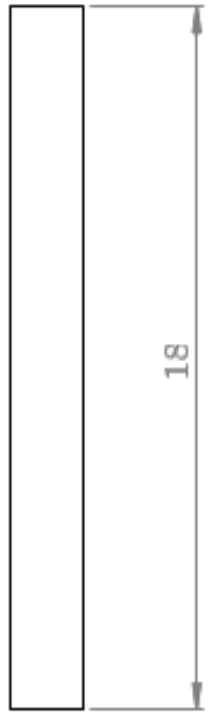
VISTA LATERAL

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: <b>RUEDA</b>		
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS		
<p>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN M.M. ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL: ANGULAR:</p>		TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 4	
		ESCALA: 6:1	MASA: 0.22 g	FECHA: 21/11/2014

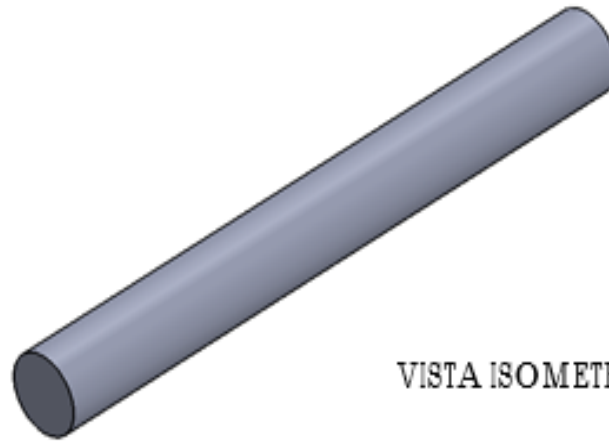
6 5 4 3 2 1

HISTORIAL DE REVISIÓN

ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO
------	------	-------------	-------	----------

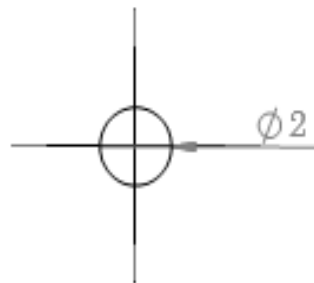


VISTA LONGITUDINAL




VISTA ISOMETRICA

ESCALA 6 : 1



VISTA AXIAL

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: Pasador	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
 <p>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR</p>		TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 5
		ESCALA: 5:1	MASA: 0.06 g   FECHA: 21/11/2014



6

5

4

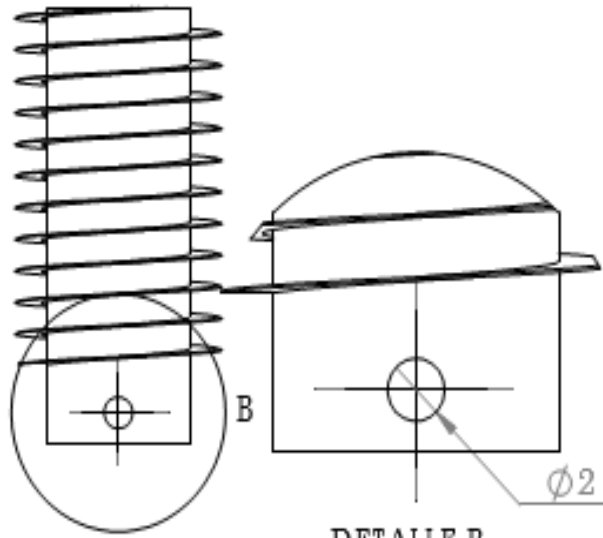
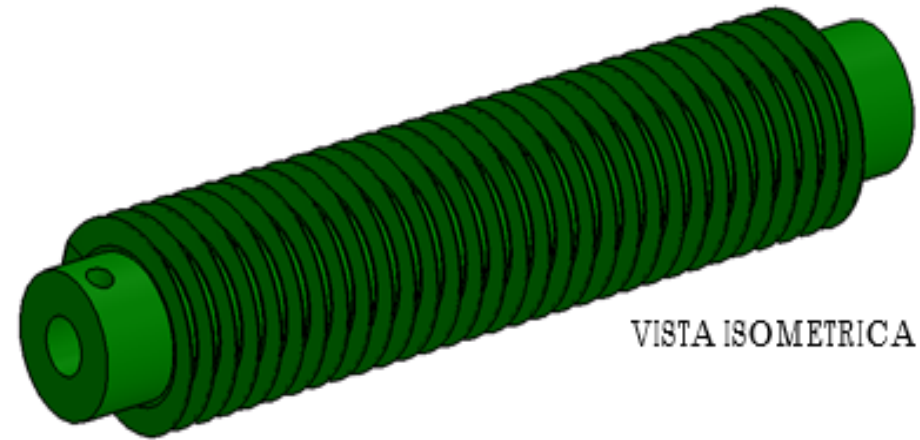
3

