



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción

“Diseño de un Volante de Inercia para Almacenar Energía en
Instalaciones Fotovoltaicas.”

EXAMEN COMPLEXIVO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Grace Maritza Murga Delgado

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO 2014

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por todas las bendiciones recibidas y por poner en mi camino a gente de bien,

Al director de mi tesis, Ing. Ernesto Martínez por su apoyo, interés y paciencia en la dirección de este trabajo,

Agradezco especialmente al PhD. Werner Van Geel y a su familia por entregar su valioso tiempo, conocimiento y su ayuda para el desarrollo de este trabajo.

DEDICATORIA

A mi hermosa madre por llenar mi vida de optimismo, alegría, fortaleza, ternura y cuidados incondicionalmente.

A mi papá y mis abuelos que me enseñan que la fe, disciplina, honradez y trabajo duro, rinden frutos.

A mis hermanitos.

A la memoria de mis abuelas Norma y Enma.

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Ing. Jorge Duque R.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DEL EXAMEN
COMPLEXIVO

Ing. Jorge Duque R.
VOCAL PRINCIPAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este Examen Complexivo, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Grace Maritza Murga Delgado

RESUMEN

Ecuador por su ubicación geográfica posee condiciones aptas para la utilización de instalaciones solares fotovoltaicas que, si son bien ejecutadas, pueden reducir el costo de transporte de la energía. Actualmente se tienden extensas líneas de transmisión de energía eléctrica desde las centrales hidroeléctricas hasta las poblaciones apartadas, sin que esto garantice el abastecimiento continuo del servicio eléctrico, debido a la variación de caudal durante las épocas seca y lluviosa.

La energía solar fotovoltaica, es una tecnología limpia que se encuentra en constante mejoramiento. Por su naturaleza fluctuante diaria, necesita baterías como medio de almacenamiento. Este es uno de los elementos que concentra atención por el bajo rendimiento en condiciones reales, vida limitada y los residuos dejados al final de la vida útil de estas baterías.

Una posible alternativa, es almacenar la energía en un volante de inercia. Al contrario de lo que sucede con los volantes de inercia de los motores de combustión interna, los cuales sirven para amortiguar las variaciones de la velocidad angular. En el caso de las instalaciones fotovoltaicas, dependiendo del balance entre la incidencia de la luz solar y la demanda, el volante debe ser capaz de almacenar o entregar energía con un periodo que puede variar desde horas hasta días completos.

Este trabajo tiene como objetivo presentar un diseño de un volante que sea capaz de reemplazar las baterías de ciclo profundo en un sistema fotovoltaico. Para tener al menos la misma eficiencia que estas baterías, es necesario reducir las pérdidas por fricción, por esto se emplearon cojinetes magnéticos para aminorar la resistencia mecánica y una cámara de vacío alrededor del rotor que reduce la resistencia aerodinámica.

Una vida útil prolongada a un costo razonable tuvo preferencia sobre el más alto rendimiento posible, para tener una buena relación costo-beneficio que sea atractivo para poder ser comercializado.

De la literatura existente, los resultados de las investigaciones previas fueron sintetizados para diseñar un volante que se adapte a las necesidades descritas.

En primer lugar, se desarrolló el cálculo del rotor y posteriormente, a base de este resultado se dimensionaron los cojinetes magnéticos. Usando el programa LISA y COMSOL, que son modelos de elementos finitos, se programó un modelo básico con el cual se compararon los resultados del programa con cálculos analíticos para verificar el modelo. Luego, este modelo se modificó para simular su comportamiento bajo condiciones reales.

Al final se calculó la cámara de vacío alrededor del rotor, la misma que debe ser lo suficientemente fuerte para resistir el vacío al que es sometida y brindar seguridad en caso de falla del rotor.

Como parte de un trabajo multidisciplinario, el diseño del motor / generador que se integra a este volante se excluye del alcance de este trabajo, éste se limitó a la integración de los polos del motor / generador homopolar. Para los polos, se analizaron las fuerzas producidas por las revoluciones del rotor para evitar fallas de los elementos.

El resultado de este trabajo es un diseño económicamente viable, es decir, existe una buena relación entre el rendimiento y los costos de materiales de los elementos funcionales, en comparación con las baterías de ciclo profundo.

Todos los materiales seleccionados y planos se pueden emplear como base para poder fabricar un prototipo a futuro.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	ii
ÍNDICE GENERAL.....	v
ABREVIATURAS.....	viii
SIMBOLOGÍA.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE PLANOS.....	xiv
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERACIÓN ELÉCTRICA EN EL ECUADOR.....	4
1.1 Generación eléctrica por tipo de fuente.....	5
1.2 Pérdidas por transmisión.....	12
CAPÍTULO 2	
2. GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA SOLAR.....	19
2.1 Instalaciones solares fotovoltaicas.....	19
2.2 Baterías de ciclo profundo.....	27
2.3 Debilidades del uso de baterías plomo-ácido.....	32

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DEL ROTOR DE INERCIA.....	35
3.1 Diseño de forma.....	35
3.2 Almacenamiento de energía en cilindros giratorios.....	40
3.3 Esfuerzos en cilindros giratorios.....	48
3.4 Cálculo de la dimensión del rotor usando el programa de elementos finitos LISA y selección de materiales.....	60
3.5 Análisis de esfuerzos en los polos incorporados del rotor / generador.....	76

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DE LOS COJINETES.....	81
4.1 Estabilidad de rotor magnético suspendido.....	81
4.2 Diseño de cojinetes magnéticos axiales.....	90
4.3 Diseño de cojinetes magnéticos radiales.....	108
4.4 Selección de cojinetes de emergencia.....	132

CAPÍTULO 5

5. CÁMARA DE VACÍO.....	135
5.1 Diseño para resistir la presión atmosférica.....	135
5.2 Medidas de seguridad en caso de falla del rotor.....	150

CAPÍTULO 6

6. VIABILIDAD ECONÓMICA.....	152
6.1 Costo estimado de materiales y vida útil del diseño propuesto..	152
6.2 Evaluación del precio en comparación con la vida útil respecto a las baterías de ciclo profundo.....	159

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	165
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

°C	grados centígrados
A	Amperio
Ah	Amperio hora
CONELEC	Consejo Nacional de Electrificación Fondo de electrificación rural y urbano marginal
FERUM	
h	hora
H/m	Henrio / metro
kg	kilogramo
kg/m ³	kilogramo / metro cúbico.
kg/m ⁴	kilogramo / metro a la cuarta
kJ/m ³	kilo joule/metro cúbico
kN	kilonewton
ksi	kilo libra / pulgada cuadrada
kW	kilowatt
lb/in ³	libra / pulgada cúbica
m	metro
m/s ²	metro / segundo al cuadrado
m ³	metro cúbico
mm	milímetro
mm ³	milímetro cúbico
mT	militesla
N	Newton
N.m	Newton . metro
N/m	newton / metro
N/m ²	Newton / metro cuadrado
N/mm	newton/mm
rad/s	radianes / segundo
rpm	revoluciones por minuto
S/m	siemens / metro
T	tesla
Unid.	Unidad
USD	dólares americanos
W	Watt
Wh	Watt-hora

SIMBOLOGÍA

Pb	Plomo
σ_l	Esfuerzo longitudinal
σ_r	Esfuerzo radial
σ_t	Esfuerzo tangencial
$\omega_{m\acute{a}x}$	Velocidad angular máxima
$\omega_{m\acute{i}n}$	Velocidad angular mínima
E_c	Energía almacenada
ρ	Densidad
h	Altura
M	Momento
B	Campo magnético
l	Longitud
I	Corriente
F	Fuerza
d_{rotor}	Diámetro de rotor
n	Número de espiras
r	Radio
ε_L	Deformación longitudinal
ε_R	Deformación radial
ε_T	Deformación tangencial
ν	Coefficiente de Poisson
k_r	Coefficiente de rigidez magnética radial
k_z	Coefficiente de rigidez magnética axial
F_{atr}	Fuerza imanes en atracción
F_w	Peso
F_{rep}	Fuerza imanes en repulsión
F_{est}	Fuerza de estabilización
F_{des}	Fuerza desestabilizadora
F_{emer}	Fuerza cojinetes de emergencia
E	Diferencia de potencial
ϕ	Flujo magnético
Z	Impedancia
X	Reactancia
X_L	Reactancia inductiva

X_C	Reactancia capacitiva
L	Inductancia
f	Frecuencia
C	Capacitancia
V	Voltaje
δ	Profundidad superficial del conductor
μ	Permeabilidad magnética
L_{10}	Vida nominal
p	Coefficiente de vida útil, perímetro
C_{dyn}	Capacidad de carga dinámica
v	Velocidad lineal

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1	Potencia Efectiva por tipo de central [MW]..... 5
Figura 1.2	Mapa del Sistema Nacional de Generación, transmisión y Distribución..... 13
Figura 1.3	Pérdida de energía eléctrica a nivel nacional..... 14
Figura 1.4	Insolación directa promedio en territorio continental..... 16
Figura 1.5	Mapa de centrales de generación no convencional..... 17
Figura 2.1	Esquema de instalación solar fotovoltaica no conectada a la red..... 21
Figura 2.2	Celda galvánica de una batería plomo-ácido..... 23
Figura 2.3	Estructura Interna de Batería Plomo-Ácido..... 25
Figura 2.4	Electroquímica de una batería plomo-ácido..... 26
Figura 2.5	Desgaste de baterías..... 27
Figura 2.6	Diferencias entre baterías para arranque y ciclo profundo..... 28
Figura 2.7	Vida útil de batería de ciclo profundo..... 31
Figura 3.1	Diagrama de forma..... 36
Figura 3.2	Detalle 1..... 37
Figura 3.3	Detalle 2..... 38
Figura 3.4	Equilibrio de fuerzas en un elemento diferencial de un Cilindro giratorio..... 48
Figura 3.5	Esfuerzos en un cilindro macizo..... 52
Figura 3.6	Esfuerzos en un cilindro hueco de pared gruesa..... 55
Figura 3.7	Comparación de esfuerzos en cilindro hueco y macizo..... 58
Figura 3.8	Esfuerzo de Von Mises en un cilindro macizo rotatorio a máxima velocidad angular..... 73
Figura 3.9	Diagrama S/N de acero aleado 300M..... 74
Figura 3.10	Concentración de esfuerzos posterior a la adición de polos del motor / generador..... 77
Figura 3.11	Resultado de la concentración de esfuerzos posterior a Variación de altura y velocidad angular..... 79
Figura 4.1	Inestabilidad en la levitación magnética..... 84
Figura 4.2	Paraboloide hiperbólico (silla de montar)..... 85
Figura 4.3	Ejes de coordenadas en imán radial permanente..... 87
Figura 4.4	Diagrama de equilibrio de fuerzas estáticas del rotor..... 89
Figura 4.5	Equilibrio de momentos en rotor..... 91
Figura 4.6	Materiales de imanes permanentes..... 92
Figura 4.7	Esfuerzo tangencial a velocidad angular máxima..... 96

Figura 4.8	Espesor y diámetro interno de cojinetes axiales fijos al rotor.	98
Figura 4.9	Líneas de flujo magnético para arreglo Halbach en atracción	99
Figura 4.10	Configuración de arreglo Halbach en atracción.....	100
Figura 4.11	Dimensiones de imanes en atracción del arreglo Halbach...	101
Figura 4.12	Comportamiento de imanes de arreglo Halbach.....	102
Figura 4.13	Líneas de flujo magnético para imanes en repulsión.....	104
Figura 4.14	Configuración de imanes en repulsión.....	105
Figura 4.15	Dimensiones de imanes en repulsión.....	106
Figura 4.16	Comportamiento de imanes en repulsión.....	107
Figura 4.17	Desplazamiento entre imanes.....	108
Figura 4.18	Comportamiento de configuración total de imanes.....	109
Figura 4.19	Cilindro conductor rotando en un campo magnético creado por imán radial.....	111
Figura 4.20	Comportamiento de inductancia y resistencia.....	115
Figura 4.21	Voltaje inductivo.....	117
Figura 4.22	Detalle de corriente inducida.....	118
Figura 4.23	Desfase entre corriente y voltaje en un sistema inductivo....	119
Figura 4.24	Desfase entre corriente y voltaje en el cilindro conductor.....	120
Figura 4.25	Corriente en cilindro conductor.....	121
Figura 4.26	Fuerza estabilizadora resultante.....	122
Figura 4.27	Rigidez magnética de cojinetes axiales en repulsión.....	123
Figura 4.28	Esfuerzos generados en el cilindro de cobre.....	127
Figura 4.29	Corrientes de Eddy en el cilindro generadas por programa de elementos finitos.....	128
Figura 4.30	Penetración superficial de corrientes de Eddy vista superior	129
Figura 4.31	Dimensiones de imán radial.....	132
Figura 5.1	Masa efectiva de la barrera.....	140
Figura 5.2	Energía de fragmento.....	142
Figura 5.3	Cuarto de pruebas de volante de inercia.....	153

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1	Centrales hidroeléctricas con mayor potencia efectiva..... 6
Tabla 2	Centrales térmicas MCI con mayor potencia efectiva..... 6
Tabla 3	Centrales térmicas de turbogas con mayor potencia efectiva..... 7
Tabla 4	Centrales térmicas de turbovapor con mayor potencia efectiva.. 7
Tabla 5	Centrales eólicas con mayor potencia efectiva..... 8
Tabla 6	Producción por tipo de recursos para generación eléctrica..... 10
Tabla 7	Cobertura eléctrica de provincias por zona.....11
Tabla 8	Matriz de decisión para material del rotor..... 61
Tabla 9	Propiedades físicas y mecánicas de diseño para aceros de baja aleación..... 64
Tabla 10	Composición química de aceros aleados AISI 4340 y 300M.... 66
Tabla 11	Diámetros máximos para barras de acero de baja aleación (mediante endurecimiento de al menos 90% de martensita en el centro)..... 68
Tabla 12	Propiedades mecánicas y características geométricas de acero aleado 300M.....69
Tabla 13	Relación entre altura del cilindro macizo giratorio y esfuerzo de Von Mises..... 72
Tabla 14	Relación entre altura del cilindro macizo giratorio con polos incorporados y esfuerzo de Von Mises..... 78
Tabla 15	Características de imanes permanentes según el material..... 93
Tabla 16	Velocidad angular y fuerza estabilizadora.....131
Tabla 17	Costo material por peso..... 155
Tabla 18	Costo de material estandarizado..... 156
Tabla 19	Costo de material importado..... 157
Tabla 20	Costo de componentes eléctricos..... 157
Tabla 21	Costo total materiales de volante de inercia..... 158
Tabla 22	Relación de costo de componentes funcionales y auxiliares...161

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Brida Ciega Superior
Plano 2	Brida Ciega Inferior
Plano 3	Cámara de vacío
Plano 4	Soporte de imanes inferiores
Plano 5	Soporte Cojinetes de emergencia
Plano 6	Tuerca de precarga
Plano 7	Soporte imanes superiores
Plano 8	Rotor
Plano 9	Cilindro cojinete superior
Plano 10	Cilindro corrientes Eddy

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo presenta el diseño de los componentes mecánicos de un volante de inercia como reemplazo a las baterías de ciclo profundo en instalaciones fotovoltaicas.

En el capítulo 1 se describe brevemente la situación de generación de energía eléctrica del país de acuerdo a sus tipos de fuentes y se identifica cuál es el aporte de cada una de estas fuentes al Sistema Nacional Interconectado. Finalmente se muestra el potencial que tiene la generación fotovoltaica para abastecer la demanda que no es cubierta por el SNI.

El capítulo 2 comprende una visión general de los componentes de las instalaciones fotovoltaicas deteniéndose en el funcionamiento de las baterías de ciclo profundo. De este componente se hace énfasis en; su capacidad de almacenamiento, profundidad de descarga y su vida útil, así como también en los efectos que tiene sobre la salud de los seres humanos la exposición al plomo.

En el capítulo 3 se diseña el rotor del volante de inercia en función de la capacidad de almacenamiento de energía de una batería de ciclo profundo, se analizan los esfuerzos y en base a ello se elige el material. Se selecciona

la forma, dimensiones y velocidad angular del rotor. Posteriormente se adicionan los polos del rotor y se calcula el peso final de este elemento.

El capítulo 4 se concentra en los cojinetes del rotor. El diseño presenta una combinación de cojinetes magnéticos y rodamientos de bola. El concepto de estabilidad magnética se presentan a manera de introducción para entendimiento del funcionamiento de los cojinetes magnéticos, luego se selecciona el material de los estos cojinetes considerando las limitaciones de espacio y la fuerza de sujeción necesaria. A continuación, con la ayuda de programas de elementos finitos, se dimensionan los cojinetes axiales y con este resultado luego se procede al diseño del cojinete de estabilización radial. Se finaliza con la selección de rodamientos de bola que actúan como cojinetes de emergencia.

Dentro del capítulo 5 se calcula el espesor de la cámara de vacío, que también cumple la función de barrera de contención de impactos en caso de que se presente una falla de los componentes en el interior del volante de inercia.

En el capítulo 6 se hace una comparación de la vida útil y de los costos de materiales usados tanto en el volante de inercia como en las baterías de ciclo profundo

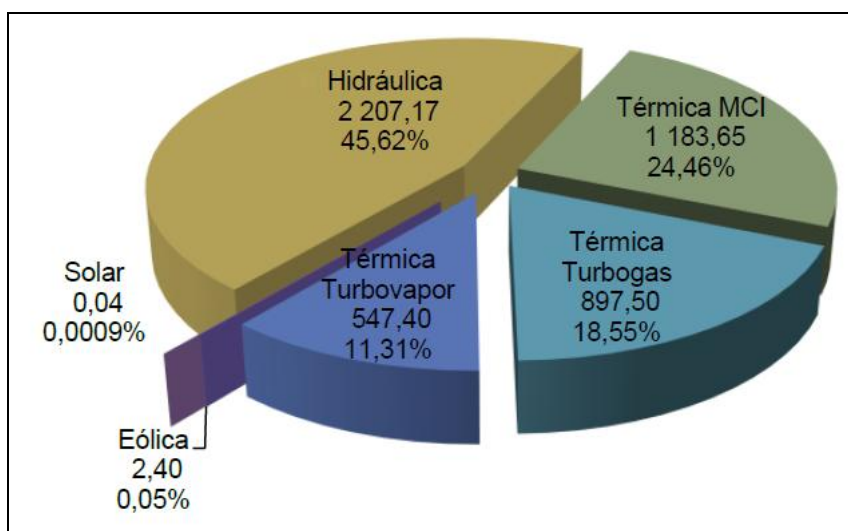
El capítulo 7 está dedicado a las conclusiones y recomendaciones aplicables para el futuro mejoramiento del diseño presentado.

CAPÍTULO 1

1. GENERACIÓN ELÉCTRICA EN ECUADOR

El sistema energético de Ecuador es generado por recursos fósiles y por recursos renovables, debe abastecer a 3'748,919 hogares según el censo realizado en el año 2010. La riqueza hídrica del país ha sido aprovechada para el desarrollo de megaproyectos hidroeléctricos a partir de la década del 90, constituyendo así al recurso hídrico en la mayor fuente renovable de generación de energía del país. En la búsqueda de reducir la dependencia de recursos fósiles para la generación de energía eléctrica en el país, se han realizado estudios cuyos resultados indican que por su posición y relieve geográfico tiene gran potencial de generación por medio de energías alternativas. En los años recientes, se han empezado a implementar proyectos que utilizan fuentes de energía renovable no convencionales como la eólica, biomasa, geotérmica y solar para generación eléctrica. En la figura 1.1 se muestra la potencia de las

centrales eléctricas por el tipo de accionamiento primario que estas tienen.



FUENTE: CONELEC, Boletín estadístico año 2011

FIGURA 1.1 POTENCIA EFECTIVA POR TIPO DE CENTRAL [MW].

1.1 Generación Eléctrica por Tipo de Fuente.

A continuación se enumeran las centrales con mayor capacidad de generación de acuerdo a su tipo de accionamiento.

Centrales hidroeléctricas

La concentración de las mayores centrales hidroeléctricas en la región sur oriental del país, resulta en la dependencia de las condiciones climáticas y geográficas que rigen esa zona. La única

instalación que se encuentra en la región costera es la central Marcel Laniado de Wind.

TABLA 1
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS CON MAYOR POTENCIA
EFFECTIVA

Central	Ubicación	Potencia efectiva MW
Paute	Azuay	1,100
San Francisco	Tungurahua	224
Marcel Laniado de	Guayas	213
Agoyán	Tungurahua	156

FUENTE: CONELEC, boletín estadístico año 2011

Centrales Térmicas de motor de combustión interna (MCI)

TABLA 2
CENTRALES TÉRMICAS MCI CON MAYOR POTENCIA EFFECTIVA

Central	Ubicación	Potencia efectiva MW
Termoguayas	Guayas	120
Quevedo	Los Ríos	130
Quevedo II	Los Ríos	100
Santa Elena II	Santa Elena	90

FUENTE: CONELEC, boletín estadístico año 2011

Centrales térmicas Turbogas

TABLA 3
CENTRALES TÉRMICAS DE TURBOGAS CON MAYOR POTENCIA
EFFECTIVA

Central	Ubicación	Potencia efectiva MW
Electroquil	Guayaquil	181
Termogas	Machala	128.5
Victoria II	Guayaquil	102
Enrique García	Guayaquil	93

FUENTE: CONELEC, boletín estadístico año 2011

Centrales térmicas de Turbovapor

TABLA 4
CENTRALES TÉRMICAS DE TURBOVAPOR CON MAYOR
POTENCIA EFFECTIVA

Central	Ubicación	Potencia efectiva MW
Gonzalo Cevallos (vapor)	Guayas	146
Trinitaria	Guayas	133
Termoesmeraldas	Esmeraldas	131
Pascuales II	Guayas	124

FUENTE: CONELEC, boletín estadístico año 2011

Interconexión

En marzo del 2003, se inició la interconexión con Colombia, con 872.9GWh aportados al sistema nacional interconectado, se posiciona como el segundo suministrador de energía eléctrica del país detrás de la Central hidroeléctrica Paute. La interconexión con países vecinos tiene como ventaja la cercanía, que representa la reducción de costos y pérdidas en la transmisión pero en contraparte se exponen a los mismos fenómenos naturales como las sequías.

Centrales eólicas

La operación del primer parque eólico en el país inició en Octubre del año 2007 en la Isla San Cristóbal con una potencia instalada de 2.4MW a las Islas Galápagos.

En los datos presentados en el último boletín del CONELEC hasta el año 2011 no se incluye al parque eólico Villonaco ubicado en la provincia de Loja que cuenta con una potencia instalada de 16.5MW.

TABLA 5

CENTRALES EÓLICAS CON MAYOR POTENCIA EFECTIVA

Central	Ubicación	Potencia efectiva MW
Tropezón	Galápagos	2.40

FUENTE: CONELEC, boletín estadístico año 2011

Centrales fotovoltaicas

En el año 2013 fue terminada la primera central fotovoltaica del país, está ubicada en la provincia de Imbabura y tiene una potencia instalada de 0.98MW. Debido a su reciente instalación no se encuentra información en el último boletín del CONELEC. Previamente se instalaron proyectos fotovoltaicos en las provincias de Orellana, Sucumbíos y Morona Santiago.

La empresa CENTROSUR que se encarga de la distribución y comercialización de la energía eléctrica en la provincia de Morona Santiago, para la electrificación de zonas rurales ha implementado proyectos fotovoltaicos en las comunidades. El sistema que le empresa usa es incluir los sistemas domiciliarios como clientes de la empresa. Otra empresa, CNEEL Sucumbíos en el año 2010 anunció que había culminado la instalación de 548 sistemas fotovoltaicos en las comunidades de las provincias de Orellana y Sucumbíos.

En conclusión, se han empezado a construir proyectos que se orientan a incentivar el uso de energías renovables no convencionales. Si se muestra un consolidado de los porcentajes de generación hasta el año 2010, se puede inferir que Ecuador aún

tiene una alta dependencia de recursos fósiles para la generación de energía eléctrica y de la interconexión con Colombia y Perú.

TABLA 6
PRODUCCIÓN POR TIPO DE RECURSOS PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA

Tipo de energía	%
Recursos no renovables	41.80%
Recursos renovables	52.27%
Interconexión	5.93%

FUENTE: Autor, en base a boletín estadístico año 2011 de CONELEC

De acuerdo con las estadísticas presentadas por el CONELEC (Consejo Nacional de Electricidad), el uso de energías renovables no convencionales es incipiente. El Estado ecuatoriano ha orientado el uso de estas tecnologías a cubrir las necesidades de las zonas urbano marginales y rurales del país a donde la red eléctrica convencional no llega. Para fomentar su utilización, el Estado Ecuatoriano otorga financiamiento a través del FERUM a este tipo de proyectos.

Según el censo realizado en el año 2010, de las 3'748,919 viviendas que fueron censadas, el 96.1% de las residencias en el

área urbana y el 88% de las residencias en áreas rurales tenían servicio eléctrico proporcionado por la distribuidora de electricidad. En la siguiente tabla se muestran las provincias con mayor y menor cobertura eléctrica.

TABLA 7
COBERTURA ELÉCTRICA DE PROVINCIAS POR ZONA

Provincia	Cobertura Eléctrica %	
	Urbana	Rural
Azuay	98.5	94.9
Bolívar	90.6	82.6
Cañar	96.7	93.4
Carchi	98.9	93.4
Chimborazo	95.1	86.7
Cotopaxi	94.3	87.1
El Oro	97.1	93.9
Esmeraldas	91.9	76.7
Galápagos	99.3	96.4
Guayas	92.3	87.2
Imbabura	98.3	94.6
Loja	96.8	89.3
Los Ríos	90.5	85.6
Manabí	91.3	83.7
Morona Santiago	86.8	63.4
Napo	93.1	77.5
Orellana	90.4	67.5
Pastaza	94.4	62
Pichincha	99.1	98.1
Santa Elena	90.9	83.3
Santo Domingo	96.8	87.6
Sucumbíos	91.1	74.0
Tungurahua	98.4	94.1
Zamora Chinchipe	91.9	80.8
Zona no delimitada	0	78.2

FUENTE: CONELEC, boletín estadístico año 2011

Las provincias con mayor cobertura en la zona urbana son Galápagos, Pichincha y Carchi, las de menor cobertura son Morona Santiago, Orellana y Los Ríos. Las provincias con mayor cobertura en la zona rural son: Pichincha, Galápagos y Azuay, mientras que las de menor cobertura son: Pastaza, Morona Santiago y Orellana. Estos resultados muestran que las provincias con menor cobertura se localizan en la Amazonía.