2

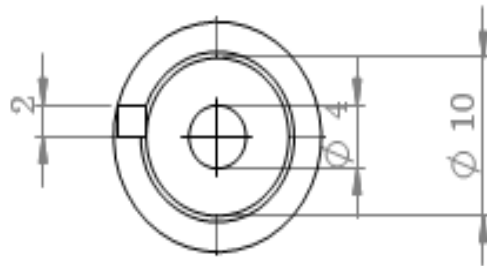
1

## HISTORIAL DE REVISIÓN

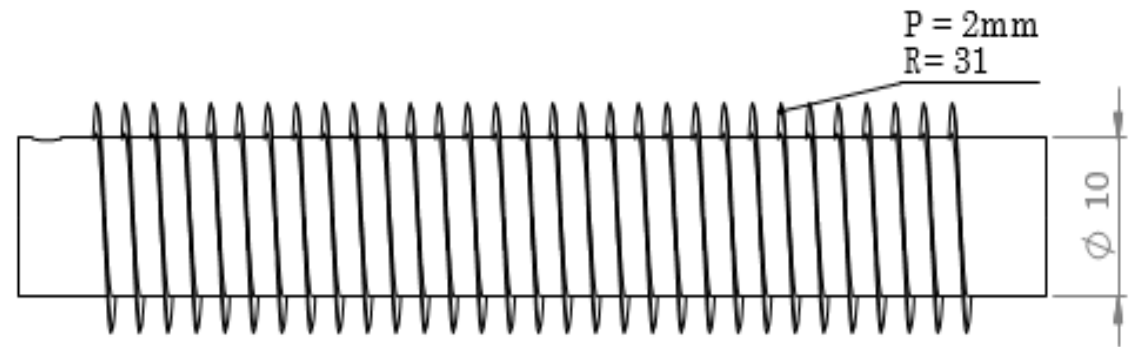
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO
------	------	-------------	-------	----------

DETALLE B  
ESCALA 4 : 1

VISTA ISOMETRICA



VISTA AXIAL



VISTA LONGITUDINAL

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: TORNILLO SIN FIN	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
SI NO SE INDICALO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL ANGULAR		TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 5
		ESCALA: 2:1	MASA: 5.88 g