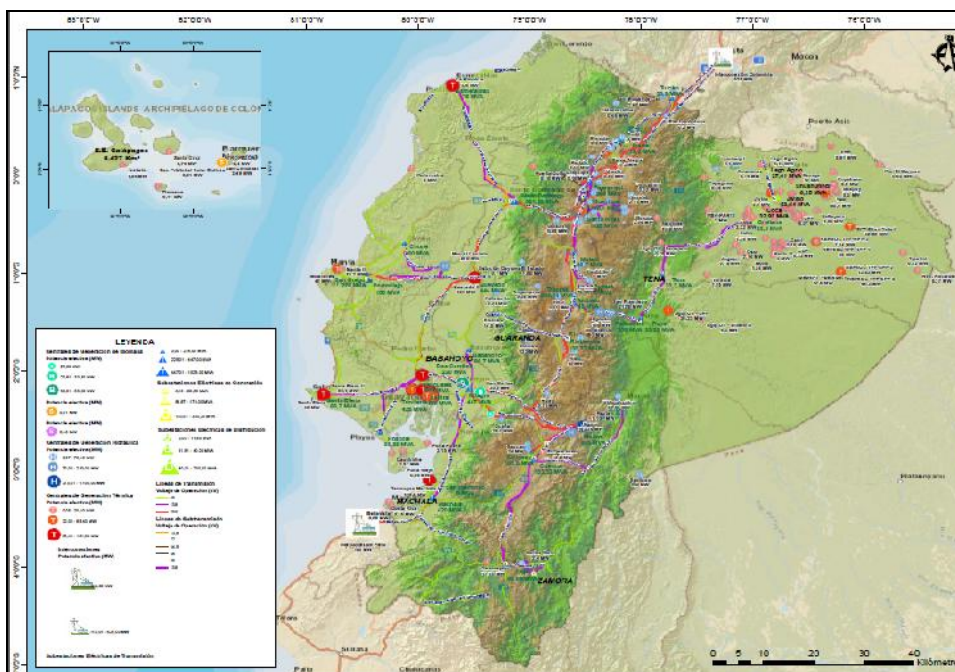
1.2 Pérdidas por Transmisión

Según el CONELEC, las pérdidas de los sistemas de distribución se definen como “aquella energía que se pierde en cada una de las etapas funcionales del sistema (transmisión, subestaciones, redes de media tensión, transformadores de distribución, luminarias, cometidas y medidores) más las pérdidas no técnicas o comerciales producidas por la falta de medición y/o facturación a consumidores que se proveen de energía de forma ilegal o cuyos sistemas de medición sufren algún daño”.

Según el glosario de términos del CONELEC, el Sistema Nacional de Transmisión es el medio de conexión entre los consumidores y los centros de generación que permite el intercambio de energía entre ellos a todo el territorio nacional. A base de lo dicho

anteriormente, se puede decir que, las pérdidas técnicas y no técnicas tienden a aumentar cuando las distancias entre el punto de generación y los consumidores son grandes.

Hasta el año 2010 se contabilizaron 3,654.56km de longitud total de líneas de transmisión, en la que se incluye la interconexión con Perú y Colombia. El recorrido físico en el territorio nacional se aprecia en la figura a continuación.

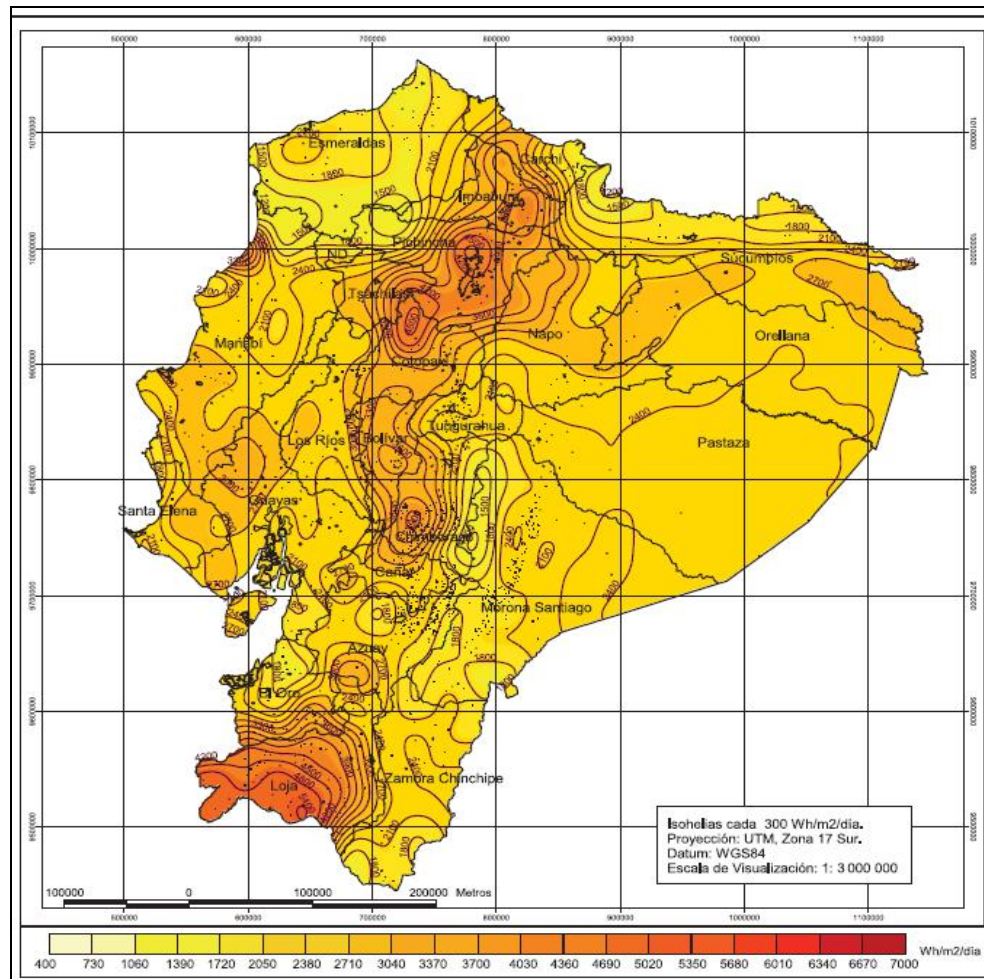


FUENTE: CONELEC boletín estadístico año 2011

FIGURA 1.2 MAPA DEL SISTEMA NACIONAL DE GENERACIÓN, TRANSMISIÓN Y DISTRIBUCIÓN

celeste las pérdidas comerciales, si se compara este mapa con el mapa anterior, se aprecia que a mayor distancia entre las líneas de distribución y los consumidores finales, mayores son las pérdidas técnicas.

Las pérdidas se traducen en costos que son compartidos con el consumidor final, es por esto que se han buscado alternativas como la generación fotovoltaica. Para aprovechar la posición del país en la línea ecuatorial, se ha hecho un estudio de la incidencia del sol en el territorio nacional, el resultado de estos estudios constan en el Atlas Solar del Ecuador, en el cual se puede ver información de insolación directa y difusa mes a mes. La generación fotovoltaica usa insolación directa para su funcionamiento, el promedio anual se muestra en la figura a continuación.



FUENTE: CONELEC, Atlas solar del Ecuador con fines de generación eléctrica.

FIGURA 1.4 INSOLACIÓN DIRECTA PROMEDIO EN TERRITORIO CONTINENTAL

En el país, los proyectos de generación fotovoltaica se asientan justamente en las zonas con mayores pérdidas técnicas y mayor distancia a las líneas de distribución, como la provincias de Morona

se terminó la instalación de la primera planta de generación fotovoltaica del país ubicada en Pimampiro en la provincia de Imbabura. Esta provincia tiene la particularidad de que está ubicada en un lugar con alta insolación directa.

CAPÍTULO 2

2. GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA SOLAR

2.1 Instalaciones Solares Fotovoltaicas

La generación fotovoltaica es una tecnología que se encuentra en continuo desarrollo, que busca aprovechar la luz solar como fuente renovable de energía y consiste en convertir la luz solar en electricidad.

Los elementos que conforman una instalación solar fotovoltaica son:

- Generador o panel fotovoltaico:

Está formado por un conjunto de celdas que producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellas. A estas celdas llegan fotones de luz solar, creando cargas positivas y negativas en dos semiconductores próximos y de diferente tipo

que producen un campo eléctrico capaz de generar corriente eléctrica.

- Regulador de carga:

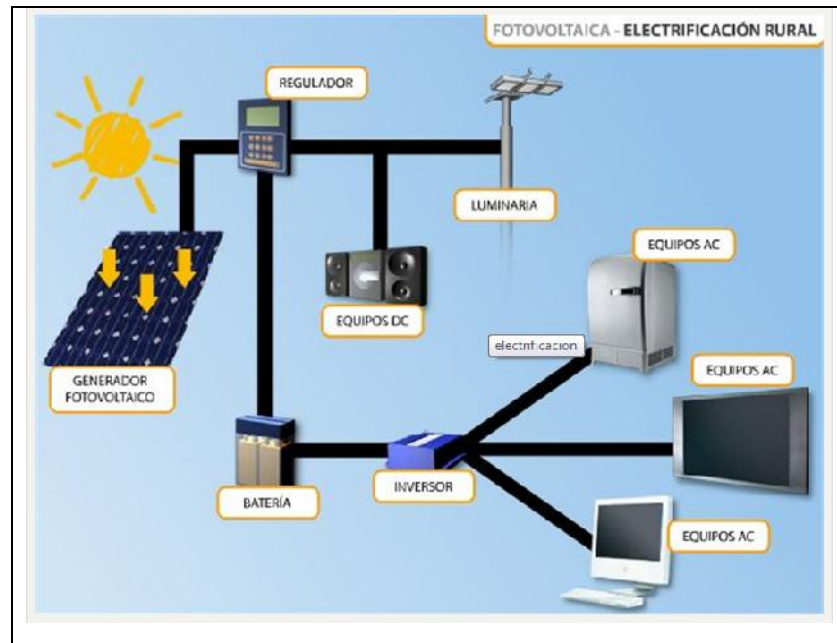
Este elemento regula la carga que llega desde el panel solar y también controla la energía que sale de la batería. Además protege a la batería de un cortocircuito, sobrecargas o sobredescargas, prolongando de esta manera su vida útil.

- Baterías de ciclo profundo:

Es la que almacena la energía eléctrica generada por el panel fotovoltaica en forma de energía química y entrega al sistema cuando cesa la incidencia de luz solar en el panel.

- Inversor:

Es el elemento que permite cambiar la corriente directa en corriente alterna y de esta manera poder utilizarla en la mayoría de los artefactos eléctricos.



<http://adjiditec.com/blog/2010/10/26>

FIGURA 2.1. ESQUEMA DE INSTALACIÓN SOLAR FOTOVOLTAICA NO CONECTADA A LA RED

Un sistema fotovoltaico que no está conectado a la red pública empieza su funcionamiento durante el día, cuando la luz solar es convertida en electricidad en el panel fotovoltaico. Esta corriente eléctrica llega al regulador donde es distribuida hacia a los consumidores de corriente directa y hacia la batería con el propósito de que esta se cargue.

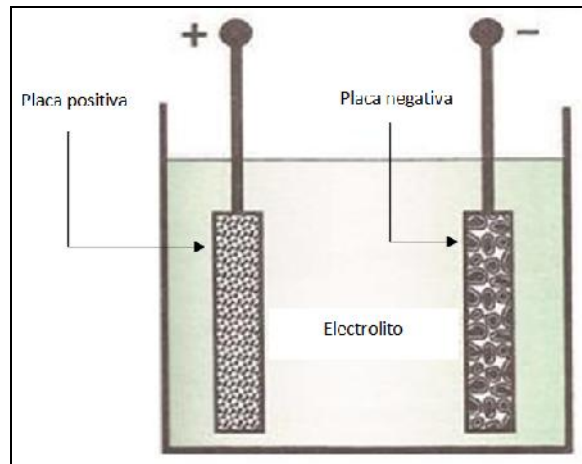
La corriente producida por la batería viaja al inversor, que permite la salida de corriente para todos los equipos que operan con corriente alterna.

Durante la noche cuando la luz solar cesa, es entonces cuando la batería también emite la corriente que llega al regulador y la dirige hacia las luminarias y equipos que funcionan con corriente directa.

Principio de funcionamiento de las baterías

Una batería es un dispositivo que tiene la función de almacenar energía en forma química durante su carga, para luego entregarla en forma de energía eléctrica durante su descarga a un sistema.

Estas baterías tienen la misma química de operación que las baterías para arranque de vehículos de combustión interna, que consiste en dos metales diferentes que actúan como electrodos positivo y negativo sumergidos en una solución electrolítica, por lo que se genera una diferencia de potencial entre los electrodos. Si se conectan estos electrodos a un circuito eléctrico, entonces la corriente empieza a circular.



FUENTE: Manual del automóvil, Electricidad, accesorios y transmisión

FIGURA 2.2 CELDA GALVÁNICA DE UNA BATERÍA PLOMO-ÁCIDO

Tipos de baterías

Las baterías de ciclo profundo, según la tecnología de fabricación, se clasifican en dos tipos:

- Baterías húmedas
- Baterías de válvula regulada.

Baterías húmedas, son las que tienen la sustancia electrolítica en estado líquido por lo que, durante su funcionamiento generan gases, en este grupo se pueden encontrar las baterías abiertas, en las cuales es necesario agregar agua destilada al electrolito para reponer su nivel o las de libre mantenimiento, que son cerradas

pero con válvulas de emergencia no reguladas que dejan escapar los gases de una posible carga excesiva.

Baterías de válvula regulada, la diferencia radica en que la sustancia electrolítica se encuentra en estado de pasta o de gel, gracias a que la pérdida de agua es nula, pueden trabajar tanto en posición horizontal como vertical

Estructura y funcionamiento de batería Plomo-ácido

El exterior de las baterías está constituido por un monobloque de polipropileno, que contiene en su interior elementos sumergidos en una solución electrolítica.

Como se muestra en la figura 2.3, cada elemento está compuesto de placas positivas y placas negativas que se agrupan en terminales y que luego se intercalan. Cada una de las placas está formada por rejillas que por su geometría ayudan a distribuir la corriente de manera uniforme y soportan el material activo, que le da la característica de positivas o negativas a las placas.

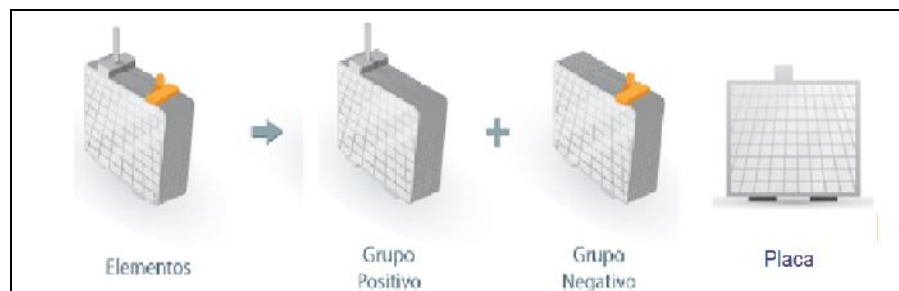


FIGURA 2.3 ESTRUCTURA INTERNA DE BATERÍA PLOMO-ÁCIDO

En cada elemento se presenta una reacción electroquímica debido a la interacción de los siguientes materiales activos:

- Placa positiva;
El peróxido de plomo PbO_2 , actúa como electrodo positivo.
- Placa negativa;
Está hecho de plomo esponjoso Pb , actúa como electrodo negativo.
- Solución electrolítica
Ácido sulfúrico H_2SO_4

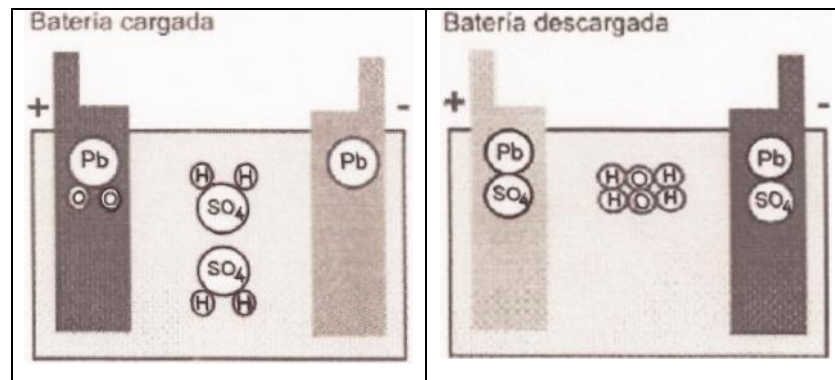
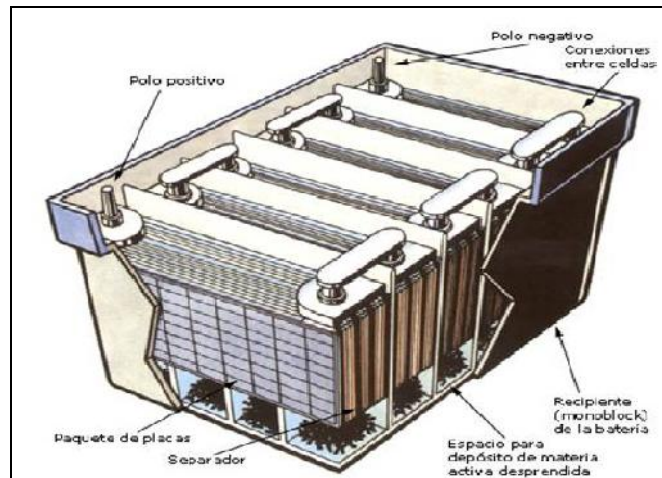


FIGURA 2.4 ELECTROQUÍMICA DE UNA BATERÍA PLOMO-ÁCIDO

En el proceso de descarga, esta reacción química entrega el equivalente a 2 voltios por cada elemento, por lo que es preciso contar con seis elementos unidos en serie mediante conectores para formar una batería de 12 voltios. En el proceso de carga se restauran los materiales activos mediante la tensión provista por el panel fotovoltaico.

Como producto de los ciclos de descarga profunda, se produce un desgaste de la materia activa de las placas que se deposita en forma de residuos en la parte inferior del monobloque.



<http://www.monografias.com/trabajos71/transformacion-energia-quimica-electrica/transformacion-energia-quimica-electrica2.shtml>

FIGURA 2.5 DESGASTE DE BATERÍAS

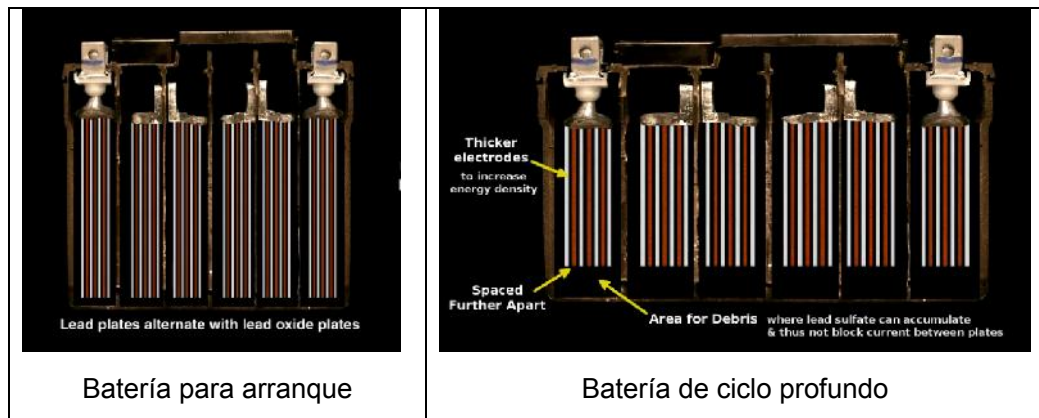
2.2 Baterías de Ciclo Profundo

Las baterías para arranque de vehículos entregan una descarga eléctrica en un corto periodo de tiempo. En el caso de las baterías de ciclo profundo, estas son capaces de entregar una descarga eléctrica nominal constante durante largos periodos de tiempo.

La diferencia física entre una batería para arranque común y la de ciclo profundo radica en:

- Mayor espesor de las placas, para aumentar la densidad de la energía

- Mayor espacio entre placas, para que el residuo de sulfato de plomo puedan desprenderse con facilidad.
- Mayor área para desechos, para que mayor cantidad de sulfato de plomo pueda acumularse y no bloquear la corriente entre las placas



The Camille & Henry Dreyfus Foundation, Inc.

FIGURA 2.6 DIFERENCIAS ENTRE BATERÍAS PARA ARRANQUE Y CICLO PROFUNDO

Capacidad de las baterías

La capacidad de estas baterías se mide en amperios hora (Ah) y la cantidad de energía capaz de almacenar (W) es el producto de la capacidad por el voltaje V.

Amperios hora x voltios = Watt hora

$$Ah \times V = Wh$$

De las líneas anteriores debe aclararse que, los amperios-hora, indican la cantidad de corriente que una batería puede entregar al término de un ciclo estándar de 20 horas, tiempo después del cual, la batería estará descargada en su totalidad, es decir una batería de 100Ah puede entregar 5 amperios durante 20 horas.

La selección de una batería de ciclo profundo se hace en base a la demanda del usuario medida en Wh. Así, una batería de 12V y 100Ah entrega 1,200Wh.

Vida útil de baterías de ciclo profundo

La vida útil de una batería es medida en ciclos. Se llama ciclo al periodo de tiempo que tarda una batería en cargarse y llegar a hasta un porcentaje de descarga. Comercialmente a un ciclo se le da una duración de 20 horas en promedio.

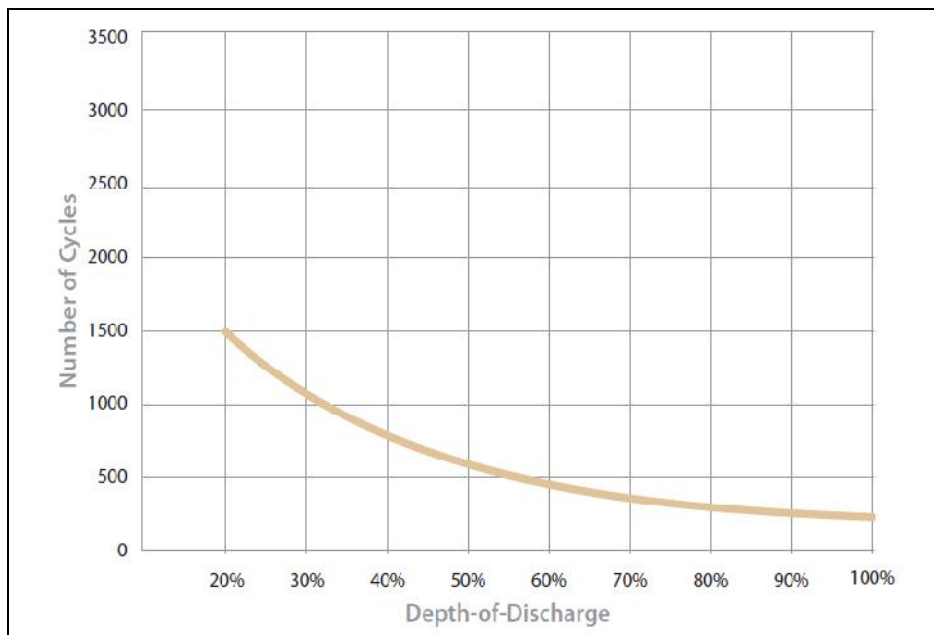
La vida útil depende de factores como, mantenimiento, temperatura de la batería, frecuencia de las descargas, vibración o profundidad de descarga, siendo este último el más influyente.

La profundidad de descarga, se refiere al tanto por ciento utilizado de la capacidad de batería durante un ciclo de carga y descarga. Es decir, si la profundidad de descarga es del 70%, esto se traduce

en, que la batería queda con un remanente correspondiente al 30% de su capacidad a plena carga.

En el proceso de cargas y descargas, el material activo se descompone y se deposita al fondo de la batería como residuo hasta alcanzar una altura que permite hacer contacto con las placas y unirlos, creando de esta manera un cortocircuito que inutiliza la batería permanentemente.

Como se muestra en la figura 2.7, la vida útil de las baterías está relacionada directamente con la profundidad de las descargas a las que ha sido sometida, es decir, mientras menos sea la profundidad de la descarga, mayor será la vida útil de la misma.



FUENTE: Batería de ciclo profundo Trojan 27TMX data sheet.

FIGURA 2.7 VIDA ÚTIL DE BATERÍA DE CICLO PROFUNDO

La mayoría de fabricantes recomienda llegar hasta un 70% de profundidad de carga. Sin embargo en instalaciones solares fotovoltaicas se recomienda limitar la descarga hasta el 25% de su capacidad, para optimizar la duración de las baterías.

$$1,250 \text{ ciclos} \times \frac{1 \text{ día}}{1 \text{ ciclo}} \times \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} = 3.42 \text{ años}$$

(2.1)

2.3 Debilidades del Uso de Baterías Plomo-Ácido

La generación fotovoltaica es una manera limpia de conseguir electricidad de una fuente inagotable de energía, sin embargo la vida útil de una instalación depende en gran medida de la duración de las baterías.

En promedio una batería tiene una vida útil de 3.4 años, tiempo después del cual hay que reponer este elemento con una inversión importante de dinero. Además se tiene un material de desecho cuyo residuo es tóxico.

Con el objetivo de reducir la contaminación causada por una batería gastada y reutilizar los materiales, se recurre al reciclaje.

El proceso inicia con la recolección y almacenamiento adecuado de baterías usadas. Continúa con la separación de cada uno de los componentes, plástico, plomo y ácido sulfúrico para su posterior disposición en los diferentes procesos de recuperación. Finalmente, el plástico es reciclado en forma de pellets, el plomo es fundido y vendido en forma de lingotes para ser reutilizado y para finalizar el ácido es neutralizado para desecharlo en forma segura a la red de aguas residuales.

En los países desarrollados se cuenta con la infraestructura necesaria para reciclar baterías de plomo-ácido de manera segura y con personal instruido en seguridad ocupacional.

En contraste, Está la situación de los países en vías de desarrollo en donde el proceso de reciclaje se realiza de manera informal incumpliendo normas de seguridad ocupacional, emitiendo gases tóxicos, material particulado y aguas residuales no tratadas al medio ambiente, quedando expuestos, tanto trabajadores como la comunidad de áreas aledañas, a los efectos nocivos del plomo.

La exposición al plomo tiene efectos negativos en la salud humana, ingresa al torrente sanguíneo fácilmente por inhalación, ingestión, o al contacto con heridas en la piel y se distribuye a los órganos. Los órganos afectados son los huesos, órganos sexuales masculinos y el cerebro.

Dependiendo del tiempo de exposición los síntomas varían, en el caso de una exposición aguda por una sola vez, se presenta:

Irritación de aparato respiratorio y digestivo,

Dolor de cabeza, fatiga y dolor muscular,

Cambios de patrón de sueño e irritabilidad.

Mientras que durante una exposición crónica los efectos son:

Anemia,
Afectación de los nervios motores,
Esterilidad en hombres,
Caída de la muñeca y
Daño en los riñones.

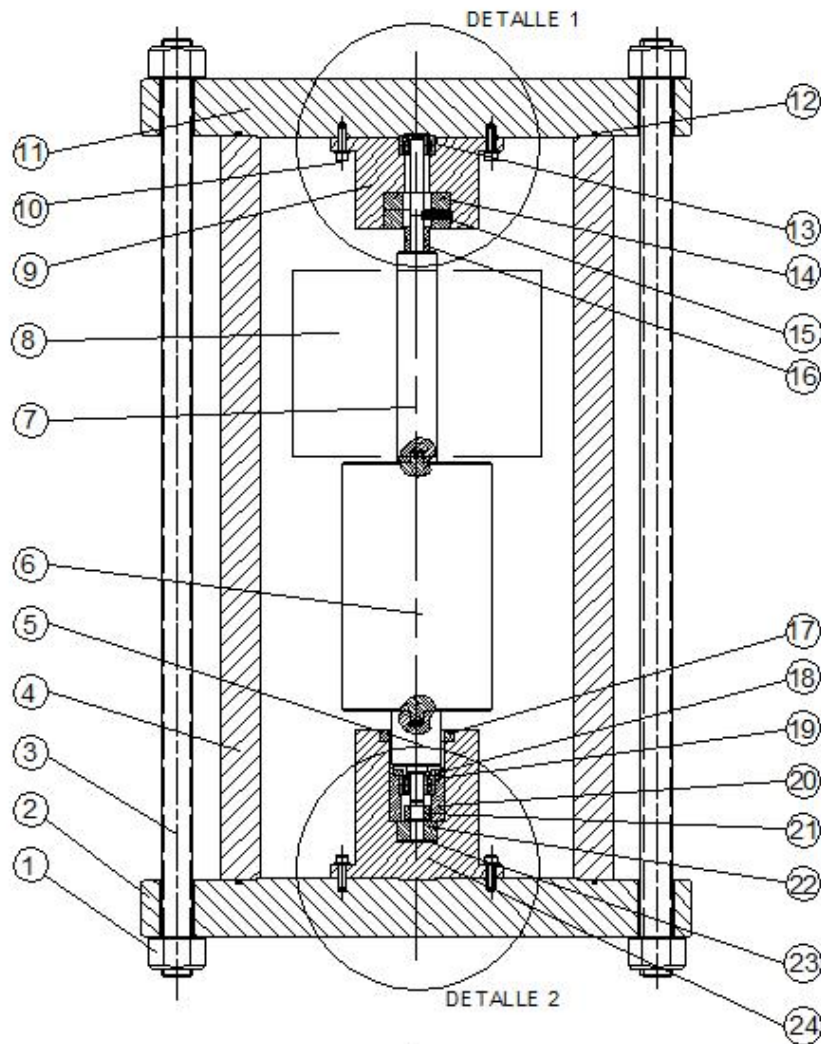
La cobertura de la industria del reciclaje alcanza un porcentaje mayor al 90% en Europa y los Estados Unidos de Norteamérica, este porcentaje sin embargo, no representa el reciclaje a nivel mundial.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DEL ROTOR DE INERCIA

3.1 Diseño de Forma

El rotor de inercia funcionará de acuerdo al diseño preliminar mostrado en la figura 3.1, el cual consiste en un cilindro que gira sin fricción alrededor de su eje axial, haciendo funcionar un motor/generador homopolar.

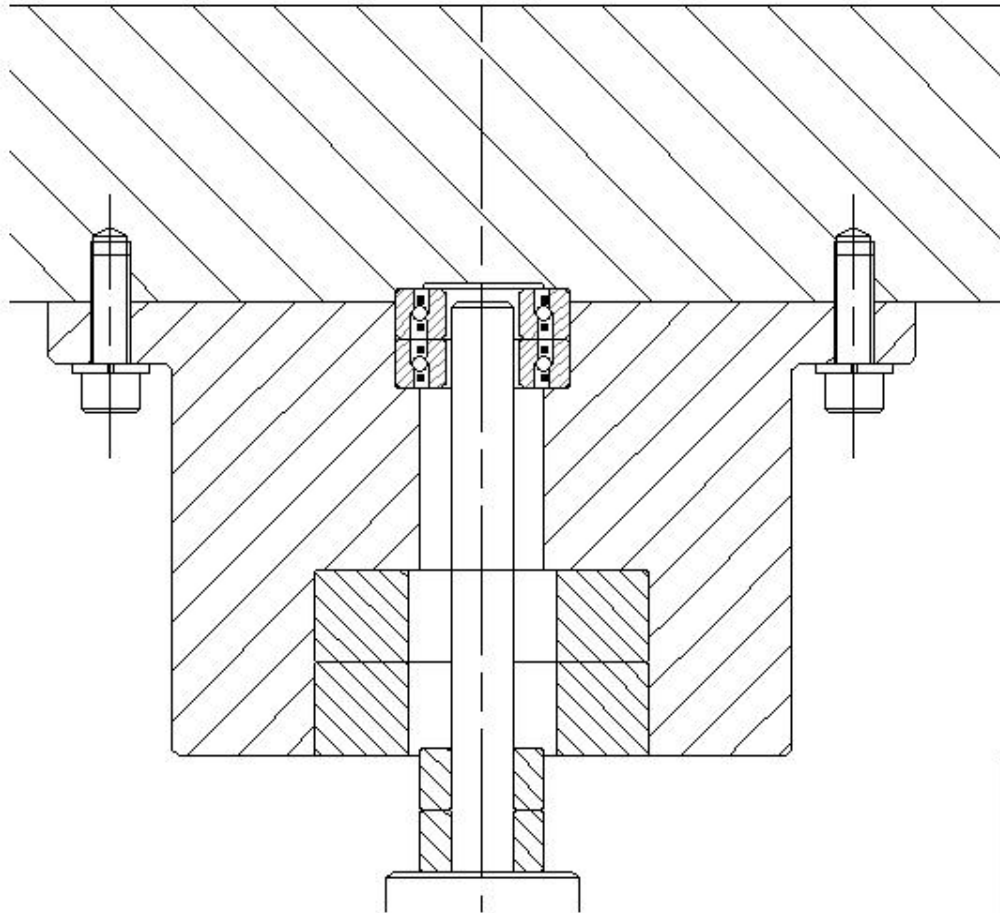


LISTA DE COMPONENTES

1	TUERCA HEX GRUESA UNC 1" - ASME/ANSI 18.2.2 - GRADE 8
2	BRIDA CIEGA 10", ASME B16.5 CLASE 300
3	BARRA UNC 1" ASTM A193 - GRADE 8
4	BARRERA DE CONTENCION, TUBO PARED GRUESA 12.5" x 10", HRS4140
5	CLINDRO CORRIENTES DE EDDY, C110
6	ROTOR, M300
7	CLINDRO COJINETE SUPERIOR, C110
8	ESPACIO PARA MOTOR/GENERADOR
9	SOPORTE IMANES SUPERIORES, C110
10	PERNO UNF 1/4" x 3/4" GRADE 5 + ARANDELLA DE RESORTE
11	BRIDA CIEGA 10", ASME B16.5 CLASE 300
12	ANILLO O, NBR 283 x 3.5 mm ISO 3601
13	COJINETES DE BOLLAS CERAMICAS - BARDEN CZSB101E
14	IMAN N42 - 54x24x15 mm - POLARIZACION RADIAL
15	IMAN N42 - 54x24x15 mm - POLARIZACION AXIAL
16	IMAN N42 - 20x10x10 mm - POLARIZACION AXIAL
17	IMAN N60 - 60x44x10 mm - POLARIZACION RADIAL
18	TUERCA DE PRECARGA DEL COJINETE DE BOLLAS, C110
19	COJINETES DE BOLLAS CERAMICAS - BARDEN XCZS101E
20	SOPORTE DEL COJINETES DE EMERGENCIA, C110
21	IMAN N42 - 20x10x10 mm - POLARIZACION AXIAL
22	IMAN N42 - 32x10x15 mm - POLARIZACION AXIAL
23	CALCES, C110
24	SOPORTE IMANES INFERIORES, C110

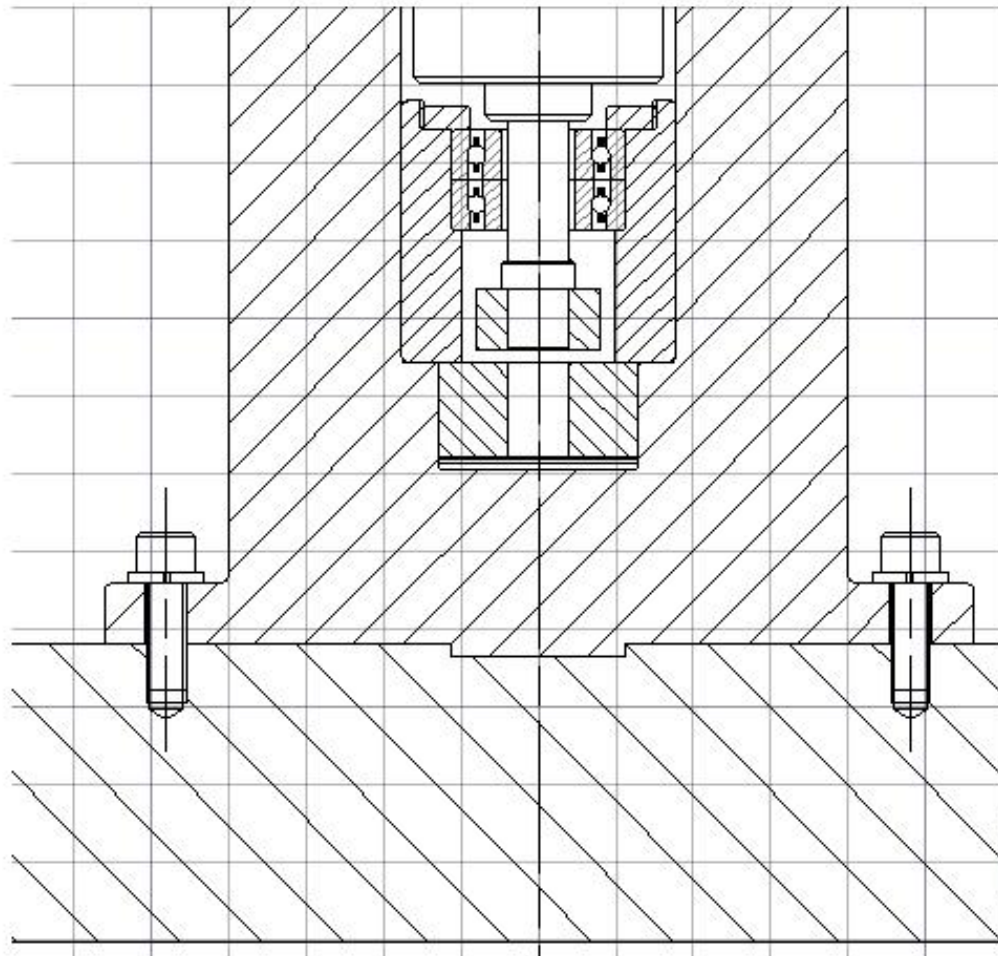
fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	SE

FIGURA 3.1.1 DIAGRAMA DE FORMA



Fecha:	7/5/2014
Hecho por:	Grace Murga
Escala:	SE

FIGURA 3.1.2 DETALLE 1



Fecha:	7/5/2014
Hecho por:	Grace Murga
Escala:	SE

FIGURA 3.1.2 DETALLE 2

Las características principales del rotor presentado en el diseño de forma son las que se mencionan a continuación:

- Rotación vertical alrededor de su eje axial.
- Adaptación de los polos para un motor / generador de tipo axial.
- Ausencia de fricción en los rodamientos por uso de rodamientos magnéticos.
- Ausencia de fricción del rotor con el aire por una cámara de vacío alrededor del rotor.
- Reposicionamiento (estabilización de posición radial) por corrientes de Eddy.

El rotor trabaja con cargas cíclicas producidas por los periodos de carga y descarga diarios que producirán deformaciones variables en el rotor, por lo cual se busca un material con una alta resistencia a la fatiga

La función de los imanes radiales permanentes es la de estabilizar el rotor mientras gira, por medio de la generación de corrientes de Eddy, esto es posible si y solo si, el material del rotor que hace frente a los imanes es un conductor eléctrico.

3.2 Almacenamiento de Energía en Cilindros Giratorios.

El diseño de forma anterior corresponde al volante de inercia cuyo diseño se desarrollará en esta tesis. Este dispositivo será capaz de almacenar y entregar la misma cantidad de energía que una batería plomo-ácido de ciclo profundo usada en instalaciones solares fotovoltaicas.

En las instalaciones fotovoltaicas comúnmente se utilizan baterías de 12 voltios a 100Ah. Esta batería puede almacenar 1,200Wh. Para garantizar una vida útil extensa, la profundidad de descarga diaria está limitada a 25% (véase figura 2.7). Es decir, la energía disponible es 300Wh por día. Esta es la cantidad mínima que necesita almacenar el volante de inercia para alcanzar la equivalencia con la batería de ciclo profundo.

Los volantes de inercia son dispositivos de almacenamiento de energía cinética. Se valen de una masa en forma de cilindro que gira, el rotor, cuya capacidad de almacenamiento es definida por la siguiente ecuación:

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

(Ecuación 3.2.1)

Donde:

I , inercia del cilindro giratorio [kg.m²]

ω , velocidad angular [rad/s].

Dado que el momento de inercia de masa es proporcional a mr^2 y que el rotor está compuesto por un conjunto de partículas que giran alrededor de un eje.

Para un cilindro macizo que rota alrededor de su eje axial, el momento de inercia es

$$I = \frac{1}{2} \pi \rho h r^4$$

(Ecuación 3.2.2)

Entonces,

$$E = \frac{\pi}{4} \rho h r^4 \omega^2$$

(Ecuación 3.2.3)

Es decir que la energía almacenada, depende de tres factores:

- Material (ρ)
- Geometría (h, r)
- Velocidad angular (ω)

En la ecuación anterior es importante señalar que de los tres factores el que tiene mayor influencia es la velocidad angular por ser un término cuadrático.

Al igual que la batería, la operación del volante es cíclica con periodos de carga y descarga con velocidades mínima y máxima. Cuando el volante toma energía, la velocidad angular aumenta hasta alcanzar su energía máxima, mientras que cuando entrega energía a la carga, la velocidad disminuye hasta llegar a su valor mínimo.

La energía almacenada en el rotor a la velocidad máxima es igual a:

$$E_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} I \omega_{m\acute{a}x}^2$$

(Ecuación 3.2.4)

La energía almacenada en el rotor a la velocidad mínima es:

$$E_{m\grave{i}n} = \frac{1}{2} I \omega_{m\grave{i}n}^2$$

(Ecuación 3.2.5)

La energía que el volante de inercia puede almacenar durante un ciclo diario es:

$$E_c = \frac{1}{2} I (\omega_{m\acute{a}x}^2 - \omega_{m\acute{i}n}^2)$$

(Ecuaci3n 3.2.6)

Para asemejarse a una batera de ciclo profundo, esta capacidad debe ser igual o mayor a 300Wh.

$$\text{Si, } \omega_{m\acute{i}n} = \frac{\omega_{m\acute{a}x}}{2}$$

$$E_c = \frac{3}{4} \left(\frac{1}{2} I \omega_{m\acute{a}x}^2 \right)$$

(Ecuaci3n 3.2.7)

Reescribiendo esta ecuaci3n (v3ase ecuaci3n 3.2.2)

$$E_c = \frac{3}{4} \left(\frac{1}{4} \pi \rho r^4 h \omega_{m\acute{a}x}^2 \right)$$

(Ecuaci3n 3.2.8)

Ya que la energa almacenada en el rotor es funci3n directa de la variaci3n de la velocidad, se deben conocer los aspectos que condicionan sus valores m\acute{a}ximo y m\acute{i}nimo.

- La m\acute{a}xima velocidad angular que puede alcanzar el rotor est\acute{a} limitada por el material, debido a los esfuerzos generados por la

rotación del elemento y por las características eléctricas del motor / generador.

- La mínima velocidad angular está determinada por un compromiso entre la profundidad de descarga y las dimensiones del motor /generador.
- Además la relación entre la máxima y mínima velocidad tiene que ser limitado por la resistencia a la fatiga del material.

Velocidad angular máxima:

Tanto en modo motor, como en modo generador, el aumento de la frecuencia desencadena una serie de efectos contraproducentes de carácter eléctrico:

- El incremento de las pérdidas en el hierro por el fenómeno de histéresis.
- Debido al efecto pelicular, aumenta la resistencia de las bobinas, resultando en pérdidas por efecto Joule con la cuales aumenta la producción calor.
- La formación de mayor cantidad de corrientes de Eddy en el rotor y estator producen más pérdida en forma de calor.

Si la temperatura en las bobinas de cobre se vuelven mayores, el resultado es que la conductividad decae nuevamente aumentando las pérdidas por efecto Joule.

Velocidad angular mínima

En modo motor cuya potencia, está definida por la ecuación:

$$P = M\omega$$

(Ecuación 3.2.9)

Donde:

P , potencia electromagnética [W]

M , par motor [N.m]

ω , velocidad angular [rad/s]

Sabiendo que:

$$M = F \times \frac{d_{rotor}}{2}$$

(Ecuación 3.2.10)

$$F = BII$$

(Ecuación 3.2.11)

$$M = B l I \times \frac{d_{rotor}}{2}$$

(Ecuación 3.2.12)

Donde:

B , campo magnético [Tesla]

l , longitud del conductor [m]

I , Intensidad de corriente [Amp]

F , fuerza electromagnética ejercida sobre un conductor. [N]

Combinando las ecuaciones (3.2.9) y (3.2.12) se reescribe la fórmula de potencia:

$$P = B l I \times \frac{d_{rotor}}{2} \omega$$

(Ecuación 3.2.13)

Para operar con una potencia determinada, se observa que si la velocidad angular disminuye, la corriente se debe incrementar, por consiguiente, el área del cable conductor de las bobinas debe incrementarse para compensar las pérdidas. El aspecto del costo se incrementaría por la gran dimensión de las bobinas, por lo que se debe procurar establecer una velocidad angular mínima que permita un motor compacto.

En modo generador entrega un voltaje definido por:

$$U = nA \frac{dB}{dt}$$

(Ecuación 3.2.14)

Dónde

n , número de espiras de la bobina

A , área de la bobina

$\frac{dB}{dt}$, cambio de flujo magnético

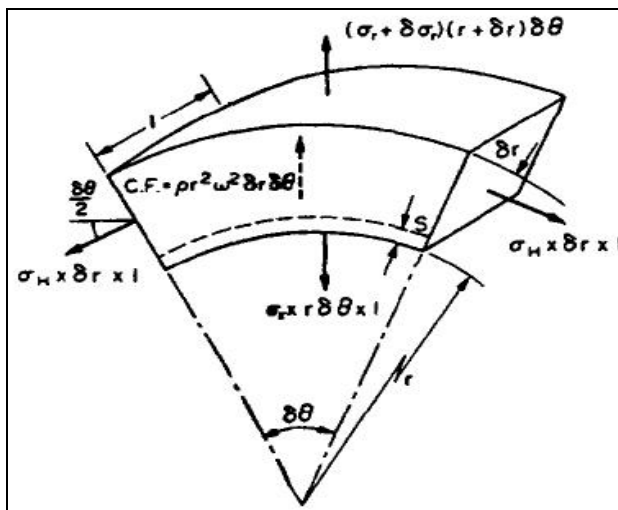
A mayor velocidad angular, el cambio de flujo magnético con respecto al tiempo aumenta. Por lo tanto, para mantener el voltaje, cuando la velocidad angular es mínima, el número de espiras debe ser mayor, necesitando de esta manera un generador de mayor masa que aumenta el costo del elemento. Es necesario establecer una velocidad angular mínima que permita la operación de un generador compacto.

Como resultado de los ciclos de carga y descarga, mecánicamente el rotor está sometido a fatiga, por lo que el material seleccionado deberá ser capaz de garantizar bajo esta condición, una vida útil igual o mayor que una batería de ciclo profundo.

3.3 Esfuerzos en Cilindros Giratorios.

Conforme gira un volante, la fuerza centrífuga actúa sobre su masa distribuida, intentando separarla, generando de esta manera esfuerzos debidos a la rotación del volante de inercia [Referencia 6].

A continuación, con la ayuda del figura 3.4, se hace el análisis del diagrama de fuerza de un elemento diferencial de cilindro bajo rotación.



FUENTE: E.J. HEARN. 1997. Mechanics of Materials 2. III ed.
Butterworth-Heinemann. Página 119

**FIGURA 3.4. EQUILIBRIO DE FUERZAS EN UN
ELEMENTO DIFERENCIAL DE UN CILINDRO
GIRATORIO**

La ecuación de equilibrio de fuerzas para el elemento diferencial del cilindro es

$$r \frac{\delta \sigma_r}{\delta r} + \sigma_r + \rho \omega^2 r^2 = \sigma_t \text{ (véase apéndice B)}$$

(Ecuación 3.3.1)

Dónde:

σ_t , esfuerzo tangencial [N/m²],

σ_r , esfuerzo radial [N/m²],

r , radio variable [m],

ρ , densidad del material [kg/m³] y

ω , velocidad angular [rad/s]

La aplicación de cada una de estas fuerzas deforma al material tridimensionalmente como establece la ley de Hooke, en las direcciones longitudinal ε_l , radial ε_R y tangencial ε_T .

$$\varepsilon_L = \frac{1}{E} (\sigma_l - \nu \sigma_t - \nu \sigma_r)$$

(Ecuación 3.3.2)

$$\varepsilon_R = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t - \nu \sigma_l)$$

(Ecuación 3.3.3)

$$\varepsilon_T = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r - \nu \sigma_l)$$

(Ecuación 3.3.4)

Dónde:

ν , coeficiente de Poisson [adimensional]

σ_l , esfuerzo longitudinal [N/m²]

E , módulo de Young [N/m²].

Estas ecuaciones establecen que, por cada elongación en una dirección se produce un acortamiento en las otras direcciones.

Las ecuaciones generales de esfuerzos radiales, tangenciales y longitudinales (véase apéndice C) para un cilindro giratorio de radio r con una velocidad angular ω rad/s son:

$$\sigma_r = -\frac{\rho\omega^2 r^2}{8} \frac{(3-2\nu)}{(1-\nu)} + A + \frac{B}{r^2}$$

(Ecuación 3.3.5)

$$\sigma_t = -\frac{\rho\omega^2 r^2}{8} \frac{(1+2\nu)}{(1-\nu)} + A + \frac{B}{r^2}$$

(Ecuación 3.3.6)

$$\sigma_l = E\varepsilon_l + \nu(\sigma_r + \sigma_t)$$

(Ecuación 3.3.7)

Con el fin de resolver las constantes A y B, se analizarán las condiciones de frontera para un cilindro macizo y para un cilindro de pared gruesa. Las constantes A y B tienen una solución única para cada caso.

El esfuerzo longitudinal es dependiente de los esfuerzos radiales y tangenciales, por lo tanto, se estará en posibilidad de conocer la ecuación en términos de ρ , ω , r y ν cuando se resuelvan las constantes A y B para cada caso de cilindro, sea este macizo o hueco de pared gruesa.

Para el caso de un cilindro macizo:

La primera condición de frontera, $r=0$, una solución finita se encuentra si y solo si:

$$B = 0,$$

Segunda condición de frontera;

Para $r = R_{ext}$, se encuentra que $\sigma_r = 0$ por lo tanto,

$$A = \frac{\rho\omega^2 R_{ext}^2 (3+\nu)}{8(1-\nu)}$$

Evaluando las constantes en las ecuaciones 3.3.5 y 3.3.6, se obtienen las siguientes ecuaciones que definen los esfuerzos radiales y tangenciales en un cilindro macizo.

$$\sigma_r = \frac{\rho\omega^2}{8} \frac{(3-2\nu)}{(1-\nu)} (R_{ext}^2 - r^2)$$

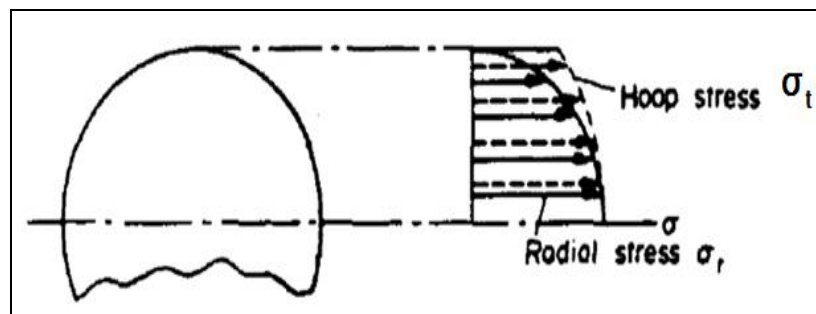
(Ecuación 3.3.8)

$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)} [R_{ext}^2(3-2\nu) - r^2(1+2\nu)]$$

(Ecuación 3.3.9)

$$\sigma_l = \frac{\nu\rho\omega^2}{4(1-\nu)} (R_{ext}^2 - 2r^2), \text{ véase apéndice D}$$

(Ecuación 3.3.10)



E.J. HEARN. 1997. Mechanics of Materials 2. III ed. Butterworth-Heinemann. Página 122

FIGURA 3.5 ESFUERZOS EN UN CILINDRO MACIZO

Comparando las ecuaciones (3.3.8) y (3.3.9) cuyas curvas se visualizan en la figura 3.5, se puede concluir que, el esfuerzo tangencial es mayor que el esfuerzo radial en todo el cilindro,

excepto en el centro, pues en este punto los valores σ_r y σ_t alcanzan su valor máximo y tienen la misma magnitud.