6

5

4

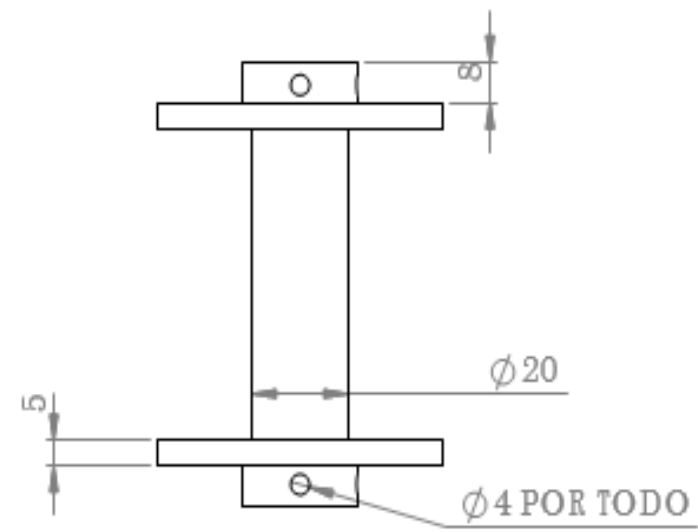
3

2

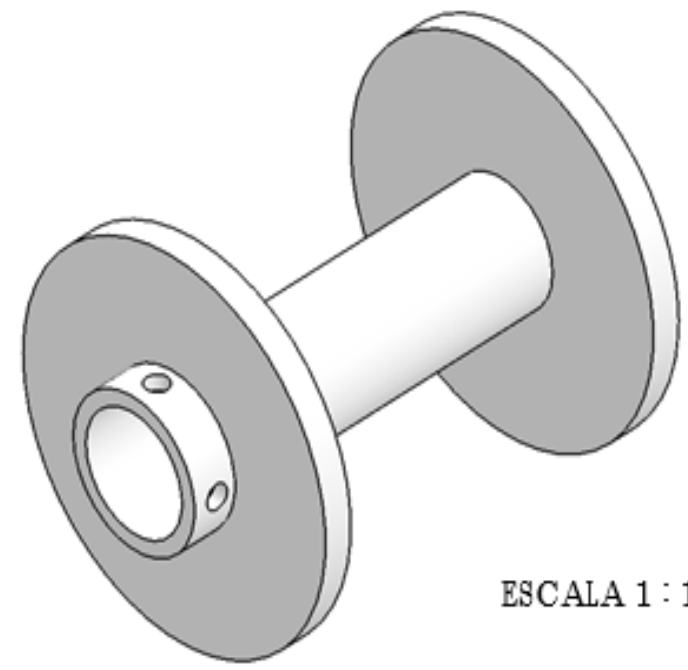
1

6 5 4 3 2 1

HISTORIAL DE REVISIÓN				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

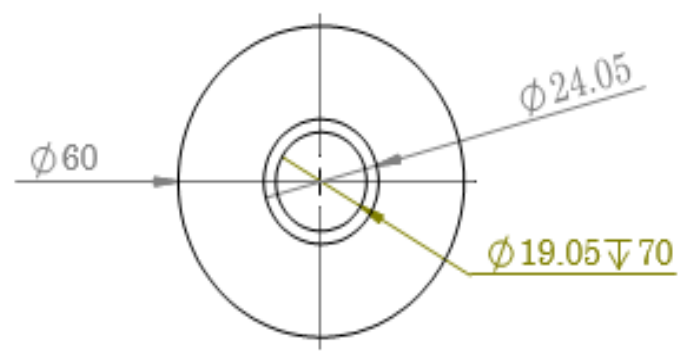


VISTA LONGITUDINAL



ESCALA 1 : 1

VISTA ISOMETRICA

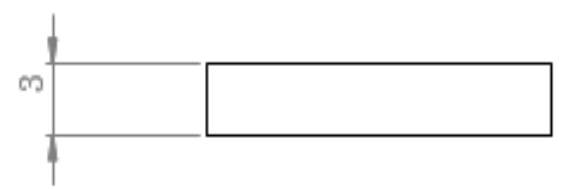


VISTA AXIAL

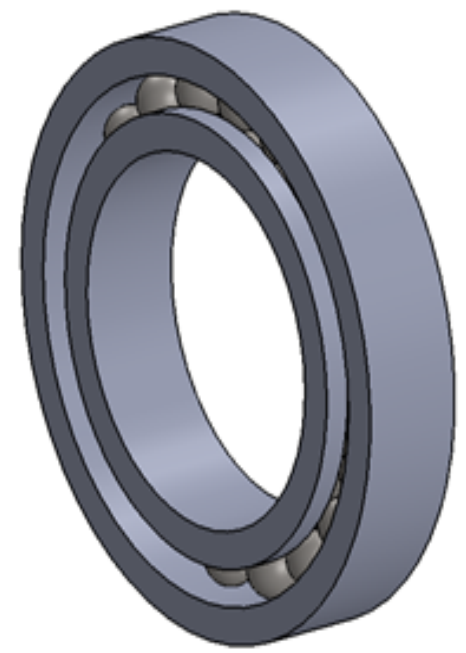
Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: TAPA DE DISCO	
Embresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
	<small>SINO SE INDICALO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR</small>	TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 7
	ESCALA: 1:1.5 MASA: 27.72 g FECHA: 21/11/2014		