En la ecuación (3.3.8), para $r = 0$:

$$\sigma_{r_{\max}} = \sigma_{t_{\max}} = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)} [R_{\text{ext}}^2 (3-2\nu)]$$

(Ecuación 3.3.11)

Para el caso de un cilindro hueco de pared gruesa:

Primera condición de frontera;

Para $r = R_{\text{int}}$, se encuentra que $\sigma_r = 0$

Segunda condición de frontera;

Para $r = R_{\text{ext}}$, se encuentra que $\sigma_r = 0$

Evaluando las condiciones de frontera en la ecuación 3.3.5, se tiene las siguientes constantes

$$A = \frac{\rho\omega^2}{8} (R_{\text{int}}^2 + R_{\text{ext}}^2) \frac{(3-2\nu)}{(1-\nu)}$$

$$B = -\frac{\rho\omega^2}{8} R_{\text{int}}^2 R_{\text{ext}}^2 \frac{(3-2\nu)}{(1-\nu)}$$

Reemplazando las constantes A y B en las ecuaciones 3.3.5 y 3.3.6, se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{\rho\omega^2}{8} \frac{(3-2\nu)}{(1-\nu)} \left[-r^2 + (R_{ext}^2 + R_{int}^2) - \left(\frac{R_{ext}R_{int}}{r} \right)^2 \right]$$

(Ecuación 3.3.12)

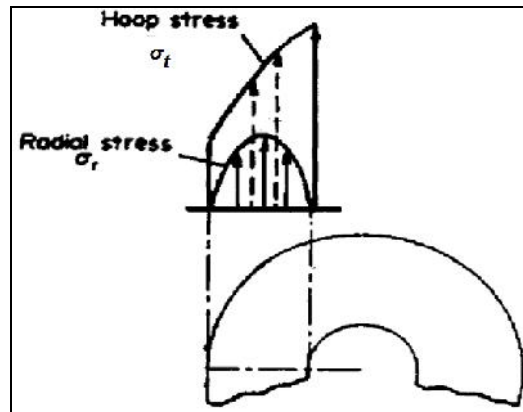
$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)} \left\{ -r^2(1+2\nu) + (3-2\nu) \left[(R_{ext}^2 + R_{int}^2) + \left(\frac{R_{ext}R_{int}}{r} \right)^2 \right] \right\}$$

(Ecuación 3.3.13)

$$\sigma_l = \frac{\nu\rho\omega^2}{4(1-\nu)} (R_{ext}^2 + R_{int}^2 - 2r^2), \text{ véase apéndice E}$$

(Ecuación 3.3.14)

Las fórmulas resultantes calculan los esfuerzos radiales y tangenciales en un cilindro hueco de pared gruesa.



FUENTE: E.J. HEARN. 1997. Mechanics of Materials 2. III ed.
Butterworth-Heinemann. Página 124.

**FIGURA 3.6 ESFUERZOS EN UN CILINDRO HUECO DE
PARED GRUESA**

Comparando las ecuaciones (3.3.12) y (3.3.13) cuyas curvas se visualizan en el figura 3.7, se puede concluir que, el esfuerzo tangencial es mayor que el esfuerzo radial y el valor máximo se alcanza en el interior del cilindro hueco.

En la ecuación (3.3.11), para $r = R_{int}$:

$$\sigma_{T_{m\acute{a}x}} = \frac{\rho\omega^2}{4(1-\nu)} \left[(1-2\nu)R_{int}^2 + (3-2\nu)R_{ext}^2 \right]$$

(Ecuación 3.3.15)

Las ecuaciones (3.3.8), (3.3.9), (3.3.12), (3.3.13) definen los esfuerzos tangenciales y radiales en cilindros giratorios macizo y hueco. En todos los casos las magnitudes son influenciadas por las variables de velocidad angular, radio y características del material.

El rotor soportará cargas cíclicas, por lo que el material deberá ser dúctil y ser analizado con el criterio de Von Mises, que da un valor para comparar con el esfuerzo de fluencia del material usado.

Como ya se ha analizado, en ausencia de esfuerzos de corte, el elemento diferencial experimenta el efecto de esfuerzos principales radiales, tangenciales, longitudinales.

Se recurre al esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_r - \sigma_l)^2}{2}}$$

(Ecuación 3.3.16)

Previamente se ha demostrado que cada esfuerzo es una función que está directamente relacionada con la geometría, material y velocidad angular del elemento, en consecuencia, el criterio de Von Mises hace posible determinar los parámetros críticos, tanto para la

dimensión radial como la velocidad angular, a los que el material constitutivo del rotor será susceptible a una falla por fluencia.

$$\sigma_{Von\ Mises} k \leq S_f$$

(Ecuación 3.3.17)

Donde,

S_f , esfuerzo de fluencia del material [N/m²]

k , factor de seguridad [adimensional]

En esta etapa del desarrollo de la tesis se está en capacidad de confirmar el diseño de forma presentado, pues se ha estudiado el comportamiento de un rotor cilíndrico macizo y hueco como alternativas de diseño. A continuación se presenta un ejemplo comparativo de los esfuerzos alcanzados por un cilindro hueco y un cilindro macizo.

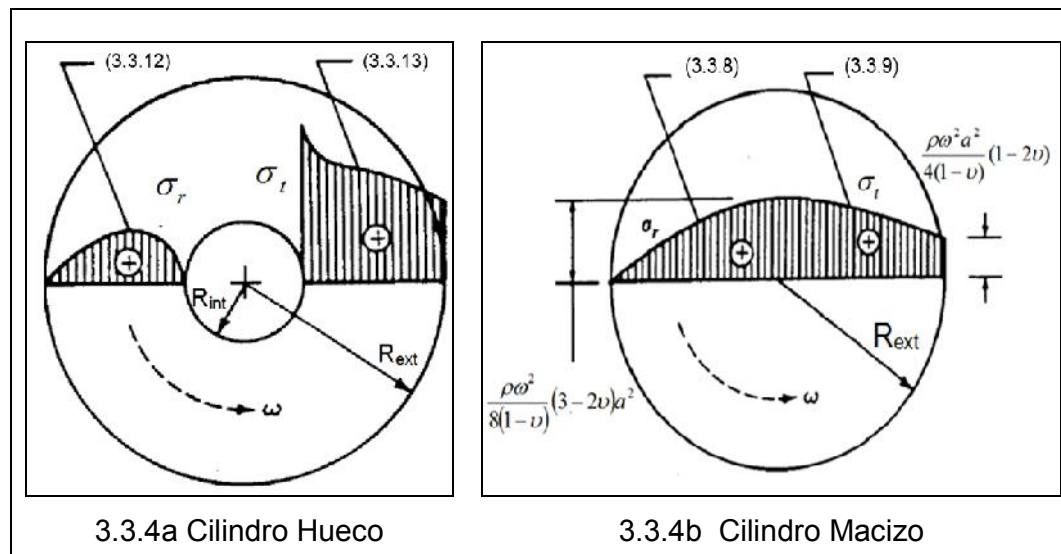


FIGURA 3.7. COMPARACIÓN DE ESFUERZOS EN CILINDRO HUECO Y MACIZO

Las ecuaciones de esfuerzos (3.3.12) y (3.3.13) evaluadas en el interior del cilindro hueco ($r = R_{\text{int}}$) son:

$$\sigma_r = 0$$

(Ecuación 3.3.18)

$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)} \left\{ -R_{\text{int}}^2 (1+2\nu) + (3-2\nu) \left[(R_{\text{ext}}^2 + R_{\text{int}}^2) + (R_{\text{ext}})^2 \right] \right\}$$

(Ecuación 3.3.19)

Cuando el R_{int} es muy pequeño,

$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)} (3-2\nu) (2R_{\text{ext}}^2)$$

(Ecuación 3.3.20)

Las ecuaciones de esfuerzos (3.3.7) y (3.3.8) evaluadas en el centro del cilindro macizo ($r = 0$) son:

$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)}(3-2\nu)R_{ext}^2$$

(Ecuación 3.3.21)

$$\sigma_t = \sigma_r, \text{ véase ecuación 3.3.11}$$

Comparando las ecuaciones (3.3.20) y (3.3.21), se concluye matemáticamente que, el esfuerzo tangencial en el centro de un cilindro giratorio se duplica ante la presencia de un agujero central de diámetro muy pequeño. Este comportamiento se acentúa aún más en caso de que el radio interno sea ligeramente mayor.

La opción de un cilindro hueco queda descartada luego de observar el comportamiento de los esfuerzos que aparecen en el radio interior del cilindro. Al aplicar el criterio de Von Mises se observa que un cilindro hueco será más susceptible a fallar por fluencia. Un cilindro macizo puede girar a mayor velocidad de manera segura.

3.4. Cálculo de las Dimensiones del Rotor Usando el Programa de Elementos Finitos Lisa y Selección de Materiales.

Criterios importantes para el dimensionamiento del rotor y la selección del material son:

- El uso de un material con un límite de fluencia alto permite al rotor girar a velocidades altas, de esta manera almacena mayor cantidad de energía. (véase ecuación 3.2.1)
- La energía almacenada también es función de la masa del rotor, por lo es una ventaja usar un material con una alta densidad.
- El rotor trabaja con cargas cíclicas producidas por los periodos de carga y descarga diarios que producirán deformaciones elásticas en el rotor, por lo cual se busca un material con una alta resistencia a la fatiga.
- El rotor por ser parte del motor / generador debe ser de un material magnético
- La manufactura del rotor debe ser sencilla, es decir, el proceso de formación del rotor tiene que usar técnicas bien conocidas, usando máquinas de producción común, limitando así los costos de producción.

- El precio del material constitutivo debe ser tan bajo como sea posible para tener un producto final que pueda competir con una batería.
- Visto desde el punto de vista ambiental, se debe usar un material fácilmente reciclable.

Para facilitar la elección del material, se presenta una matriz de decisión con los criterios indicados anteriormente y las posibles alternativas

Los signos de suma califican a la característica como favorable para su selección en el diseño.

TABLA 8

MATRIZ DE DECISIÓN PARA MATERIAL DEL ROTOR

Material	Límite de fluencia [N/m ²]	Densidad [Kg/m ³]	Conductividad eléctrica [Siemens/m]	Resistencia a la fatiga	Manufactura	Precio [USD]	Reciclaje
Acero de alta resistencia	1800	7800	5×10^{-6}	+	+	+	+
Aluminio	600	2700	36.3×10^{-6}	-	+	+	+
Titanio	1200	4500	+/-	-	+	-	+
Fibra de vidrio	1600	2000	-	-	-	-	-
Fibra de carbono	2400	1500	-	-	-	-	-
Cerámicos					-	-	-

En la literatura, se encuentra que los rotores para aplicaciones espaciales generalmente están hechos de fibra de carbono por su alto límite de fluencia y su baja densidad. A continuación se analizan estas características en detalle.

La energía almacenada es una función de la velocidad de giro y las propiedades físicas del rotor (masa y radio), incluidas la inercia. (Véase ecuación 3.2.3)

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Sabiendo que para un cilindro macizo

$$I = \frac{1}{2} m r^2$$

Se puede calcular la energía por masa

$$\frac{E}{m} = \frac{1}{4} r^2 \omega^2$$

(Ecuación 3.4.1)

Y por volumen

$$\frac{E}{V} = \frac{1}{4} \rho r^2 \omega^2$$

(Ecuación 3.4.2)

Sabiendo que $\sigma_{Von Mises} \propto \omega^2$, se puede reescribir (3.4.1) y (3.4.2) en:

$$\frac{E_{m\acute{a}x}}{m} \propto \frac{1}{4} r^2 \sigma_{Von Mises} < \frac{1}{4} r^2 \frac{S_f}{k}$$

(Ecuación 3.4.3)

$$\frac{E_{m\acute{a}x}}{V} \propto \frac{1}{4} \rho r^2 \sigma_{Von Mises} < \frac{1}{4} r^2 \frac{S_f}{k}$$

(Ecuación 3.4.4)

Estas ecuaciones muestran que la energía máxima almacenada por masa depende solamente del límite de fluencia del material. Cuando se busca maximizar $E_{m\acute{a}x}/m$ como por ejemplo en dispositivos móviles o espaciales donde el peso es un factor importante, la fibra de carbono es el material idóneo.

Cuando se requiere maximizar $E_{m\acute{a}x}/V$, el acero es la mejor opción:

$$\rho_{acero} S_f_{acero} = 14.04 \times 10^6 \geq \rho_{fibra\ de\ carbono} S_f_{fibra\ de\ carbono} = 3.6 \times 10^6$$

El uso del acero permite un diseño compacto para el rotor, excelente para uso estacionario.

El siguiente paso en la selección del material es determinar cuál de los aceros será el adecuado para el rotor. Los aceros aleados tienen una mejor relación peso – resistencia que los aceros al

carbono. Para ello se tomará como referencia un documento del departamento de defensa de los Estados Unidos. La tabla 3.4.2 muestra las propiedades de aceros de baja aleación.

TABLA 9
PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE DISEÑO PARA
ACEROS DE BAJA ALEACIÓN

Alloy	Hy-Tuf	4330V	4335V	4335V	D6AC	AISI 4340 ^e	0.40C 300M	0.42C 300M
Specification	AMS 6425	AMS 6411	AMS 6430	AMS 6429	AMS 6431	AMS 6414	AMS 6417	AMS 6257 AMS 6419
Form	Bar, forging, tubing							
Condition	Quenched and tempered ^b							
Thickness or diameter, in.	c			d		e	f	
Basis	S	S	S	S	S	S	S	S
Mechanical Properties:								
F_{ts} , ksi	220	220	205	240	220	260	270	280
F_{ty} , ksi	185	185	190	210	190	217	220	230
F_{cy} , ksi	193	193	199	220	198	235	236	247
F_{sm} , ksi	132	132	123	144	132	156	162	168
F_{bs} , ksi:								
(e/D = 1.5)	297	297	315	369	297	347	414 ^g	430 ^g
(e/D = 2.0)	385	385	389	465	385	440	506 ^g	525 ^g
F_{bsy} , ksi:								
(e/D = 1.5)	267	267	296	327	274	312	344 ^c	360 ^c
(e/D = 2.0)	294	294	327	361	302	346	379 ^c	396 ^c
e , percent:								
L	10	10	10	10	12	10	8	7
LT	5 ^a	5 ^a	7	7	9
E , 10 ³ ksi	29.0							
E_c , 10 ³ ksi	29.0							
G , 10 ³ ksi	11.0							
μ	0.32							
Physical Properties:								
ω , lb/in. ³	0.283							
C , K , and α	See Figure 2.3.1.0							

^f, Espesor \leq 5pulg, enfriamiento en aceite a una tasa de flujo de 200ft/min.

FUENTE: U.S. DEPARTMENT OF DEFENSE. 2003. Department of Defense Handbook; Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures. 2-22 p.

Donde:

F_{ty} , resistencia a la tracción [ksi],

F_{tu} , resistencia última a la tracción [ksi],

E , módulo de Young [ksi] y

ω , densidad (ρ) [lb/in³]

Por motivos de uniformidad de unidades se deben realizar conversiones al Sistema Internacional:

$$1\text{ksi} = 6,894,757.29 \text{ N/m}^2$$

$$1\text{lb/in}^3 = 27,679.91 \text{ kg/m}^3$$

Se observa que los aceros con mayor resistencia a la tracción son los aceros al carbono de baja aleación 300M y AISI 4340. Ambos materiales tienen una buena combinación de resistencia a la tracción, dureza, resistencia a la fatiga y ductilidad. La composición de estas aleaciones, revela las potenciales propiedades mecánicas que obtendrán después de tratar térmicamente a estos materiales.

TABLA 10
COMPOSICIÓN QUÍMICA DE ACEROS ALEADOS AISI
4340 Y 300M

Componente	AISI 4340	300M
C	0.38 - 0.43	0.40 - 0.45
Mn	0.65 - 0.9	0.65 - 0.90
P	0.01	0.01
S	0.01	0.01
Si	0.15 - 0.35	1.45 - 1.8
Ni	1.65 - 2.00	1.65 - 2.00
Cr	0.70 - 0.90	0.70 - 0.95
Mo	0.20 - 0.30	0.35 - 0.50
V	-	0.05 - 0.1
Cu	0.35	0.35

FUENTE: U.S. DEPARTMENT OF DEFENSE MIL-S-8844D. 1987.
 Military Specification; Steel bar, Reforging stock, and Mechanical
 Tubing, low alloy, premium quality. 12 p.

El acero 300M es esencialmente el acero AISI 4340 que ha sido modificado con un ligero aumento en la cantidad de carbono y molibdeno. La diferencia significativa que presenta el acero aleado 300M radica en:

- Inclusión de vanadio en la composición, el cual ayuda a la formación de un grano fino, aumenta la resistencia a la fatiga y reduce la pérdida de resistencia durante el templado. Aumenta la resistencia a los impactos.

- Aumento del contenido de silicio, provee una templabilidad más profunda, incrementa el endurecimiento por solución sólida y mejora la resistencia al ablandamiento a elevadas temperaturas [Referencia 9].

En el análisis previo de los esfuerzos en un cilindro macizo (véase gráfico 3.3.2 y 3.3.4b), se demostró que los esfuerzos incrementan su magnitud gradualmente hasta llegar a un punto máximo que coincide con el centro de la sección transversal del elemento. Este comportamiento indica la necesidad de emplear un material con alta templabilidad. El material constitutivo del rotor estará sometido a elevados esfuerzos de tensión, por lo cual es recomendable tener en la microestructura del material al menos 80% de martensita en toda la sección transversal [Referencia 20].

La tabla a continuación, muestra los diámetros máximos en los cuales la microestructura contiene la cantidad deseada de martensita de manera homogénea desde el exterior al centro de la barra cilíndrica.

TABLA 11
DIÁMETROS MÁXIMOS PARA BARRAS DE ACERO DE BAJA ALEACIÓN
(MEDIANTE ENDURECIMIENTO DE AL MENOS 90% DE MARTENSITA
EN EL CENTRO)

F_{ms} ksi	Maximum Diameter of Round or Equivalent Round, in. ^a						
	0.5	0.8	1.0	1.7	2.5	3.5	5.0
270 & 280	300M ^e
260	AISI 4340 ^b	AISI 4340 ^c	AISI 4340 ^d	...
220	AMS Grades ^{b,e}	AMS Grades ^{c,e}	D6AC ^b	D6AC ^c
200	...	AISI 8740	AISI 4140	AISI 4340 ^b AMS Grades ^{b,e}	AISI 4340 ^c AMS Grades ^{c,e}	AISI 4340 ^d	D6AC ^c
≤180	AISI 4130 and 8630	AISI 8735 4135 and 8740	AISI 4140	AISI 4340 ^b AMS Grades ^{b,e}	AISI 4340 ^c AMS Grades ^{c,e}	AISI 4340 ^d D6AC ^b	D6AC ^c

FUENTE: U.S. DEPARTMENT OF DEFENSE. 2003. Department of Defense Handbook; Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures. 2-12 p.

La tabla 12 muestra que en el acero aleado 300M, la templabilidad y resistencia son mayores. Para el posterior dimensionamiento del cilindro macizo, la elección del acero aleado 300M permitirá un mayor almacenamiento de energía, debido a sus posibilidades geométricas y propiedades mecánicas.

Debido a las propiedades del material, la aleación 300M puede ser maquinada en dos etapas, maquinado de desbaste y maquinado de acabado, teniendo como proceso intermedio el tratamiento térmico [Referencia 7]. El elemento debe ser normalizado a una temperatura de 900°C durante una hora. Se continúa con el

endurecimiento, para ello se austeniza el elemento elevando su temperatura a 815°C durante media hora, luego se enfría en aceite de 24 a 60°C. A continuación se realiza un doble revenido a 302°C de dos por dos horas que deja al elemento en las condiciones óptimas para el maquinado final. Finalmente se hace un recocido de alivio de tensiones en donde la temperatura máxima alcanzada no debe exceder los 10°C por debajo de la temperatura de austenizado, es decir 805°C [Referencia 8]. En el maquinado de acabado, radio final del cilindro será 60mm.

La selección de la aleación 300M ahora permite conocer los parámetros para el cálculo de la velocidad angular máxima que puede soportar el material antes de fallar por fluencia.

De las tablas 9 y 10:

TABLA 12
PROPIEDADES MECÁNICAS Y CARACTERÍSTICAS
GEOMÉTRICAS DE ACERO ALEADO 300M

Propiedad	Valor	Unidades
Densidad	7,833	Kg/m ³
Coefficiente de Poisson	0.32	Adimensional
Esfuerzo de fluencia	1.59 x 10 ⁹	N/m ²
Módulo de Young	1.99x10 ¹¹	N/m ²
Radio máximo	0.06	m

En este capítulo durante el análisis de las velocidades de operación del rotor, se demostró que el límite de la velocidad angular máxima es definido por el material y además, se demostró que el material falla cuando el esfuerzo de Von Mises es mayor que el esfuerzo de fluencia.

Habiendo definido un factor de seguridad de 1.3, se calcula el máximo esfuerzo de Von Mises que podrá soportar el rotor antes de fallar por fluencia.

$$\sigma_{Von\ Mises} \cdot k \leq S_f, \text{ véase ecuación 3.3.14}$$

Dónde

$$S_f = 1.59 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$k = 1.3$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 1.22 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

Se emplea el método iterativo con la ayuda del programa de elementos finitos LISA. La geometría y velocidad angular del cilindro macizo quedarán definidas cuando se cumplan los siguientes requerimientos:

- Capacidad de almacenamiento de energía:

$$E_c = 300 \text{ W.h}$$

- Criterio de falla del material:

$$\sigma_{Von\ Mises} = 1.27 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

Las tablas 11 y 12 contienen información de la densidad y radio máximo (0.06m) del material constitutivo del cilindro. Como punto de partida para el cálculo de las diferentes velocidades angulares se recurre a la ecuación 3.2.8 con la cual se realizan iteraciones. En cada iteración la altura del cilindro aumenta 10mm y la capacidad de almacenamiento mantiene un valor constante ($E_c = 300\text{Wh}$).

$$\omega = \sqrt{\frac{16 \times E_c \times 3600}{3(\rho \pi r^4 h)}}$$

(Ecuación 3.4.5)

Con el ingreso de los datos del material, geometría y velocidad angular del cilindro macizo en el programa de elementos finitos, se generan gráficos (véase figura 3.8) en los cuales se visualiza el esfuerzo de Von Mises en N/m². Como se estableció anteriormente mediante fórmulas, el mayor esfuerzo se encuentra a lo largo del eje axial del cilindro macizo.

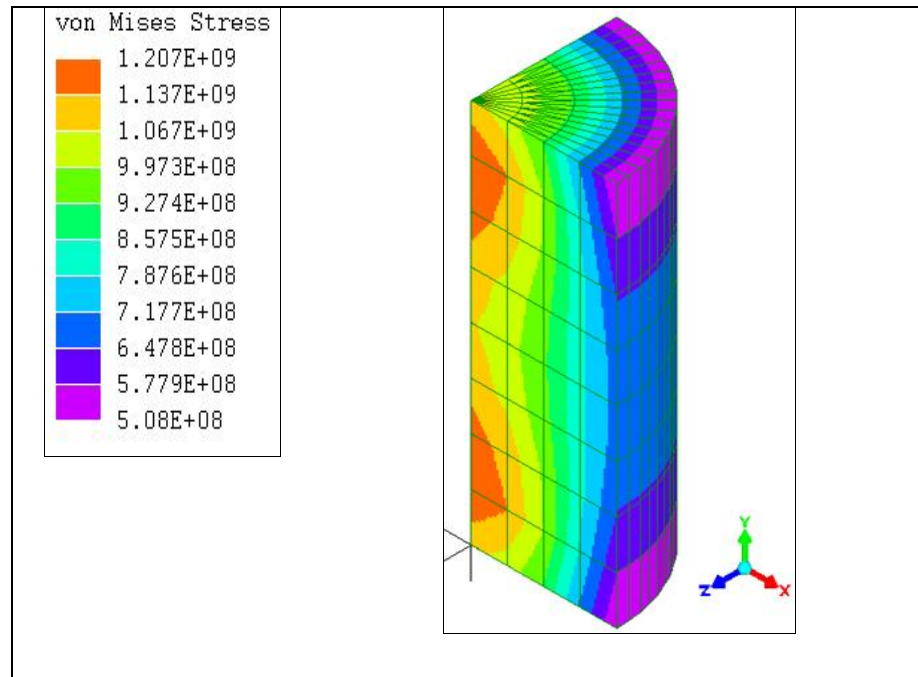
A cada altura le corresponde una velocidad angular máxima y por consiguiente un esfuerzo máximo de Von Mises, los datos

obtenidos de la fórmula 3.4.5 y del programa de elementos finitos fueron tabulados para su análisis, véase tabla 13.

TABLA 13
RELACIÓN ENTRE ALTURA DEL CILINDRO MACIZO GIRATORIO
Y ESFUERZO DE VON MISES

Altura [m]	Velocidad Angular [rad/s]	Inercia [Kg.m4]	Esfuerzo de Von Mises [x 10 ⁹ N/m ²]
0.1	13,440	0.0159	2.033
0.11	12,814	0.0175	1.821
0.12	12,269	0.0191	1.645
0.13	11,787	0.0207	1.498
0.14	11,359	0.0223	1.383
0.15	10,973	0.0239	1.289
0.16	10,625	0.0255	1.207
0.17	10,308	0.0271	1.134
0.18	10,017	0.0287	1.069

Fuente: Autor, Datos Obtenidos De Programa De Elementos Finitos Lisa®



FUENTE: Autor, Datos Obtenidos de Programa de Elementos Finitos Lisa®

FIGURA 3.8 ESFUERZO DE VON MISES EN UN CILINDRO MACIZO ROTATORIO A MÁXIMA VELOCIDAD ANGULAR

Con esta premisa se está en condiciones de seleccionar la altura y velocidad angular que satisfacen los dos requerimientos mencionados.

$$h = 0.16\text{m}$$

$$\omega = 10,625 \text{ rad/s}$$

Con la geometría del rotor totalmente definida y conociendo el material constitutivo del rotor se calcula el peso del cilindro macizo.

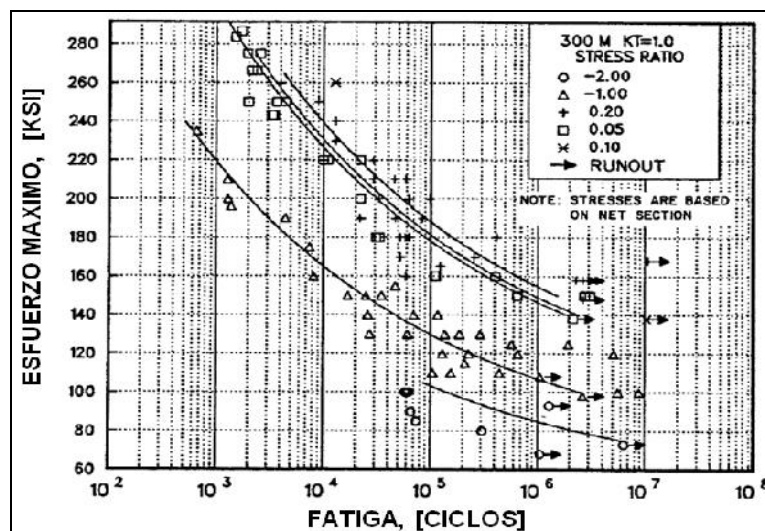
$$m = \rho \pi r^2 h$$

(3.4.6)

$$m = 7833 \text{ kg/m}^3 \times \pi \times (0.06 \text{ m})^2 \times 0.16 \text{ m}$$

$$m = 14.17 \text{ kg}$$

Para conocer la vida útil a fatiga que tendrá el cilindro macizo que actúa como rotor, se emplea la figura 3.9 que muestra cinco curvas, las cuales corresponden a diferentes relaciones de esfuerzos.



FUENTE: U.S. DEPARTMENT OF DEFENSE. 2003. Department of Defense Handbook; Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures. 2-59 p.

FIGURA 3.9 DIAGRAMA S/N DE ACERO ALEADO 300M

El cálculo de la relación de esfuerzo se realiza con la fórmula,

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

(Ecuación 3.4.7)

El programa de elementos finitos muestra que el mayor esfuerzo que experimenta el cilindro macizo se localiza en el centro de su geometría y su magnitud es:

$$\sigma_{max} = 1.2 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

Para el cálculo del esfuerzo mínimo, se recurre al programa de elementos finitos y se varía la velocidad angular. El esfuerzo mínimo se produce cuando la velocidad angular se reduce a un 50% de la velocidad angular máxima (condición para 3.2.7), lo cual corresponde a 5310 rad/s.

$$\sigma_{min} = 3 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Se calculan la relación de esfuerzos y se convierte el valor de esfuerzo máximo a la unidad apropiada.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0.27$$

$$\sigma_{max} = 174.04 \text{ ksi}$$

El resultado corresponde a 1.1×10^5 ciclos. Si un ciclo de carga y descarga profunda se cumple en un día, la vida útil a fatiga del rotor es 301 años

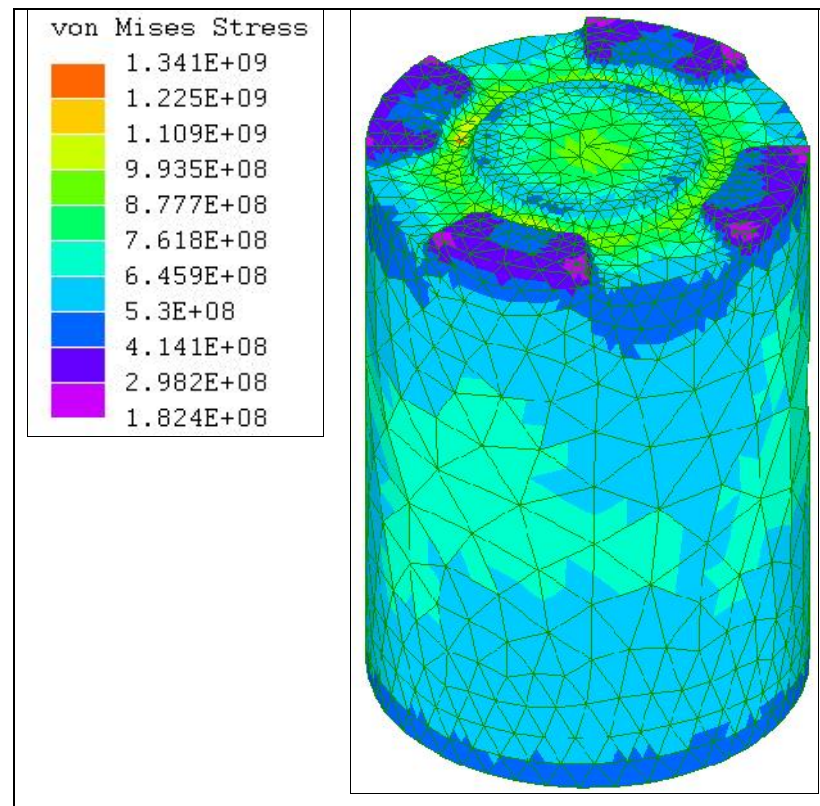
$$1.1 \times 10^5 \text{ ciclos} \times \frac{1 \text{ día}}{1 \text{ ciclo}} \times \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ días}} = 301 \text{ años}$$

3.5 Análisis de Esfuerzos en los Polos Incorporados del Motor / Generador

En esta etapa se analizará la alteración de la distribución de los esfuerzos debido a la adición de los polos del motor / generador en la parte superior del rotor.

El número, distribución y dimensiones de los polos son datos conocidos de un estudio previo cuyo alcance está fuera de esta tesis. La geometría de los polos que se incorporan al rotor del motor / generador está indicada en el plano de construcción No.8.

En una primera etapa se mantienen tanto la velocidad angular como la geometría del cilindro macizo. La figura 3.10 muestra la ubicación y magnitud de la concentración de los esfuerzos generados por las discontinuidades geométricas.



Fuente: Autor, Datos Obtenidos de Programa de Elementos Finitos Lisa®

FIGURA 3.10 CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

POSTERIOR A ADICIÓN DE POLOS DEL MOTOR /

GENERADOR

El esfuerzo de Von Mises sobrepasa al esfuerzo de diseño. Para corregir esta concentración de esfuerzos, se aplica el método recursivo con la ecuación (3.4.5), en la cual se variarán los parámetros de altura y velocidad angular que permitan mantener la capacidad de diseño. Estos parámetros serán posteriormente ingresados como datos en el programa de elementos finitos que

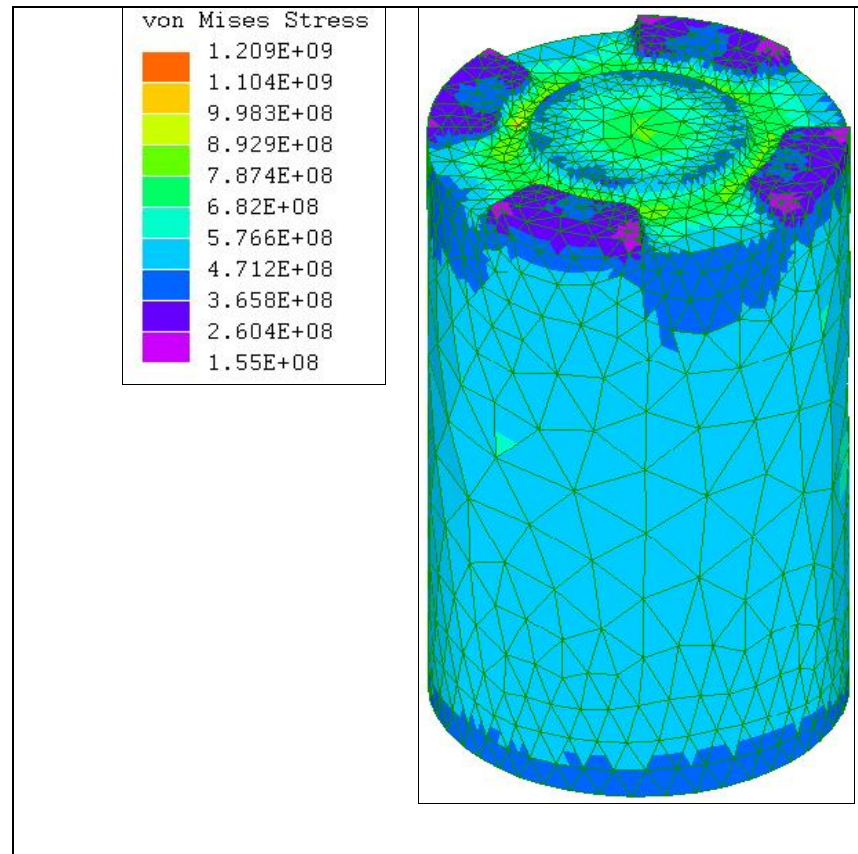
mostrará los resultados de los esfuerzos generados en el elemento.

Los resultados fueron tabulados en la tabla 14

TABLA 14
RELACIÓN ENTRE ALTURA DEL CILINDRO MACIZO GIRATORIO
CON POLOS INCORPORADOS Y ESFUERZO DE VON MISES

Altura [m]	Velocidad Angular [rad/s]	Inercia [kg.m ⁴]	Esfuerzo de Von Mises [x 10 ⁹ N/m ²]
0.17	10,320	0.0271	1.36
0.18	10,020	0.0287	1.31
0.19	9,760	0.0303	1.26
0.20	9,510	0.0319	1.21

FUENTE: Autor, Datos Obtenidos de Programa de Elementos Finitos Lisa®



Fuente: Autor, Datos Obtenidos de Programa de Elementos Finitos Lisa®

FIGURA 3.11 RESULTADO DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS POSTERIOR A VARIACIÓN DE ALTURA Y VELOCIDAD ANGULAR

Los nuevos valores de altura y velocidad que se ajustan al requerimiento del diseño son:

$$h = 0.20\text{m}$$

(3.5.1)

$$\omega = 9,510 \text{ rad/s}$$

(3.5.2)

Estas modificaciones eliminan la concentración de esfuerzos localizada en el cambio de sección. Como consecuencia de las modificaciones geométricas, el peso del elemento aumenta (véase ecuación 3.4.6).

$$m = 7833 \text{ kg/m}^3 \times 0.0021947 \text{ m}^3$$

$$m = 17.2 \text{ kg}$$

(3.5.3)

El volumen con que se ha calculado el peso del rotor fue obtenido del programa de elementos finitos LISA®.

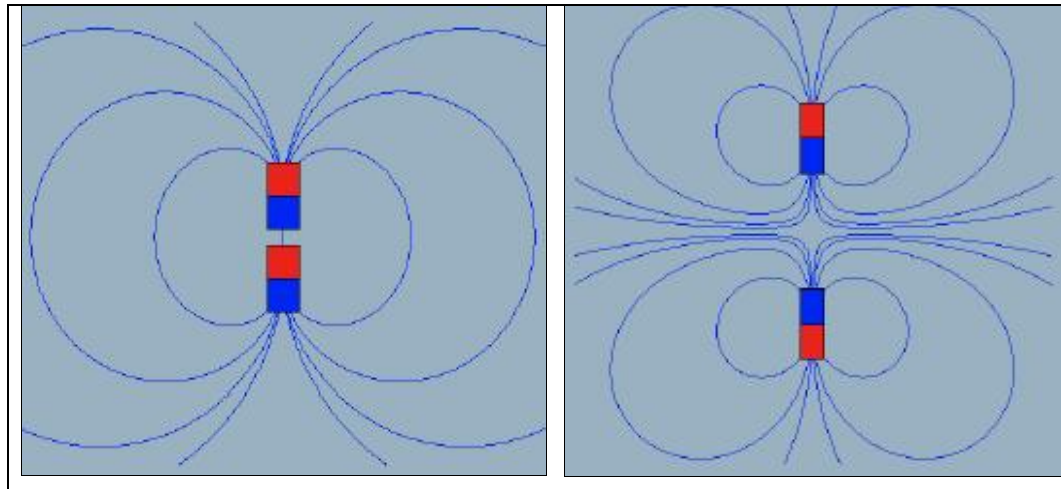
CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DE COJINETES MAGNÉTICOS

4.1 Estabilidad Magnética de Rotor Suspendido

Este capítulo abarcará el diseño de los cojinetes magnéticos montados en el rotor, los cuales evitarán pérdidas por fricción durante la operación. Para ello se estudiará el comportamiento de imanes interactuando durante la levitación.

En la figura 4.1, en el primer caso se observan dos imanes enfrentados con diferentes polaridades. En el segundo caso dos imanes levitando el uno sobre el otro. En ambos casos los imanes experimentan inestabilidad.



FUENTE: <http://www.aragoninvestiga.org/Levitacion-magnetica-y-superconductividad/>,30/06/2014

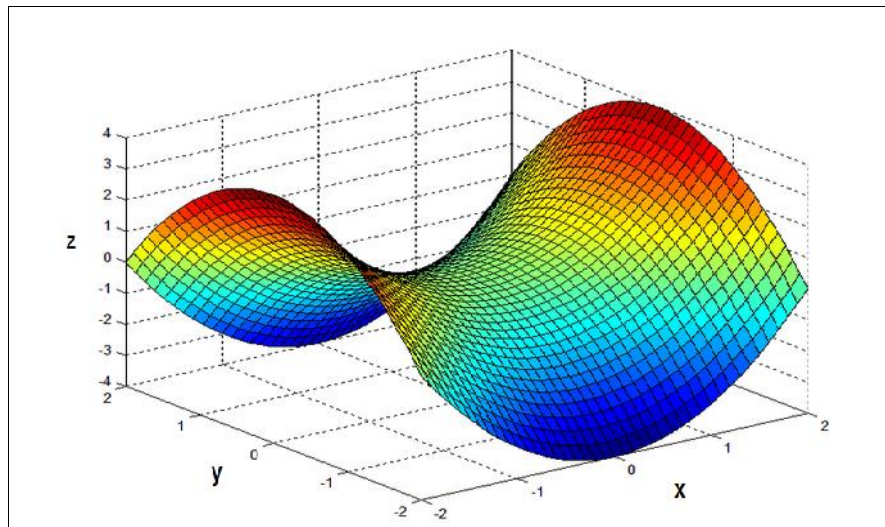
FIGURA 4.1 INESTABILIDAD EN LA LEVITACIÓN MAGNÉTICA

En el primer caso, los imanes no pueden levitar, a cierta distancia inevitablemente ambos se unirán, es decir, los imanes experimentan inestabilidad vertical. En el segundo caso, mientras más cercanas se encuentren las caras, la magnitud de la fuerza de repulsión será mayor y también su inestabilidad lateral, pues los imanes tratan de rotar hasta quedar unidos.

El teorema de Earnshaw demuestra que la levitación estable es imposible de alcanzar usando campos estáticos sean estos eléctricos o magnéticos. La prueba de este teorema reside en la idea que de la superficie de la energía potencial en un sistema

estático tiene forma de una silla de montar, es decir, no tiene un mínimo local. En la silla de montar de la figura 4.2 se observa que una partícula magnética localizada en el punto de silla saldrá del equilibrio si se aplica una pequeña perturbación.

El equilibrio estable no puede existir en un campo magnético estático y siempre hay estabilidad al menos en una dirección.



FUENTE: <http://weblog.sirajs.com/article/potential-energy-and-earnshaws-theorem,30/06/2014>

FIGURA 4.2 PARABOLOIDE HIPERBÓLICO (SILLA DE MONTAR)

En los apéndices F y G se prueba que podemos expresar matemáticamente la inestabilidad magnética con la siguiente ecuación.

$$\frac{dF}{dx} + \frac{dF}{dy} + \frac{dF}{dz} = 0$$

(Ecuación 4.1.1)

Esta ecuación tiene analogía con la constante usada para los resortes. Siendo

$$\frac{dF}{dx} = k_x, \quad \frac{dF}{dy} = k_y, \quad \frac{dF}{dz} = k_z$$

(Ecuación 4.1.2)

Donde

k_x , coeficiente de rigidez magnética en dirección x

k_y , coeficiente de rigidez magnética en dirección y

k_z , coeficiente de rigidez magnética en dirección z

Trabajando matemáticamente la ecuación (4.1.1) se tiene

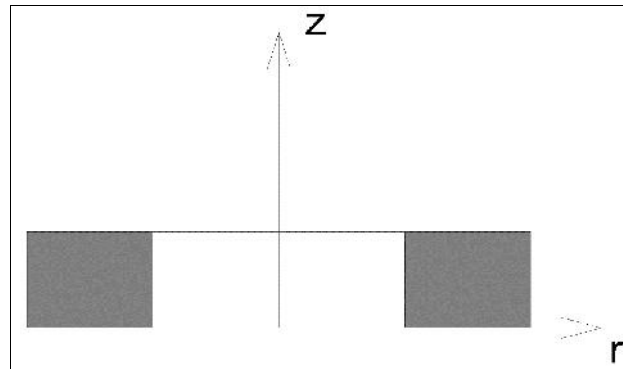
$$k_x + k_y = -k_z$$

(Ecuación 4.1.3)

Tomando el caso particular de un cilindro, por simetría en el plano xy es posible decir que:

$$k_x = k_y = k_r$$

(Ecuación 4.1.4)



**FIGURA 4.3 EJES DE COORDENADAS EN IMAN
RADIAL PERMANENTE**

Por lo que la ecuación 4.1.3 puede reescribirse.

$$-2k_r = k_z$$

(Ecuación 4.1.5)

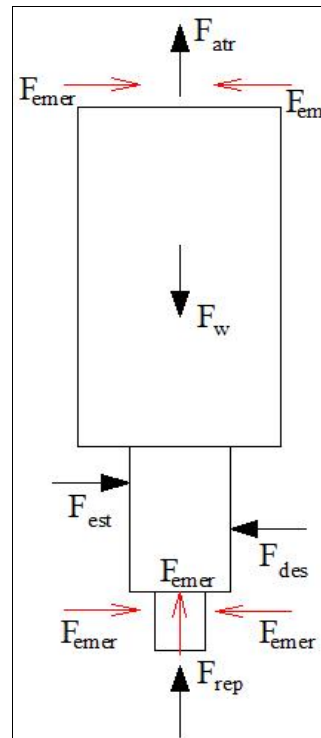
Lo que concluye que la inestabilidad axial es el doble de la inestabilidad radial.

La aplicación del teorema de Earnshaw es fundamental en el diseño de los cojinetes magnéticos pues es necesario contrarrestar las

inestabilidades creadas por la interacción entre los imanes permanentes [].

El diseño de forma (véase figura 3.1) muestra que para la levitación del peso del rotor y sus componentes auxiliares, se usa una combinación de imanes que trabajan en atracción y repulsión. El propósito de esta combinación es lograr la estabilidad axial y reducir la inestabilidad radial. Esta inestabilidad radial será compensada con una fuerza dinámica generada por corrientes de Eddy.

En la siguiente figura se muestra un diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan sobre el rotor.



**FIGURA 4.4 DIAGRAMA EQUILIBRIO DE FUERZAS
ESTATICAS DEL ROTOR**

Donde,

F_{atr} , Fuerza de atracción del arreglo Halbach.

F_w , Peso del rotor y componentes auxiliares

F_{rep} , Fuerza de repulsión del cojinete magnético axial.

F_{est} , Fuerza de estabilización producida por corrientes de Eddy.

F_{des} , Fuerza de desestabilización producida por la inestabilidad magnética (Véase teorema de Earnshaw).

F_{emer} , Fuerza de cojinetes de emergencia es cero cuando hay estabilidad radial

Para compensar la inestabilidad en dirección radial, debe existir una fuerza que actúe en la misma dirección de la fuerza desestabilizadora pero en sentido contrario, a la que se ha llamado fuerza de estabilización. Esta fuerza, según el teorema de Earnshaw debe ser una fuerza de origen dinámico [].

Para calcular la magnitud de la fuerza estabilizadora, se tomará el punto en donde actúa la fuerza F_{atr} como un punto fijo que actúa como pivote.

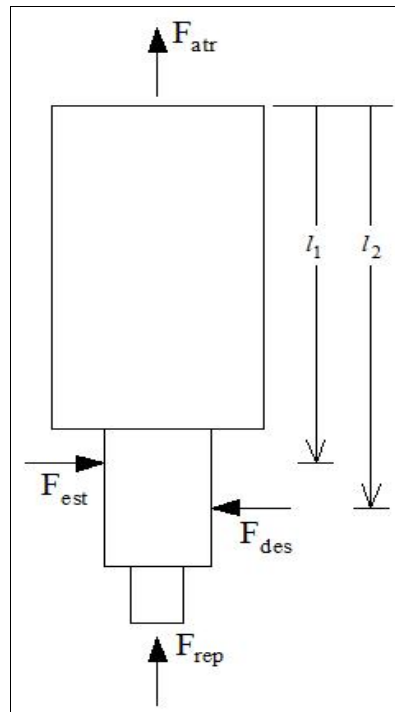


FIGURA 4.5 EQUILIBRIO DE MOMENTOS EN ROTOR

El equilibrio alrededor del pivote es:

$$F_{est} \times l_1 = F_{des} \times l_2$$

(Ecuación 4.1.6)

El valor mínimo de fuerza de estabilización tiene que ser:

$$F_{est, \min} = F_{des} \times \frac{l_2}{l_1}$$

(Ecuación 4.1.7)

El cálculo detallado de esta fuerza se realizará más adelante en este capítulo.

4.2 Diseño de Cojinetes Magnéticos Axiales

El diseño de los cojinetes magnéticos axiales de este subcapítulo inicia con la selección del material de los imanes. Los materiales entre los cuales se puede hacer la selección constan en la figura 4.6

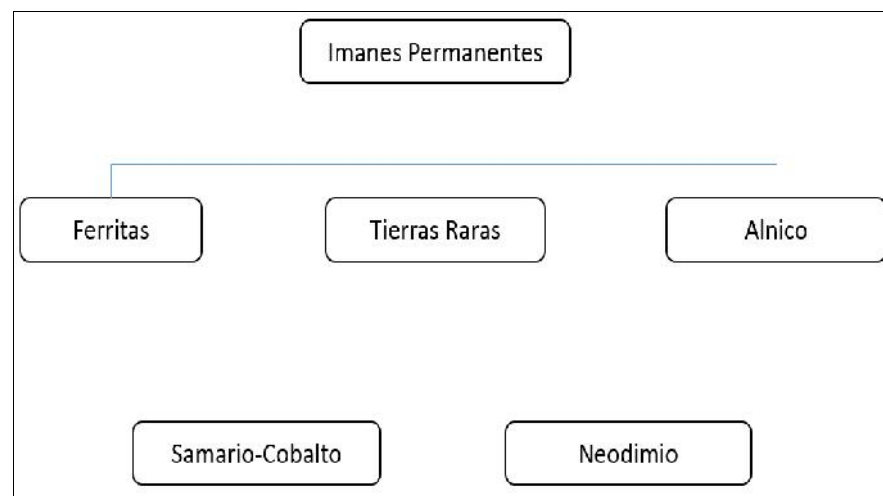


FIGURA 4.6 MATERIALES DE IMANES PERMANENTES

La tabla 15 presenta los valores característicos de cada uno de los tipos de materiales de los imanes.

TABLA 15
CARACTERÍSTICAS DE IMANES PERMANENTES SEGÚN EL
MATERIAL

Material	Magnetización remanente Br [mT]	Máximo producto de energía BH [kJ/m ³]
AlNiCo	610 - 1160	29 - 35
Samario - Cobalto	890 - 1050	140 - 205
Ferritas duras	220 - 395	7.2 - 29
Ferritas duras plastic bonded	150 - 260	4 - 12.4
Neodimio sinterizado	1060 - 1370	215 - 350
Neodimio plastic bonded	490 - 770	28 - 99

FUENTE: Bakker magnetics catalog.

El criterio más importante para la selección del material del imán, es que este posea una alta fuerza de sujeción y que ocupe un volumen reducido en el diseño. Tomando la tabla 15 como referencia se ha elegido para el desarrollo de este trabajo al imán de tierras raras neodimio sinterizado, debido a que su producto de energía máximo BH (ver apéndice H) es significativamente mayor en comparación con los otros materiales.

El paso posterior a la selección del material del imán se hará con el programa de elementos finitos COMSOL®, usando este recurso se

analizarán el número de imanes, su polarización, el entrehierro y las dimensiones requeridas para que los imanes puedan contrarrestar el peso y permitir que este levite.

La fuerza en dirección axial que debe ser contrarrestada por los cojinetes axiales es:

$$F_{axial} = \text{Peso}_{rotor} + \text{Componentes auxiliares [N]}$$

(Ecuación 4.2.1)

$$F_{axial} = (17.2\text{kg} + 2.30\text{kg}) \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 191.2\text{N}$$

(Ecuación 4.2.2)

Véase ecuación 3.5.3 para el peso del rotor, el cálculo del peso de los componentes auxiliares se presentan en el apéndice I

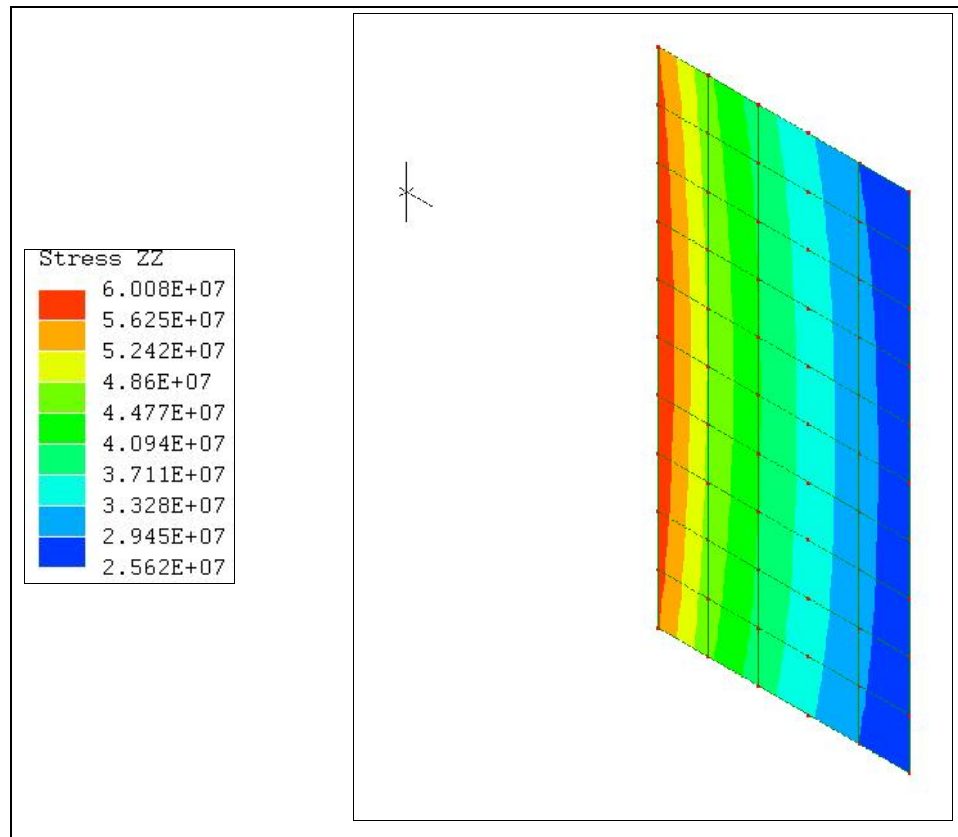
El cálculo de esta fuerza es la base para continuar con el diseño de las dimensiones de los cojinetes axiales.