6 5 4 3 2 1

HISTORIAL DE REVISIÓN				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO

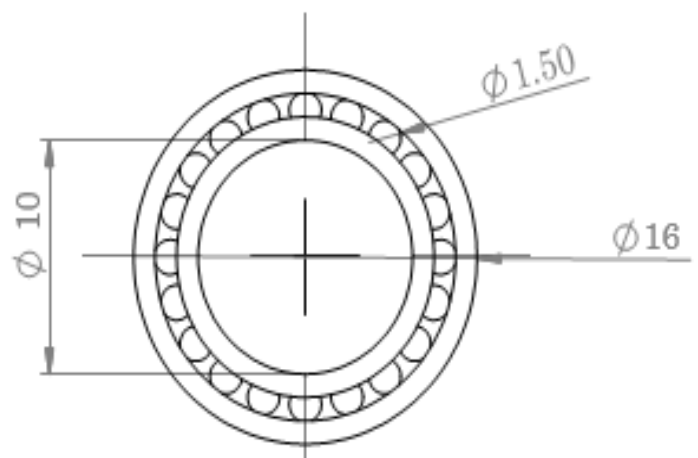


VISTA LATERAL



ESCALA 5 : 1

VISTA ISOMETRICA

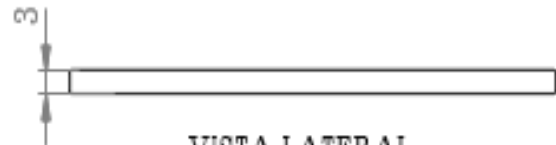


VISTA FRONTAL

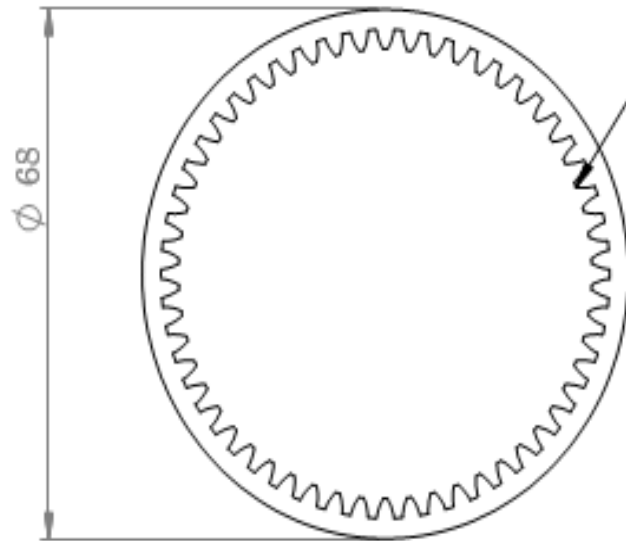
Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TITULO: BALERO		
Embresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: AISI 1020		
<p>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAS ANGULARES</p>	TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 8		
	ESCALA: 3:1	MA8A: 2 g	FECHA: 21/11/2014	

HISTORIAL DE REVISIÓN

ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	APROBADO
------	------	-------------	-------	----------