Para hacer levitar el peso total, 191.2N, se usará una combinación de fuerzas de atracción y repulsión. El propósito de esta combinación es lograr la estabilidad axial y reducir la inestabilidad radial cuyo efecto posteriormente será compensado por los cojinetes de estabilización radial.

Análisis de Falla de Imanes Fijos al Rotor.

Según los detalles 1 y 2 del diagrama de forma (véase figuras 3.2 y 3.3), los cojinetes axiales están compuestos por imanes montados en un soporte fijo que permanecen inmóviles y por imanes que están montados en el rotor, los cuales adquieren la misma velocidad angular. Los imanes fijos al rotor soportarán los esfuerzos analizados en el capítulo 3, los cuales son producidos por la alta velocidad angular con la que gira el rotor. El objetivo del análisis a continuación es conocer las dimensiones críticas que prevengan la rotura del imán.

Usando el programa de elementos finitos LISA® se calculan los esfuerzos generados en el imán. Considerando que el neodimio es un material frágil, se selecciona el esfuerzo tangencial como objeto de estudio ya que es el esfuerzo más grande. Su representación gráfica se muestra a continuación.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos LISA®

FIGURA 4.7 ESFUERZO TANGENCIAL A VELOCIDAD ANGULAR

MÁXIMA

Se observa que el mayor esfuerzo tangencial se ubica en la cara interna del imán y su valor máximo corresponde a $6.008 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, mientras que el esfuerzo último de tensión de los imanes de neodimio es $8 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ (véase apéndice J). Por lo tanto, el imán no sufrirá rotura debido a que el esfuerzo tangencial no supera al esfuerzo último de tensión del material.

Los datos obtenidos del programa de elementos finitos resultan de la geometría de la figura 4.8, en la que se definen el diámetro interior y el espesor de los imanes sometidos a rotación. La altura de los cojinetes no influye en los cálculos de esfuerzos.

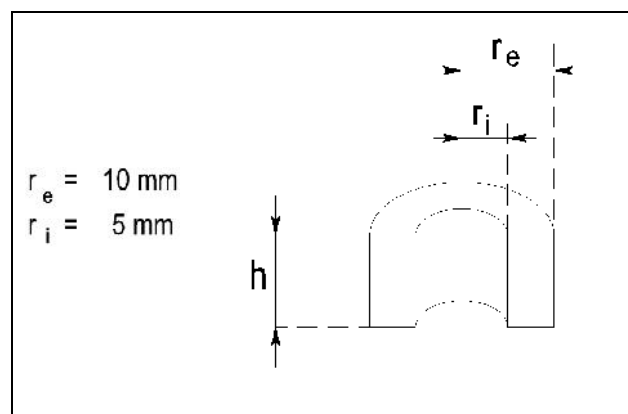


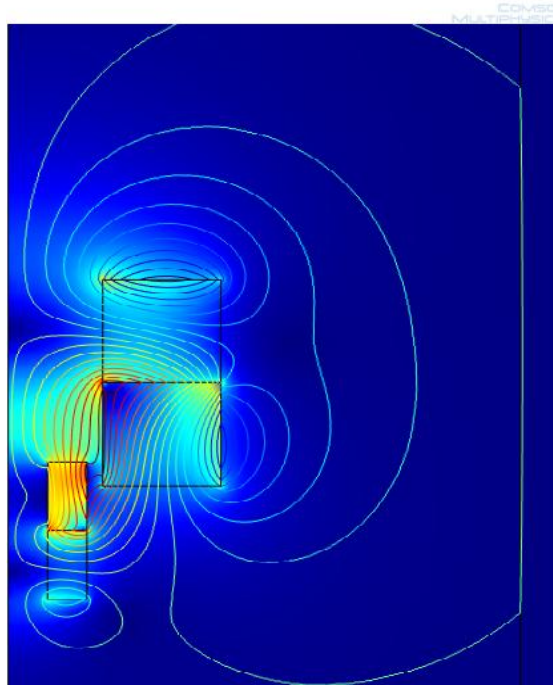
FIGURA 4.8. ESPESOR Y DIÁMETRO INTERNO DE COJINETES AXIALES FIJOS AL ROTOR

Dimensionamiento de Imanes

En la parte superior se colocará un arreglo Halbach que trabajará en atracción y que tomará un 70% de la fuerza axial (véase ecuación 4.2.2), mientras que en la parte inferior los imanes trabajarán en repulsión tomando el resto del peso.

Los arreglos Halbach permiten direccionar a conveniencia el campo magnético, maximizando de esta manera la fuerza que ejercen. Esta es la característica que permite a este arreglo tomar el mayor porcentaje de la fuerza axial y reducir la carga para el cojinete inferior. El teorema de Earnshaw indica que hay una relación directa entre la fuerza axial y la inestabilidad radial. En el caso del cojinete inferior, su inestabilidad radial es pequeña, lo cual resulta en una pequeña fuerza radial de compensación que es generada por corrientes de Eddy.

La geometría de los imanes variará según las necesidades de fuerza y rigidez magnéticas requeridas, el programa de elementos finitos es una herramienta que permite variar la geometría paramétricamente.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos
COMSOL®

**FIGURA 4.9 LINEAS DE FLUJO MAGNETICO PARA ARREGLO
HALBACH EN ATRACCIÓN.**

Las líneas de flujo de la figura anterior forman un circuito cerrado que trabaja en atracción, esto se consigue cuando las polaridades de los imanes se encuentran dispuestas como se indica en la figura 4.10. Esta será la configuración utilizada para los imanes localizados en la parte superior del rotor. Nótese que el desplazamiento hacia abajo de los imanes internos, ha sido determinado como desplazamiento negativo en el eje z.

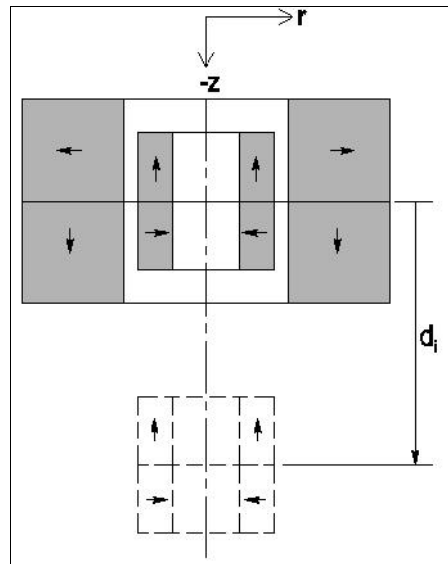


FIGURA 4.10 CONFIGURACION DE ARREGLO HALBACH EN ATRACCIÓN

En la figura 4.10, el arreglo interior que se encuentra fijo al rotor, se desplaza axialmente con respecto al arreglo exterior con la restricción de que, a lo largo de todo el rango de desplazamiento se mantenga una fuerza de atracción entre ambos. Las dimensiones fueron modificadas en el programa de elementos finitos hasta que el arreglo Halbach fuera capaz de tomar el 70% de la fuerza axial. El material de los imanes es el neodimio N40. En la figura 4.11 se muestran las dimensiones finales que sirven de base para generar la figura 4.12.

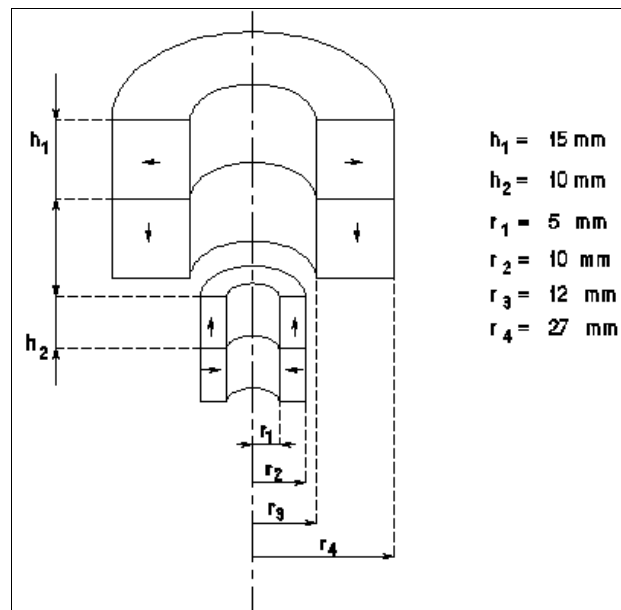
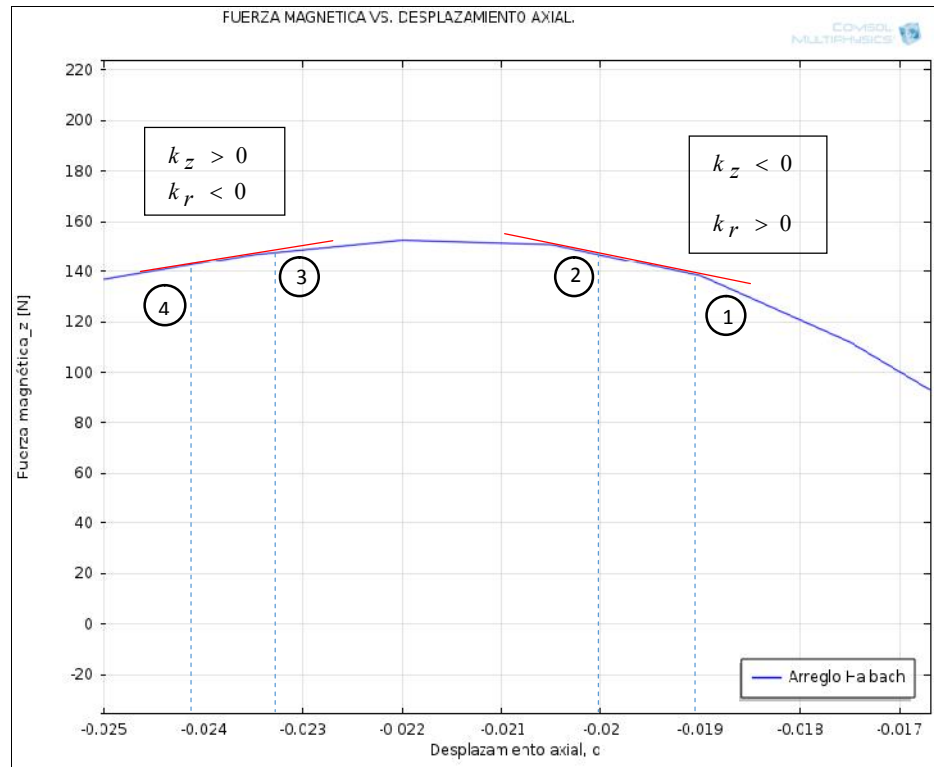


FIGURA 4.11 DIMENSIONES DE IMANES EN ATRACCIÓN DEL ARREGLO HALBACH

En la figura 4.12 se analiza el comportamiento de los imanes en la zona donde la fuerza de atracción corresponde al 70% de la fuerza axial (véase ecuación 4.2.2).



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos COMSOL®

FIGURA 4.12 COMPORTAMIENTO DE IMANES DE ARREGLO HALBACH

En la figura anterior, la rigidez magnética axial k_z corresponde a la pendiente de la curva fuerza magnética vs desplazamiento axial

$$k_z = \frac{F_{i+1} - F_i}{d_{i+1} - d_i}$$

(Ecuación 4.2.2.1)

En el lado izquierdo:

$$F_3 > F_4 \text{ y } d_4 > d_3$$

Aplicando la ecuación 4.2.2.1, k_z tiene un valor positivo. Para el arreglo Halbach que trabaja en atracción esto significa inestabilidad axial.

Sabiendo que esta configuración de imanes tiene inestabilidad axial, según lo expresado por el teorema de Earnshaw para un campo magnético estático (Véase 4.13). Se concluye que la configuración experimenta inestabilidad axial y estabilidad radial cuando $d \geq 22mm$.

Normalmente, para una configuración que trabaja en atracción, mientras menor es la distancia relativa, mayor será la fuerza de atracción entre ambos, sin embargo, en el lado derecho de la figura 4.12, la fuerza de atracción axial en lugar de aumentar, disminuye. La explicación a este comportamiento radica en la configuración del arreglo Halbach. Los imanes interiores por ser más pequeños que los del exterior, tienden a desviarse radialmente hacia los imanes exteriores y de esta manera cerrar las líneas de flujo magnético.

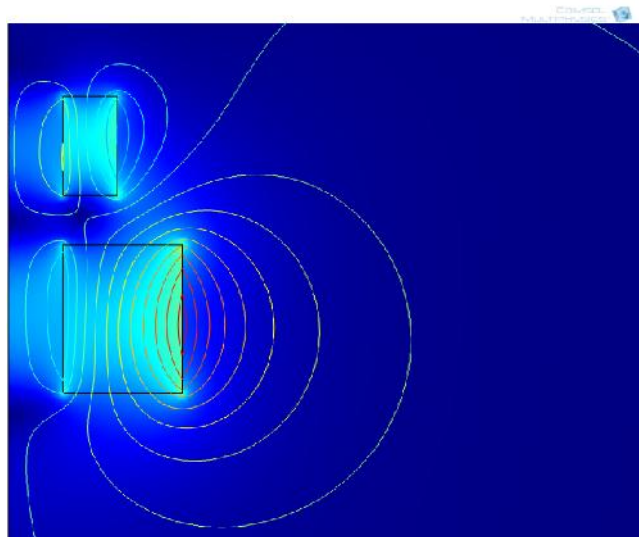
Tomando valores arbitrarios al lado derecho de la línea divisoria en azul, se tiene que

$$F_2 < F_1 \text{ y } d_2 > d_1$$

Por lo tanto, $k_z < 0$, lo cual indica estabilidad axial y en consecuencia por el teorema de Earnshaw debe existir inestabilidad radial $k_r > 0$.

El área de estudio debe concentrarse en donde los imanes del arreglo Halbach son estables radialmente, es decir, cuando el desplazamiento es mayor o igual que 22mm.

En la parte inferior se necesitan imanes que operen en repulsión, sus líneas de flujo magnético deben interactuar como se muestra en la figura 4.13 La fuerza magnética entre estos imanes debe ser más pequeña ya que el mayor peso del rotor es tomado por el arreglo Halbach descrito líneas arriba.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos COMSOL®

FIGURA 4.13 LÍNEAS DE FLUJO MAGNÉTICO PARA IMANES EN REPULSIÓN.

Para que los imanes tracen las líneas de flujo de la figura anterior, la polaridad de los imanes debe ser la que se muestra en la figura 4.14

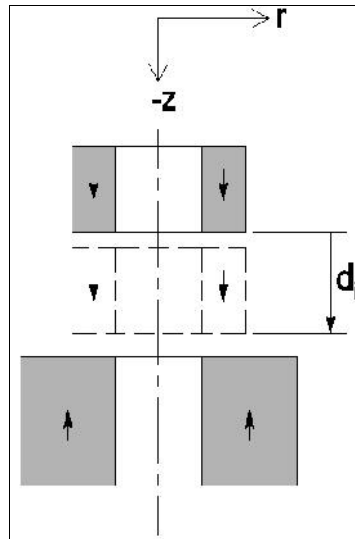


FIGURA 4.14 CONFIGURACIÓN DE IMANES EN REPULSIÓN

En la figura anterior, el imán superior, que está fijo a la parte inferior del rotor, tiene libertad de desplazamiento en la dirección axial. Nótese que los desplazamientos hacia abajo tienen valor negativo. Las dimensiones fueron modificadas en el programa de elementos finitos COMSOL® hasta que la combinación de imanes en repulsión fuera capaz de tomar el restante de la fuerza axial. El material de los imanes permanentes es neodimio N40. En la figura 4.15 se

muestran las dimensiones finales que sirven de base para generar la figura 4.16.

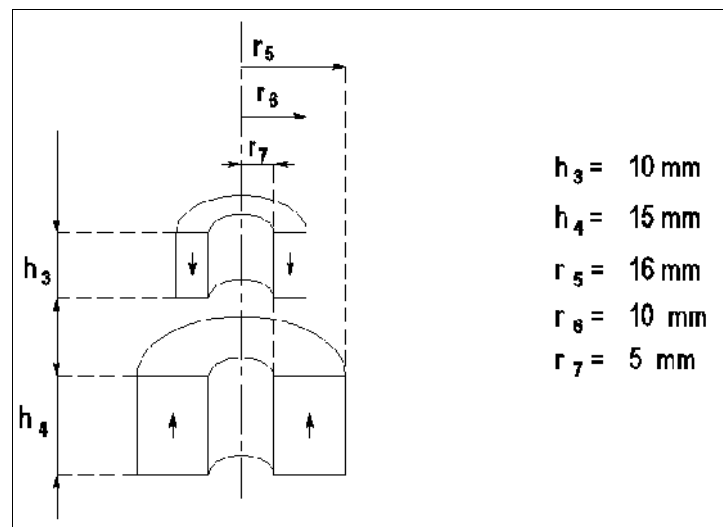
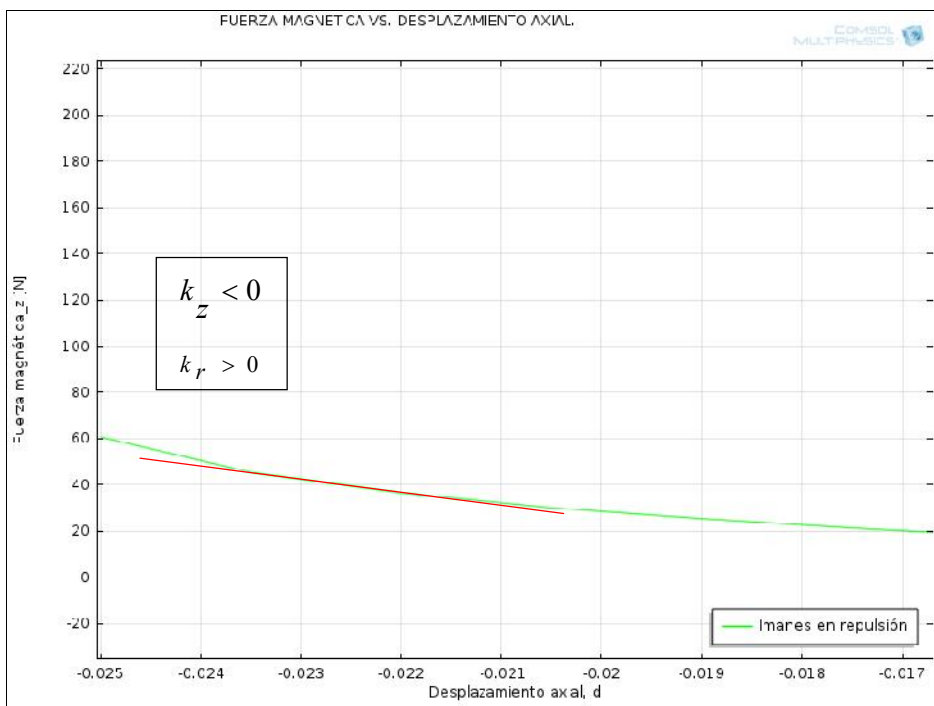


FIGURA 4.15 DIMENSIONES DE IMANES EN REPULSIÓN

En el gráfico a continuación se analizará el comportamiento de estos imanes en repulsión. Se observa que mientras mayor sea la distancia recorrida por el imán superior desde su posición inicial para acercarse al imán inferior, la fuerza aumenta.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos
COMSOL®

FIGURA 4.16 COMPORTAMIENTO DE IMANES EN REPULSIÓN

Usando la ecuación 4.2.2.1 se determina que $k_z < 0$ lo cual indica estabilidad axial y por consiguiente, aplicando el teorema de Earnshaw se puede afirmar que existe inestabilidad radial.

Los imanes fijos al rotor en su parte superior e inferior tendrán el mismo desplazamiento axial d . La posición relativa inicial y el desplazamiento de los imanes se observa en la siguiente figura.

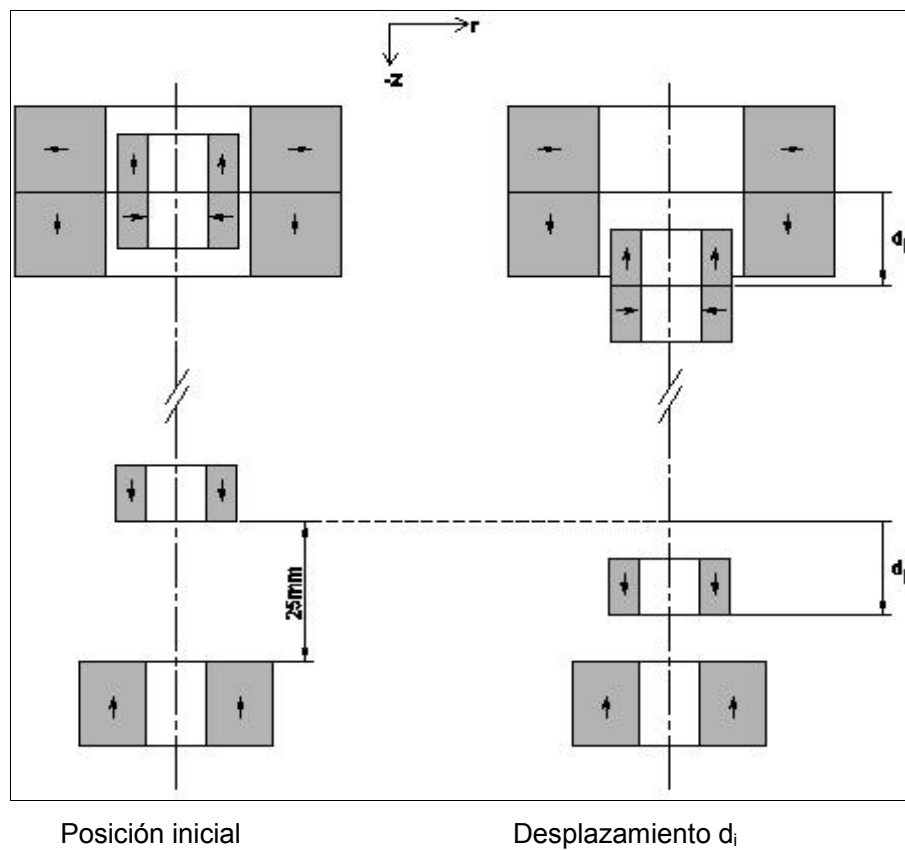
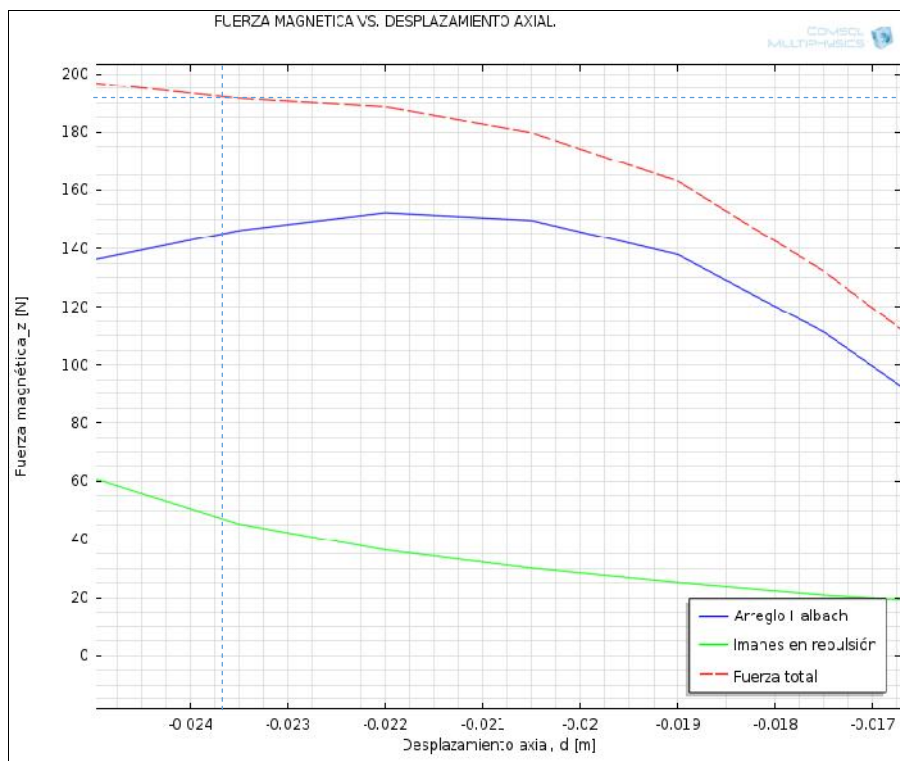


FIGURA 4.17 DESPLAZAMIENTO ENTRE IMANES

El efecto combinado de las fuerzas magnéticas de los imanes aparece en rojo en la figura 4.18. Se observa que la interacción de las dos configuraciones de imanes es suficiente para contrarrestar la fuerza axial de 191.2N.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos COMSOL®

FIGURA 4.18 COMPORTAMIENTO DE CONFIGURACIÓN TOTAL DE IMANES

El punto de operación se encuentra en el cruce de las líneas entrecortadas azules. Esta es la representación gráfica de lo que se proponía al inicio del capítulo. Al tomar un gran porcentaje de la fuerza axial en la parte superior, se redujo la fuerza necesaria en los imanes en repulsión en consecuencia, también se redujo la inestabilidad radial.

La inestabilidad radial presente se compensa con el cojinete magnético de estabilización radial cuyo diseño se llevará a cabo en las siguientes páginas de este capítulo.

4.3 Diseño de Cojinete Magnéticos Radiales

La función del cojinete radial es reposicionar al rotor cuando este se descentre. En el diseño el cojinete aprovecha el giro del rotor para crear esa fuerza, la cual se explica con la ley de Lorentz en su forma escalar

$$F = B l I$$

(Ecuación 4.3.1)

Donde:

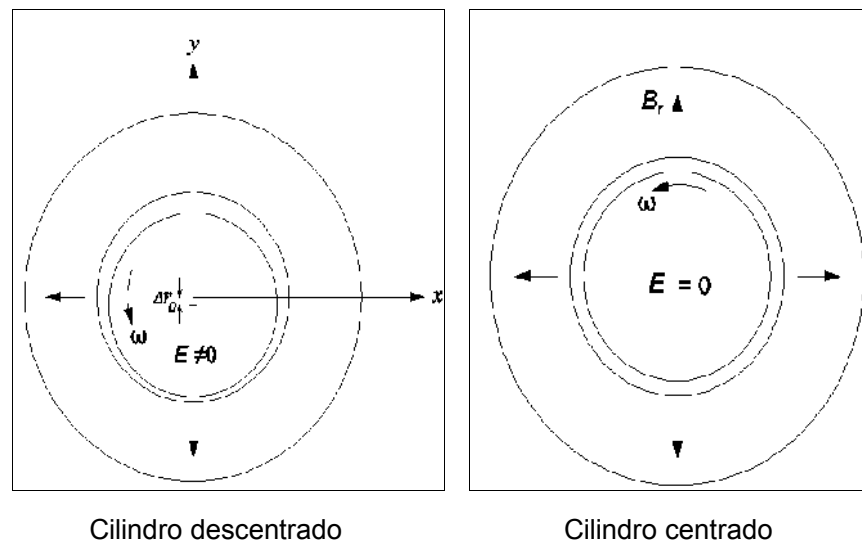
B , Intensidad de campo magnético provocado por el imán permanente radial [T]

l , Longitud de trayectoria de la corriente [m]

I , Corriente inducida en el cilindro conductor por las fluctuaciones del campo magnético [A].

En este trabajo, B será producido por un imán permanente con campo magnético radial y la corriente será inducida en un cilindro conductor que está acoplado al rotor.

Las fluctuaciones del campo magnético mencionadas se producen, siempre y cuando el centro de giro del cilindro conductor y el centro del campo magnético radial no coincidan, bajo esta condición se induce un potencial eléctrico E en el rotor. Mientras el rotor y el imán radial se mantengan equidistantes, ningún potencial E , o corriente I , se inducirá en el cilindro conductor como se muestra en las siguientes figuras.



**FIGURA 4.19 CILINDRO CONDUCTOR ROTANDO EN UN CAMPO
MAGNÉTICO CREADO POR IMÁN RADIAL**

El valor del potencial eléctrico inducido en el cilindro que está descentrado se calcula en su forma escalar

$$E = \frac{d\phi}{dt} = A \frac{dB}{dt}$$

(Ecuación 4.3.2)

Donde,

ϕ , flujo magnético, [T/m²]

B , campo magnético, [T]

A , área perpendicular al campo magnético, [m²]

La relación existente entre el potencial eléctrico inducido E y la corriente I está establecida en la ley de Ohm generalizada. La corriente alterna I generada en el rotor es:

$$I = \frac{E}{Z}$$

(Ecuación 4.3.3)

Donde:

E , Voltaje [V]

Z , Impedancia [Ω]

La impedancia Z está definida como:

$$Z = \sqrt{R^2 + X^2}$$

(Ecuación 4.3.4)

Donde:

R , Resistencia [Ω]

X , Reactancia [Ω]

La reactancia tiene dos componentes los cuales se relacionan de la siguiente manera

$$X = X_L + X_C$$

(Ecuación 4.3.5)

Donde:

X_L ; Reactancia inductiva, [Ω]

X_C ; Reactancia capacitiva, [Ω]

Reactancia inductiva, es la oposición que un inductor o bobina ofrece al flujo de corriente

$$X_L = \omega L = 2\pi f L$$

(Ecuación 4.3.6)

Reactancia capacitiva, es la oposición que un condensador ofrece al flujo de corriente

$$X_C = -\frac{1}{\omega C} = -\frac{1}{2\pi f C}$$

(Ecuación 4.3.7)

Donde:

L ; Inductancia [H]

f ; Frecuencia [Hz]

ω ; Frecuencia angular [rad / s]

C ; Capacitancia [F]

En ambos casos, las reactancias dependen de las características del circuito y de la velocidad a la que cambia el voltaje (frecuencia).

En el cilindro conductor solamente se observa un efecto inductivo (reactancia inductiva) debido a la forma de la trayectoria de la corriente, la cual se comporta como una bobina de una sola espira. Es por esto que, la corriente está en función de la resistencia R que ofrece el material y de la reactancia inductiva X_L que depende de la frecuencia de las fluctuaciones.

$$I = \frac{E}{\sqrt{R^2 + X_L^2}}$$

(Ecuación 4.3.8)

El voltaje siempre está en fase con el cambio de flujo (véase ecuación 4.3.2), mientras que la corriente tendrá un retraso con respecto al voltaje. El ángulo de fase φ entre el voltaje y la corriente se calcula a continuación:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{X_L}{R}$$

(Ecuación 4.3.9)

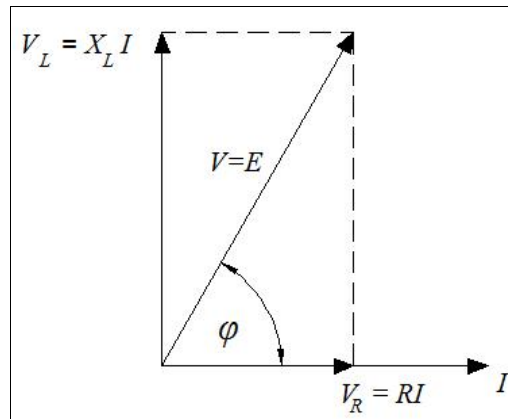


FIGURA 4.20 COMPORTAMIENTO DE INDUCTANCIA Y RESISTENCIA

El voltaje, V_R y la corriente, I siempre están en fase como se muestra en la figura 4.20, por lo que

$$V_R = RI$$

(Ecuación 4.3.10)

Debido a la resistencia del material, se produce una pérdida de energía conocida como efecto Joule, el cual es cuantificado de la siguiente manera

$$P_R = RI^2$$

(Ecuación 4.3.11)

El Voltaje inductor V_L siempre es perpendicular a la corriente I como se muestra en la figura 4.20

$$V_L = X_L I$$

(Ecuación 4.3.12)

A medida que la velocidad angular aumenta, también aumentan la reactancia inductiva y la corriente inducida, aunque esta última lo hace en menor magnitud. La reactancia inductiva X_L puede crecer tanto (véase ecuación 4.3.9) que puede superar la resistencia ofrecida por el material haciendo que el ángulo de fase φ aumente. Cuando las revoluciones son lo suficientemente altas el voltaje resultante es teóricamente puramente inductivo debido a que, comparativamente la resistencia del material se vuelve despreciable ($X_L \gg R$) y el ángulo de desfase alcanza los 90° como se muestra en la figura 4.21

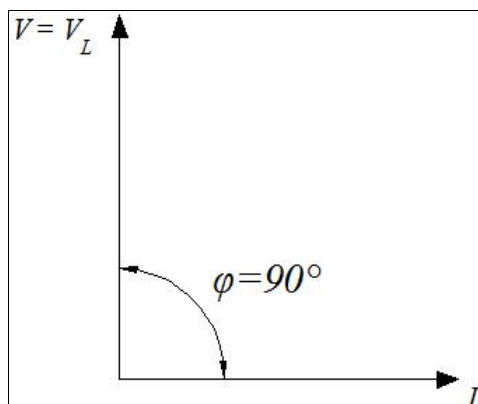


FIGURA 4.21 VOLTAJE INDUCTIVO

Las corrientes inducidas en el cilindro conductor están compuestas por las corrientes activas, I^+ e I^- , las cuales hacen su recorrido verticalmente y de las corrientes de cortocircuito I_{sc} , que hacen su recorrido horizontalmente. Se debe resaltar que las corrientes de cortocircuito tienen mayor recorrido. Con el propósito de visualizarlas mejor se hacen dos cortes A y A' los cuales están mostrados en la figura 4.22

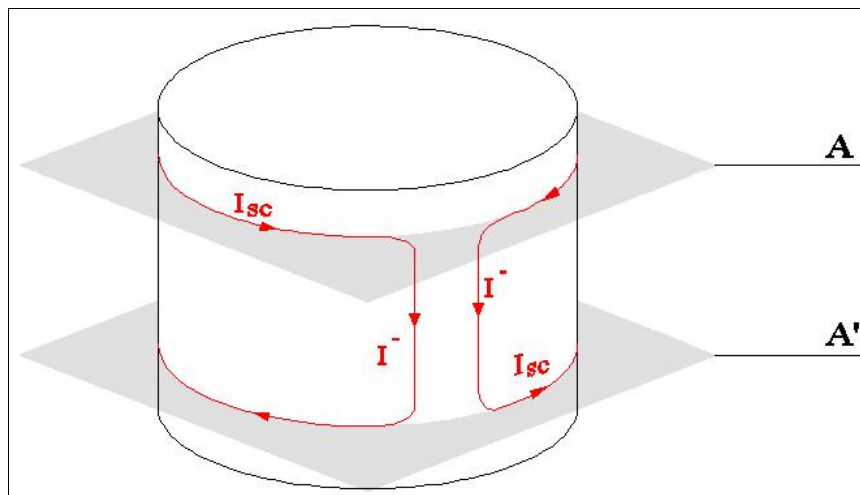


FIGURA 4.22 DETALLE DE CORRIENTE INDUCIDA

Una vez establecido el recorrido de esta corriente inducida, se advierte que esta corriente es alterna y por lo tanto su intensidad no es constante, tiene comportamiento sinusoidal. Cuando el cilindro conductor está girando a una velocidad ω alrededor de un eje, que está desplazado una distancia Δr_0 del centro del imán radial, el campo magnético visto desde la perspectiva del cilindro también variará sinusoidalmente. La relación entre el voltaje inducido y la corriente alterna inducida se muestra en la figura 4.23.

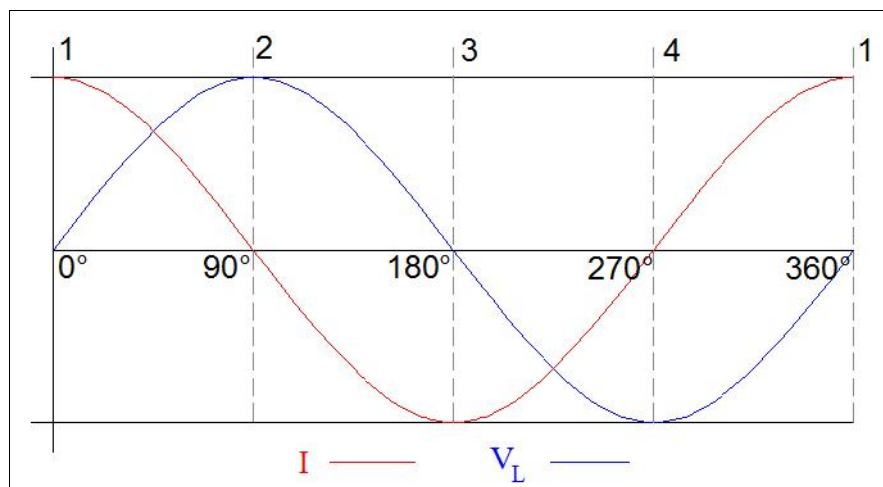
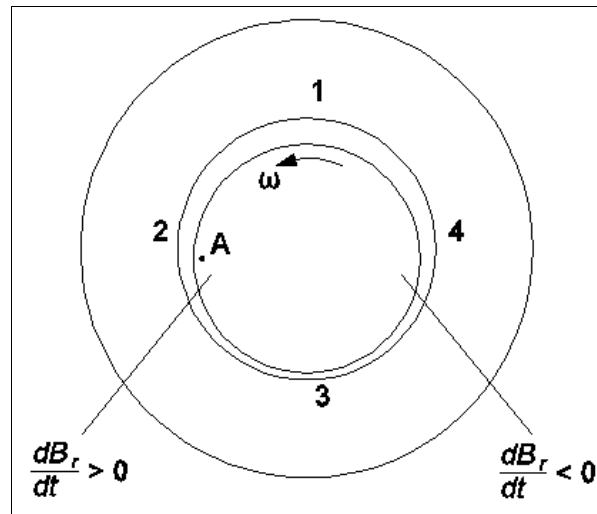


FIGURA 4.23. DESFASE ENTRE CORRIENTE Y VOLTAJE EN UN SISTEMA INDUCTIVO

Nótese el desfase de 90° . En el punto 2, el voltaje es máximo mientras que la corriente alcanza su punto máximo de valor negativo en el punto 3.

El comportamiento descrito en la figura 4.23 es el mismo del cojinete radial. Si se divide la trayectoria en cuatro puntos y se toma un punto A que se encuentra en la posición 2 donde el cambio de flujo es máximo, el cambio de corriente no alcanzará su máximo valor sino hasta que el punto A alcance la posición 3, como se muestra en la figura 4.24. Este desfase se explica porque a cada revolución del cilindro, le corresponde un ciclo sinusoidal.



FUENTE: 3D-FEM ANALYSIS OF LOW LOSS HOMOPOLAR INDUCTION BEARING.
 Torbjörn A. Lembke, Royal University of Technology, Department of Electrical Machines
 and Power Electronics, 100 44 Stockholm, Sweden.

FIGURA 4.24 DESFASE ENTRE CORRIENTE Y VOLTAJE EN EL CILINDRO CONDUCTOR

La fuerza de Lorentz $d\vec{F} = \vec{J} \times \vec{B}$, donde \vec{J} es la intensidad de corriente, actúa a lo largo de las corrientes de la corriente inducida que de ahora en adelante se llamará corriente de Eddy. Previamente se había advertido que el recorrido de las corrientes activas era corto, sus fuerzas generadas son despreciables, por lo que el análisis se enfocará a la fuerza generada por la corriente de cortocircuito.

En los cortes A y A' del cilindro de la figura 4.25 se muestran las fuerzas generada por las corrientes de cortocircuito. En los cortes, el campo magnético que llega hasta el cilindro conductor tiene dirección axial. Para verificar dirección y sentido de las fuerzas el lector puede recurrir a la regla de la mano izquierda.

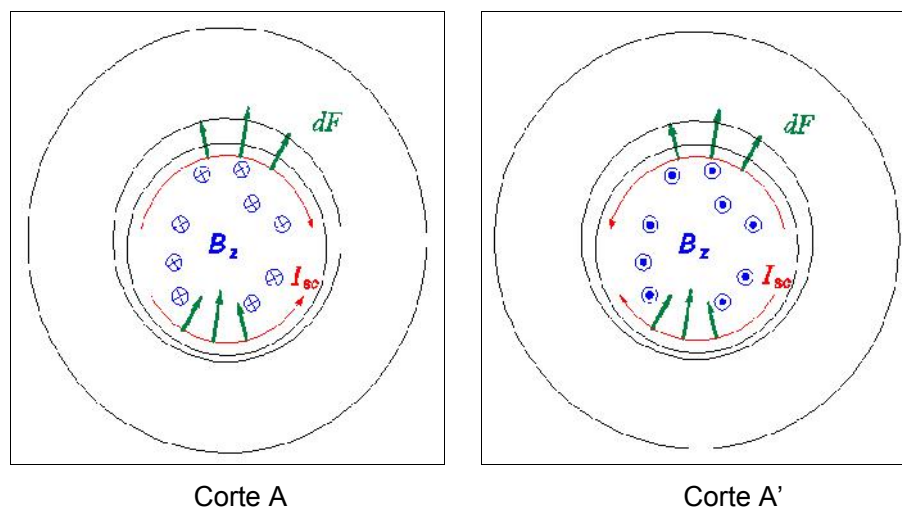


FIGURA 4.25 CORRIENTE EN CILINDRO CONDUCTOR

En la figura 4.26 la fuerza de Lorentz resultante F , es mostrada actuando sobre el cilindro y el ángulo de fase θ es definido por su relación con el eje y

$$F = \int_{Cyl} J \times B dV$$

(Ecuación 4.3.13)

El componente de la fuerza de Lorentz actuando en la dirección y , $F_y = F \cos \theta$, es la fuerza deseada de estabilización radial y la fuerza actuando en la dirección x , $F_x = F \sin \theta$, es una fuerza desestabilizadora que crea un momento que causa pérdidas.

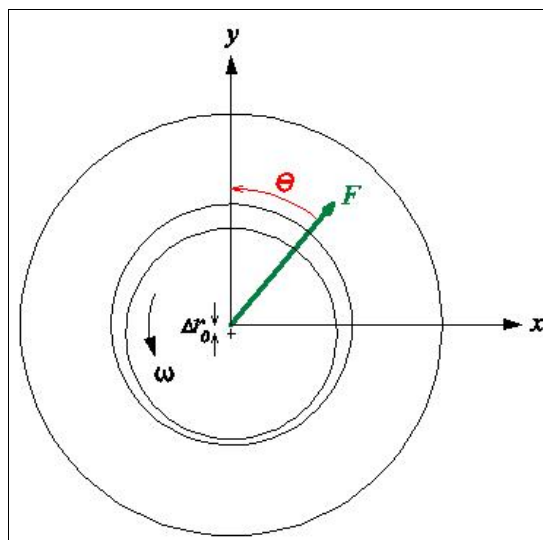


FIGURA 4.26 FUERZA ESTABILIZADORA RESULTANTE

La estabilidad está condicionada a

$$F_y > F_x$$

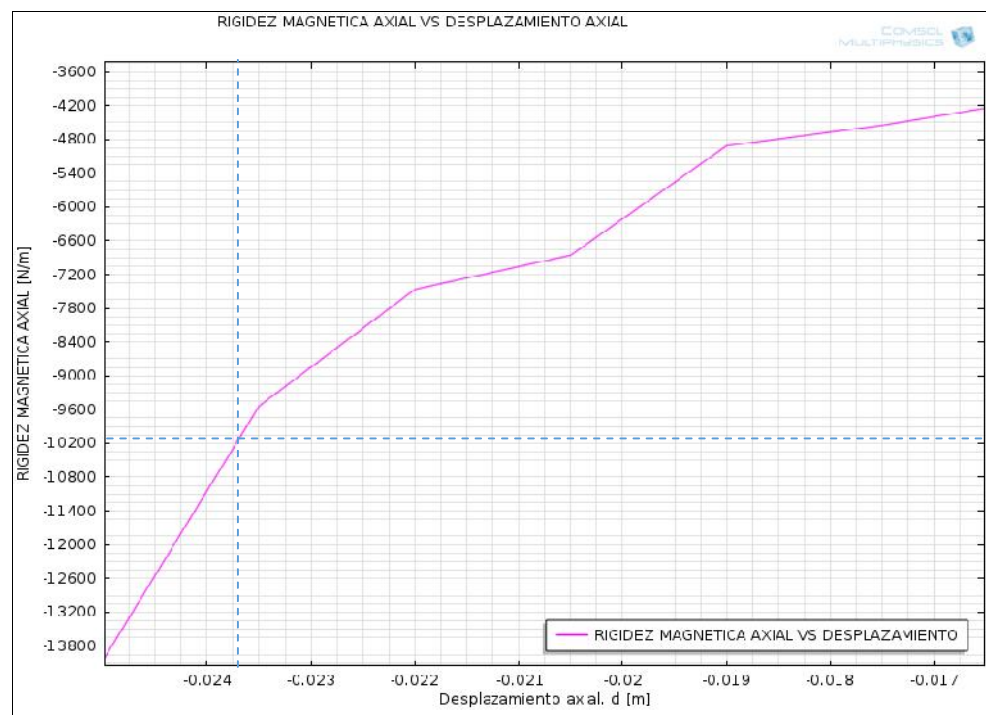
(Ecuación 4.3.14)

$$F_y > F_{des}$$

(Ecuación 4.3.15)

La ventaja de este cojinete de estabilización radial es que, cuando los centros de masa del rotor y del imán permanente radial coinciden, no se producen corrientes de Eddy, en consecuencia no hay ni fuerzas estabilizadoras radiales, ni pérdidas de Joule.

El fundamento teórico de este subcapítulo capacita para diseñar el cojinete de estabilización radial. El punto de partida para el diseño de los cojinetes radiales es la rigidez magnética de los cojinetes axiales inferiores, los cuales trabajan en repulsión.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos COMSOL®

FIGURA 4.27 RIGIDEZ MAGNÉTICA DE COJINETES AXIALES EN REPULSIÓN

Tomando como referencia el punto de trabajo de la figura 4.18, en el cual se presenta el comportamiento de los cojinetes magnéticos axiales en repulsión. Se genera la figura 4.27

La fuerza estabilizadora está relacionada con la rigidez magnética axial, en este caso, en la figura 4.27 el valor corresponde a:

$$k_z = -10,000N / m$$

$$k_z = -10N / mm$$

(Ecuación 4.3.16)

De acuerdo con la expresión

$$k_z = -2k_r$$

Véase (Ecuación 4.1.5)

$$k_r = 5N / mm$$

(Ecuación 4.3.17)

Es decir, que por cada mm de desplazamiento, es necesario aplicar una fuerza de 5N que estabilice al rotor.

La figura 4.5 muestra los brazos de momento con respecto al punto de pivote, por geometría se determinan las distancias l_1 y l_2 .

$$l_1 = 464.25mm$$

$$l_2 = 410.00mm$$

(Ecuación 4.3.18)

Reemplazando estas distancias en la ecuación 4.1.7:

$$F_{est,min} = F_{des} \times 1.13$$

(Ecuación 4.3.19)

Si la fuerza desestabilizadora es 5N/mm, entonces

$$F_{est,min} = 5.66N / mm$$

(Ecuación 4.3.20)

Esta es la fuerza mínima que el cojinete de estabilización radial debe ejercer, además su componentes en x y y deben cumplir con la condición (4.3.14).

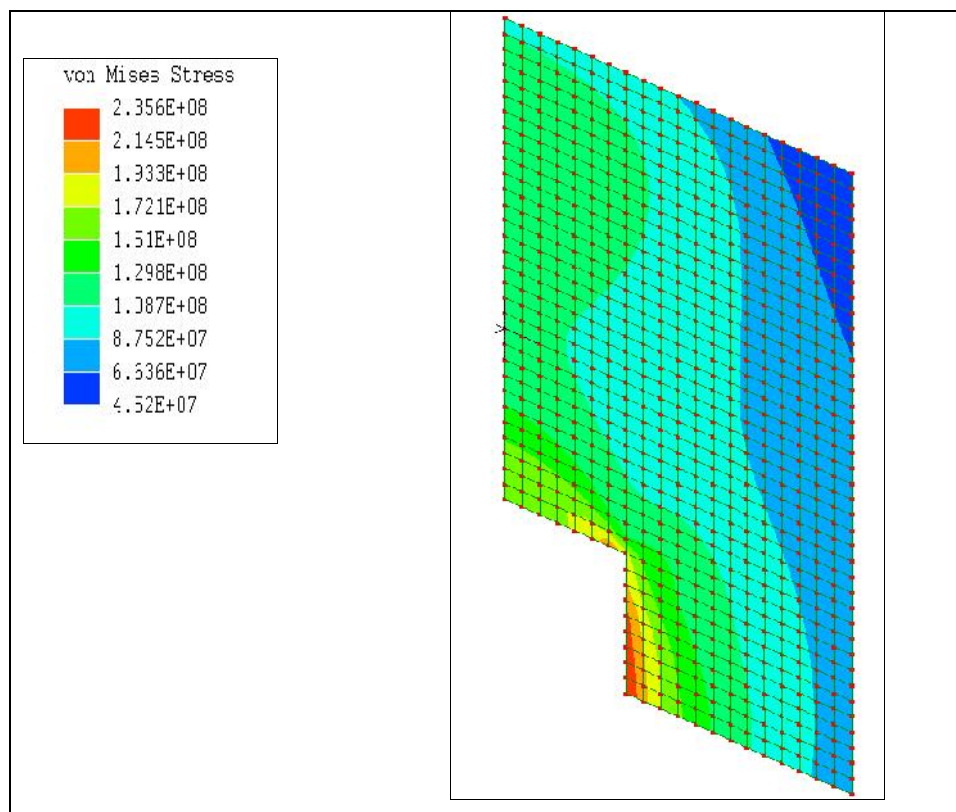
La siguiente etapa del diseño es la selección del material. Para el imán radial, al igual que en el arreglo Halbach se usará Neodimio, mientras que para el cilindro conductor se siguen los siguientes criterios de selección:

- Se necesita producir gran cantidad de corrientes de Eddy con pocas pérdidas por resistencia (véase ecuación 4.3.8), por lo que el material debe tener alta conductividad.
- El valor del esfuerzo de fluencia debe ser lo suficientemente alto para soportar los esfuerzos generados por la rotación a altas revoluciones.

Tomando el primer criterio, se selecciona al cobre C110 full hard, como material constitutivo por su alta conductividad eléctrica ($\sigma = 5.858 \times 10^7$ [S/m])

Para el segundo criterio de selección se somete a la pieza de cobre al programa de elementos finitos LISA®. El cilindro conductor es un cilindro macizo y en su extremo superior tiene una cavidad roscada internamente que le sirve de unión con el rotor. Esta es la geometría que se carga en el programa de elementos finitos pues, se generará una concentración de esfuerzos en las discontinuidades que es necesario ver en detalle. Las propiedades del material, esfuerzo de fluencia y conductividad eléctrica, que se ingresan al programa constan en el apéndice K.