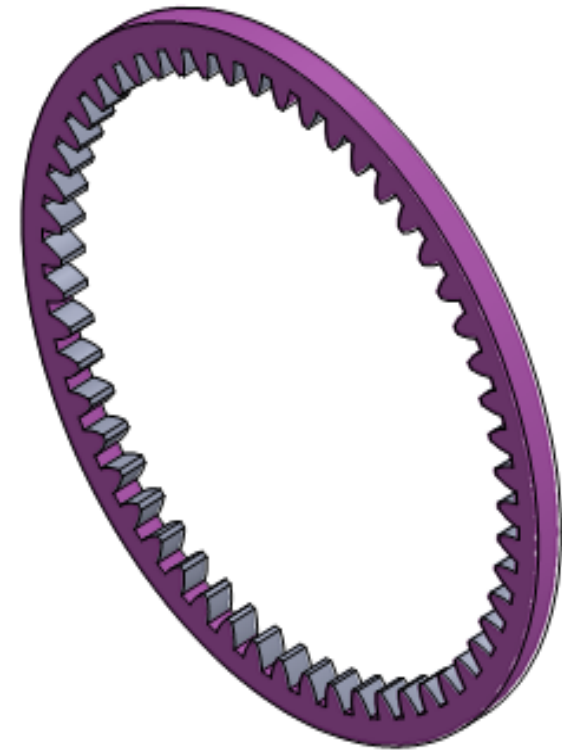


VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL

N=54  
m = 1.111  
PA=20



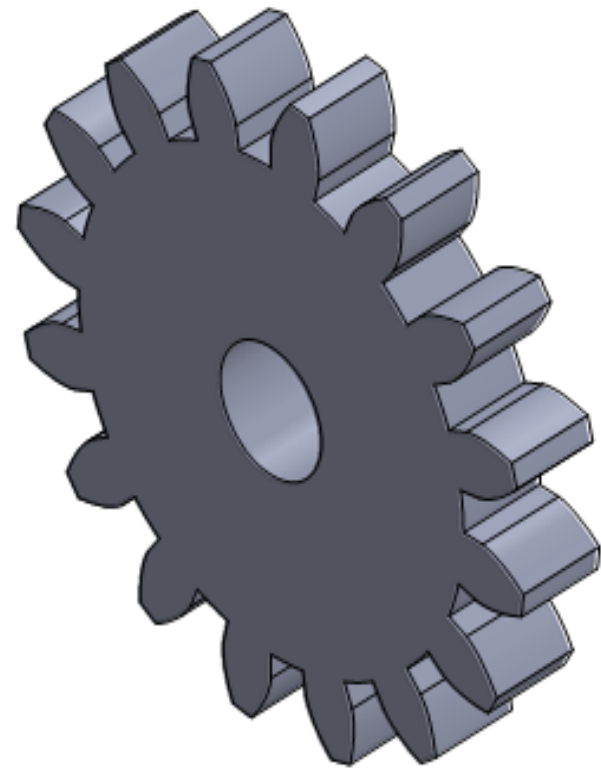
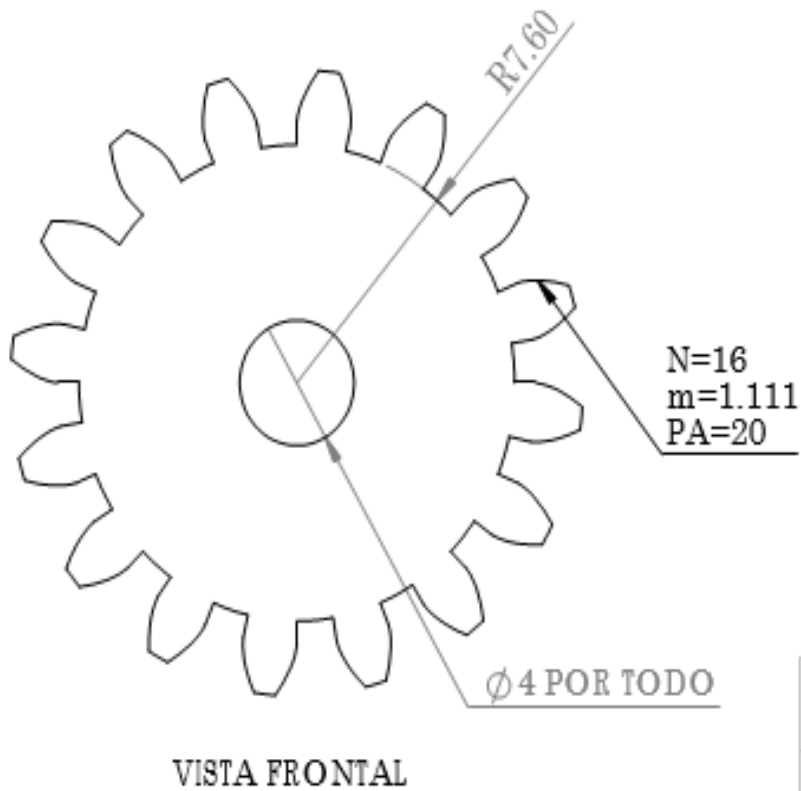
ESCALA 1.5 : 1

VISTA ISOMETRICA

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: <b>CORONA</b>	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
<p>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL ANGULAR</p>		TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 9
		ESCALA: 1:1	MASA: 2.36 g

6 5 4 3 2 1

HISTORIAL DE REVISIÓN				
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO



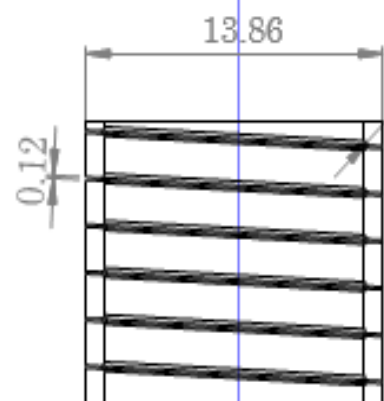
ESCALA 5 : 1

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TITULO: PIÑON RECTO	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
<p>SI NO SE INDICALO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL: ANGULAR:</p>	TAMAÑO A4	N.º DE DIBUJO 10	
	ESCALA: 4:1	MASSA: 0.7 g	FECHA: 21/11/2014

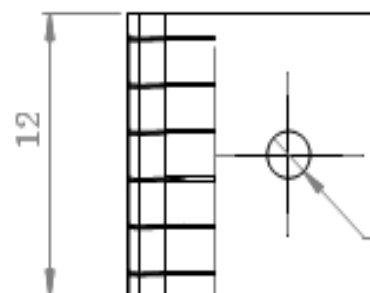
6 5 4 3 2 1

HISTORIAL DE REVISIÓN

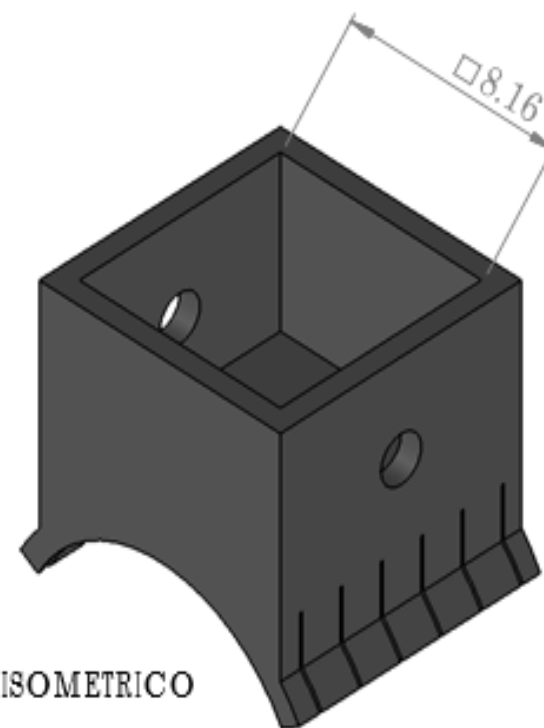
ZONA	REV.	DESCRIPCION	FECHA	APROBADO
------	------	-------------	-------	----------



VISTA INFERIOR

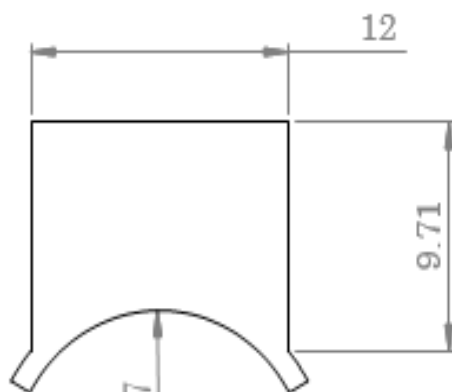


VISTA LATERAL



VISTA ISOMETRICO

ESCALA 4 : 1



VISTA FRONTAL

Diseñador: Carlos Fco. Guzmán Correa		TÍTULO: <b>TRANSPORTADORA</b>	
Empresa: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico		MATERIAL: Plastico ABS	
	<small>SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL TOLERANCIAS LINEAL: ANGULAR:</small>		TAMAÑO A4 N.º DE DIBUJO 11
	ESCALA: 3:1 MASA: 0.61g FECHA: 21/11/2014		