Los resultados son mostrados en la siguiente figura:



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos LISA®

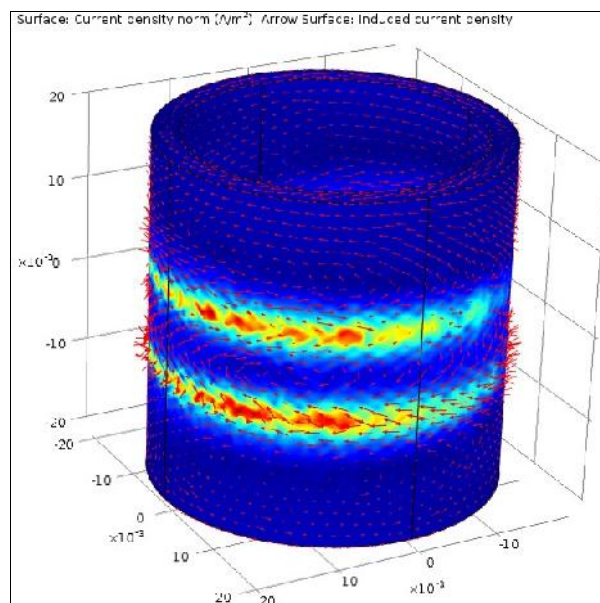
FIGURA 4.28 ESFUERZOS GENERADOS EN EL CILINDRO DE COBRE

El mayor esfuerzo generado se representa en color naranja justamente en la discontinuidad. El esfuerzo de von Mises máximo que alcanza el cilindro conductor cuando gira a 9,510 rad/s es $2.36 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

Este esfuerzo es menor que el esfuerzo de fluencia del cobre ($3.33 \times 10^8 \text{ N/m}^2$). Es decir que el cobre C110 full hard cumple también con el segundo criterio de selección.

El siguiente paso es calcular las corrientes de Eddy en el cilindro de cobre. Por rapidez de respuesta del programa de elementos finitos, en lugar de un cilindro macizo, se trabajó con un cilindro hueco de cobre.

La figura a continuación muestra las corrientes de Eddy generadas en el programa de elementos finitos COMSOL®.



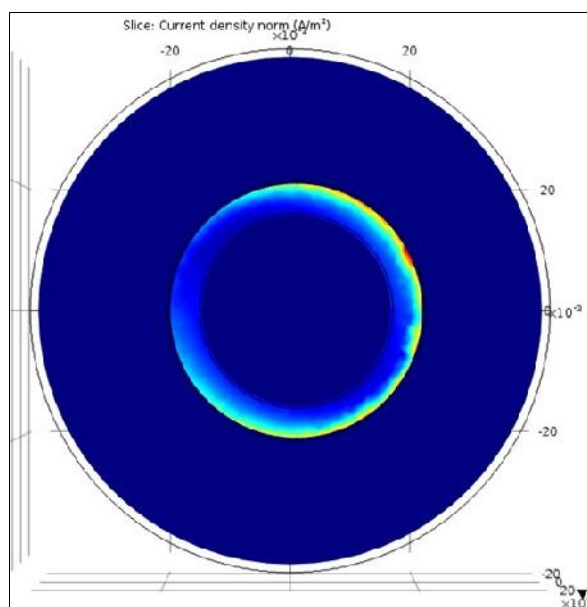
FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos COMSOL®

**FIGURA 4.29 CORRIENTES DE EDDY EN EL CILINDRO
GENERADAS POR PROGRAMA DE ELEMENTOS FINITOS**

La trayectoria de las corrientes presente en este gráfico es similar a las corrientes mostradas en la figura 4.22.

En la vista superior mostrada en la figura 4.30, el cilindro hueco se presenta en color azul claro, el azul oscuro representa el medio circundante, en este caso, aire.

En esta figura se observa que las corrientes de Eddy se concentran en la superficie del cilindro conductor.



FUENTE: Autor, resultado obtenido con programa de elementos finitos COMSOL®

FIGURA 4.30 PENETRACION SUPERFICIAL DE CORRIENTES DE EDDY VISTA SUPERIOR

La densidad de corriente disminuye exponencialmente a medida que la distancia radial se acerca al centro del cilindro conductor. Es el fenómeno conocido como penetración en efecto pelicular (skin

depth). La profundidad superficial del conductor se define matemáticamente como:

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\omega\mu\sigma}}$$

(Ecuación 4.3.21)

Donde:

δ , es la distancia radial medida desde la superficie a la cual la densidad de corriente se reduce a un 37% en comparación con el valor medido en la superficie [m]

ω , velocidad angular del cilindro conductor [rad/s]

μ , permeabilidad absoluta del cilindro conductor [H/m]

σ , conductividad eléctrica del cilindro conductor [S/m]

Siendo:

$$\mu = \mu_0 \times \mu_R$$

(Ecuación 4.3.22)

Como el material es cobre, la permeabilidad relativa μ_R es igual a la unidad, mientras que μ_0

$$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} [H / m]$$

(Ecuación 4.3.23)

Los resultados del programa de elementos finitos corrido a diferentes velocidades se tabulan en la siguiente tabla.

TABLA 16
VELOCIDAD ANGULAR Y FUERZA ESTABILIZADORA

Velocidad angular [rpm]	Fuerza en Y [N]	Fuerza en X [N]	Espesor de penetracion (m)
5000	-0.87925	-2.14097	0.007239303
10000	-1.99653	-3.24025	0.00511896
15000	-2.97912	-3.89321	0.004179614
20000	-3.8509	-4.28916	0.003619652
25000	-4.56662	-4.56444	0.003237515
30000	-5.13851	-4.78388	0.002955433
35000	-5.78526	-4.80199	0.002736199
40000	-6.33475	-4.76725	0.00255948
45000	-6.64717	-4.97244	0.002413101

Desde 25,000 rpm las fuerzas cumplen con la condición (4.3.14). A 35,000 rpm las fuerzas cumplen con la condición (4.3.15)

El diseño fue hecho para velocidades que varían en el rango de 45,000 a 90,000 rpm. Ya que a 35,000 rpm, las dos condiciones para estabilidad se cumplen, entonces en el rango de las velocidades de operación también habrá estabilidad.

La configuración y dimensiones requeridas para producir la fuerza estabilizadora se muestra en la figura 4.31. El material usado para el imán radial es el neodimio N50.

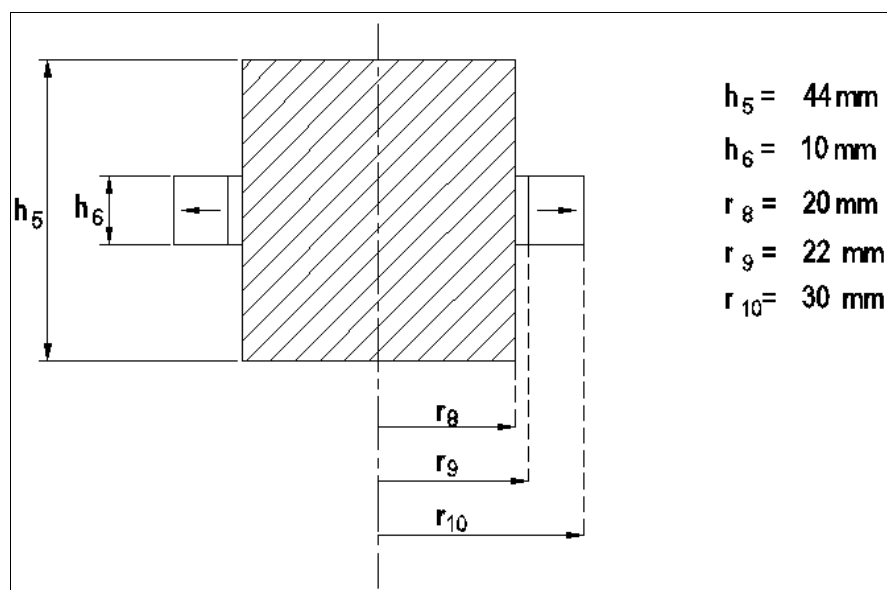


FIGURA 4.31 DIMENSIONES DE IMAN RADIAL

4.4 Selección de Cojinetes de Emergencia

Los cojinetes de emergencia operan cuando el rotor, debido a su baja velocidad angular, no puede ser reposicionado por el cojinete de estabilización radial. Este comportamiento se presenta en dos escenarios. El primero, durante la puesta en marcha del volante de inercia cuando la velocidad angular varía entre 0 y 35,000 rpm (véase tabla 16). Durante este periodo, el eje axial del rotor no

gira en su posición vertical, sino que experimenta un movimiento de cabeceo o precesión. El segundo caso, puede presentarse en caso de un choque de origen externo mientras el volante esté operando a una velocidad de levitación estable, es decir, entre 35,000 y 90,000 rpm.

En el movimiento de cabeceo los cojinetes superiores solamente experimentarán una pequeña fuerza puramente radial cuando el eje toque los cojinetes. Los cojinetes inferiores en caso extremo experimentarán una fuerza axial igual al peso del rotor y de los componentes auxiliares y una pequeña fuerza radial.

Es por este movimiento del eje que se elige trabajar con rodamientos de bolas de contacto angular.

Para evitar la fricción durante la operación del volante, la pista interior de los cojinetes no está en contacto con el árbol, existe una holgura de 1mm entre ambos elementos. Esta holgura ha sido seleccionada tomando como referencias al entrehierro del arreglo Halbach y del cojinete de estabilización radial que es 2mm. Esta holgura permite proteger a los imanes, en caso de impacto, el contacto se daría entre el eje y los rodamientos. El diámetro interior que debe tener el cojinete es 12mm.

Los rodamientos superiores e inferiores serán del mismo tipo para sencillez del diseño. El caso crítico se presenta en el cojinete más bajo del juego de cojinetes inferiores. Ocurre cuando el peso total del rotor en dirección axial ($F_a = 0.19kN$) toca el rodamiento a una velocidad angular media de 62,500rpm.

Se ha seleccionado el rodamiento de bolas de contacto angular de BARDEN modelo ZSB101C cuyas especificaciones técnicas pueden verse en el apéndice L. La capacidad de carga estática $C_{0,estat}$ de este rodamiento es $1.63kN$, lo cual supera ampliamente a la carga del rotor y sus componentes auxiliares.

A continuación se calcula la vida útil de los rodamientos de acuerdo con ISO-281.

$$L_{10h} = \frac{10^6 \times L_{10}}{60 \times n}$$

(Ecuación 4.4.1)

Donde:

L_{10h}, L_{10} , vida útil nominal para 90% del cojinete. [h]

n , velocidad angular, rpm

$$L_{10} = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^p$$

(Ecuación 4.4.2)

Donde:

 C_{dyn} , Capacidad de carga dinámica [kN] P , carga equivalente [kN] p , coeficiente de vida útil. Para cojinetes de bolas $p = 3$ Fórmula del fabricante para $F_A > 0.68 F_R$

$$P = 0.44 F_R + 1.16 F_A$$

(Ecuación 4.4.3)

$$P = 0.44 \times 0 + 1.16 \times 0.1912$$

$$P = 0.221 \text{ kN}$$

(Ecuación 4.4.4)

Con $C_{dyn} = 2.7 \text{ kN}$ (véase apéndice L)

$$L_{10} = \left(\frac{2.7}{0.221} \right)^3$$

$$L_{10} = 1,824 \text{ h}$$

(Ecuación 4.4.5)

$$L_{10h} = \frac{10^6 \times 1,824}{60 \times 62,500}$$

$$L_{10h} = 486 \text{ h}$$

(Ecuación 4.4.6)

Los rodamientos irán montados en pares con formación cara a cara, esta formación da una precarga a las pistas interiores. En este diseño el eje no está en contacto permanente con el eje, es así que cuando el eje toca repentinamente la pista interna, esta tiende a desplazarse de su posición original, el efecto descrito se contrarresta al colocar inmediatamente otro rodamiento angular de tal manera de que sus caras queden enfrentadas.

La lubricación del rodamiento se hace mediante un tipo de grasa de baja gasificación, se ha seleccionado el BARDEN G-71(RHEOLUBE 2000), las propiedades de este lubricante pueden verse en el apéndice M.

CAPÍTULO 5

5. CÁMARA DE VACÍO

5.1 Diseño para Resistir la Presión Atmosférica

En el diseño de la barrera de protección se consideran dos aspectos, la presión atmosférica, pues dentro de la misma se hará vacío, y la fuerza de impacto de los componentes contenidos en ella en caso de una falla catastrófica.

Para el cálculo del espesor de la barrera, se empezará a analizar el escenario de una falla y luego se comparará con el efecto del vacío. Al final se comprobará que el efecto del vacío es despreciable por lo cual prevalecerá el espesor de pared que resulte del análisis de la falla catastrófica.

Cálculo de Espesor

El diseño de la barrera de contención debe contemplar seguridades en caso de que los componentes del volante de inercia presenten una falla catastrófica.

La falla de la barrera se producirá en dos etapas que serán analizadas por separado. La primera etapa contempla una gran liberación repentina de energía ΔE_1 que perfora la barrera y en la segunda etapa se analiza la energía ΔE_2 , en la cual, los fragmentos causan deformación en la barrera hasta que se produzca rotura.

Impacto del rotor en la pared de la cámara, toda la energía del rotor es convertida en energía de impacto. No se asume disipación de energía alguna a consecuencia de deformación del material o pérdidas de calor.

El evento de una falla catastrófica, contempla la fragmentación del rotor cuando este gira a la velocidad angular máxima, 9,510 rad/s. Los fragmentos mantendrán la velocidad angular y además adquirirán una velocidad de traslación v_1 , se asume que toda la energía del rotor es convertida en energía de impacto. La energía

de los fragmentos tendrá una componente de traslación y otra de rotación. Antes del impacto, los fragmentos tendrán una energía E_1

$$E_1 = \frac{1}{2} M_1 v_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2$$

(Ecuación 5.1)

Donde

M_1 , masa de fragmento del rotor, [kg].

v_1 , velocidad lineal del fragmento, [m/s].

I_1 , Inercia del fragmento con respecto a su centro de gravedad, [kg.m²].

ω_1 , velocidad angular del rotor, [rad/s].

El impacto se asume inelástico, por lo tanto se conserva el momento

$$M_1 v_1 = (M_1 + M_2) v_2$$

(Ecuación 5.2)

$$I_1 \omega_1 = (I_1 + I_2) \omega_2$$

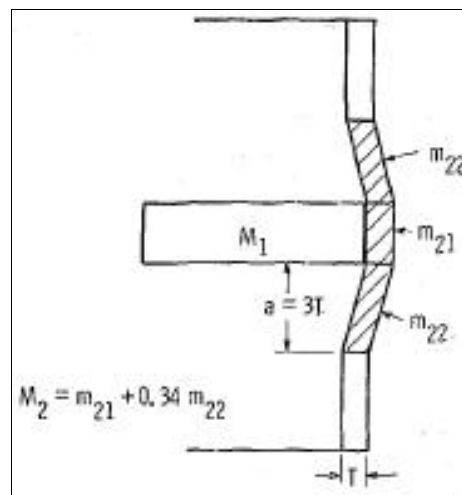
(Ecuación 5.3)

La energía del sistema después del impacto será.

$$E_2 = \frac{1}{2}(M_1 + M_2)v_2^2 + \frac{1}{2}(I_1 + I_2)\omega_2^2$$

(Ecuación 5.4)

Los términos con subíndice 2 corresponden a la masa efectiva y al momento de inercia de la barrera. La figura 5.1 muestra cómo se calcula la masa efectiva, el cálculo de las masas m_{21} y m_{22} será requerido en las próximas páginas.



FUENTE: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org>,

pág 118, 22/02/2014.

FIGURA 5.1 MASA EFECTIVA DE LA BARRERA

ΔE_1 , es la energía disipada durante el impacto

$$\Delta E_1 = E_1 - E_2$$

(Ecuación 5.5)

$$\Delta E_1 = \frac{1}{2} M_1 v_1^2 \left(1 - \frac{M_1}{M_1 + M_2} \right) + \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2 \left(1 - \frac{I_1}{I_1 + I_2} \right)$$

(Ecuación 5.6)

De esta ecuación de energía se debe indicar que la energía rotacional es mayormente disipada en forma de calor debido a la fricción, mientras que la perforación de la barrera se produce por la fuerza normal impuesta por la energía de traslación y es en este término donde se concentrarán los cálculos.

$$\Delta E_1 = \frac{1}{2} M_1 v_1^2 \left(1 - \frac{M_1}{M_1 + M_2} \right)$$

(Ecuación 5.7)

El componente de energía $\frac{1}{2} M_1 v_1^2$ es proporcional a la energía del rotor. Si en lugar de la totalidad del rotor se consideran fragmentos del mismo, como en el caso de una falla catastrófica, este valor se modifica de la siguiente manera:

$$\frac{1}{2} M_1 v_1^2 = E_{rotor} \cdot \frac{N}{360} \cdot EF$$

(Ecuación 5.8)

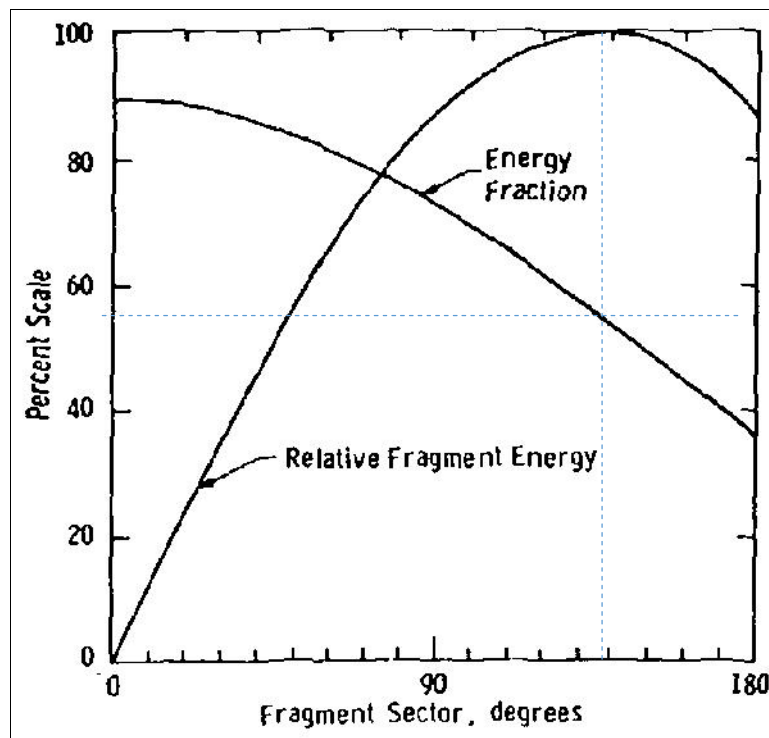
Donde:

E_{rotor} , energía del rotor a máxima velocidad angular (9,510 rad/s)

N , tamaño de sector circular del fragmento

EF , fracción de energía

La relación entre la fracción de energía y el tamaño del fragmento del rotor se muestra en la figura 5.2



FUENTE: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org>, pág 116,

22/02/2014.

FIGURA 5.2 ENERGÍA DE FRAGMENTO

Esta figura muestra es el resultado de un ensayo [Referencia 13] en el cual un disco rotativo alcanza su velocidad angular de rotura. Los cálculos hechos para obtener esta figura están detallados en el apéndice N.

En esta figura se aprecia que el caso crítico ocurre en un fragmento con un sector circular de 134 grados. En este punto el fragmento alcanza la máxima energía relativa, por lo cual, a lo largo de todo este capítulo se recurrirá frecuentemente a este valor en grados para hacer referencia al tamaño de fragmento.

El valor de la energía de translación se modifica con la correspondiente fracción de energía cuyo valor para este caso es 0.5508. (Véase ecuación 5.8)

$$\frac{1}{2} M_1 v_1^2 = \frac{1.44 \times 10^6 \text{ N.m}}{2.69} \times 0.558 = 1.98 \times 10^5 \text{ N.m}$$

(Ecuación 5.9)

Para mantener fluidez en la lectura, los componentes M_1 y M_2 de la ecuación (5.7), se calculan en el apéndice O. Se establece desde ahora que el material que se ha seleccionado para la barrera es el AISI 4142 debido a la disponibilidad comercial que tiene este material en tuberías de pared gruesa.

$$M_1 = 6.40 \text{ kg}$$

(Ecuación 5.10)

$$M_2 = 17.04 \text{ kg}$$

(Ecuación 5.11)

Con estos valores conocidos, se reemplazan los valores (5.9), (5.10) y (5.11) en la ecuación (5.7)

$$\Delta E_1 = 1.44 \times 10^5 \text{ N.m}$$

(Ecuación 5.12)

Esta es la energía disponible en los fragmentos para perforar la barrera.

La función de la barrera es contener los fragmentos que saldrían despedidos en caso de una falla catastrófica del rotor, es decir la barrera no será perforada por estos fragmentos. La perforación se produce en dos etapas. Primero, la barrera es comprimida por el fragmento en el área de contacto con una energía de compresión E_c .

$$E_c = AT\varepsilon\sigma_d$$

(Ecuación 5.13)

Segundo, la barrera es cortada por el fragmento a lo largo del perímetro de contacto con la barrera, con una energía cortante E_s .

$$E_s = k\tau_d PT^2$$

(Ecuación 5.14)

Donde:

A , área de contacto entre el fragmento y la barrera, [m^2]

ε , deformación plástica unitaria, [adimensional]

σ_d , esfuerzo promedio de flujo plástico, [N/m^2]

k , constante experimental con un valor de 0.5, [adimensional]

τ_d , esfuerzo cortante dinámico, [N/m^2]

P , perímetro del fragmento en contacto con la barrera, [m]

Para mantener la fluidez de lectura los términos σ_{yd} , τ_d , A y P se calcularon por separado en el apéndice P.

La energía E_c con la que el fragmento de 134 grados, comprime una porción de barrera es:

$$E_c = 0.028m^2 \times 0.03m \times 0.2 \frac{mm}{mm} \times 7.92 \times 10^8 Pa = 1.33 \times 10^5 N.m$$

(Ecuación 5.15)

La energía cortante del fragmento es

$$E_s = 0.3 \times 482 \times 10^6 \text{ Pa} \times 0.68 \text{ m} \times (0.03 \text{ m})^2 = 8.87 \times 10^4 \text{ N.m}$$

(Ecuación 5.16)

La suma de las energías se relaciona con la barrera, es decir, son la energía de resistencia a la perforación. La barrera será segura si se cumple la desigualdad.

$$E_c + E_s > \Delta E_1$$

(Ecuación 5.17)

Comparando las ecuaciones 5.15 y 5.16 se concluye que, la suma de la energía relacionada a la resistencia de la barrera es mayor que la energía de perforación relacionada con el fragmento. Por lo tanto, el espesor inicialmente asumido de 0.03m será el mínimo requerido para evitar la perforación.

El análisis realizado anteriormente garantiza que la barrera no será perforada, pero aún quedará energía remanente en los fragmentos. Esto lleva el análisis a una segunda etapa, en la cual, la energía

remanente se disipa esencialmente en forma de deformación biaxial.

El criterio para la barrera en la segunda etapa es:

$$E_t > \Delta E_2$$

(Ecuación 5.18)

Donde

E_t , energía de deformación biaxial.

ΔE_2 , energía remanente de fragmento

$$E_t = Q\varepsilon\sigma_d$$

(Ecuación 5.19)

$$\Delta E_2 = \frac{1}{2}M_1V_1^2 \times \left(\frac{M_1}{M_1 + M_2} \right)$$

(Ecuación 5.20)

Donde

Q , volumen del material de la barrera que es deformado.

El volumen de material Q por fragmento es aproximadamente el volumen de material involucrado en la determinación de la masa efectiva m_2 .

$$Q = 3PT_2 + AT$$

(Ecuación 5.21)

$$Q = 3 \times 0.68m \times (0.03m)^2 + (0.028m)^2 \times 0.03m$$

$$Q = 2.68 \times 10^{-3} m^3$$

(Ecuación 5.22)

La energía de deformación axial E_t ,

$$E_t = 2.68 \times 10^{-3} m^3 \times 0.02 \frac{mm}{mm} \times 7.92 \times 10^8 Pa$$

$$E_t = 4.25 \times 10^5 N.m$$

(Ecuación 5.23)

Mientras que la energía remanente del fragmento es,

$$\Delta E_2 = 2.95 \times 10^5 N.m \times \left(\frac{6.40kg}{6.40kg + 17.04kg} \right)$$

$$\Delta E_2 = 8.07 \times 10^4 N.m$$

(Ecuación 5.24)

La desigualdad (5.18) se cumple, la energía remanente en el fragmento no es suficiente para deformar hasta la rotura a la barrera de 0.03m de espesor.

La barrera debe rodear a todo el volante manteniendo el mismo espesor, para facilidad del montaje de todos los elementos en el interior de la barrera el diámetro interno de la barrera será de 10 pulgadas. La barrera estará formada por el tubo de gran espesor que se muestra en el apéndice R.

Se asume que en caso de una falla catastrófica, la energía será absorbida directamente por el tubo que actúa como barrera. En un evento de este tipo también se espera que ciertos fragmentos también viajen verticalmente, por lo cual es necesario una cubierta en la parte superior e inferior de la barrera. Para cumplir esta función se emplean bridas ciegas.

Las bridas ciegas reciben fragmentos de menor energía que rebotan de las paredes. Para mantener uniformidad en el diseño se eligen bridas con el mismo espesor de la barrera. La selección hecha para las cubiertas es la brida ciega ASME B16.5 de 12" de diámetro, sus dimensiones se muestran en el apéndice S. Estas

bridas estarán unidas por medio de varillas roscadas. La energía de los fragmentos que impactan las cubiertas será transmitida directamente a las varillas roscadas.

La brida seleccionada tiene diámetros de pernos de 1", por lo cual se seleccionan varillas roscadas con este diámetro nominal. Las varillas corren paralelamente al tubo de pared gruesa una longitud de 692mm para conectar las bridas entre sí.

Se toma una varilla de 1 pulgada con rosca unificada normal (UNC) cuya área de tracción es 0.606in² (391mm²) ver apéndice T

El material de la varilla seleccionada es A354 cuyas propiedades mecánicas pueden verse en el apéndice U. El valor de esfuerzo dinámico medio es 965N/mm² y su deformación es 13%.

La energía que puede absorber una varilla es

$$E = 965 \frac{N}{mm^2} \times 0.13 \times 692mm \times 391mm^2$$

$$E = 33,943.26J$$

(Ecuación 5.25)

Las bridas se unen por 16 varillas que pueden absorber

$$E = 543,092.12J$$

(Ecuación 5.26)

Esto quiere decir que, en caso de que todos los fragmentos viajen directamente hacia las cubiertas, las varillas que las unen pueden absorber un 37.65% de la energía del volante (véase apéndice V).

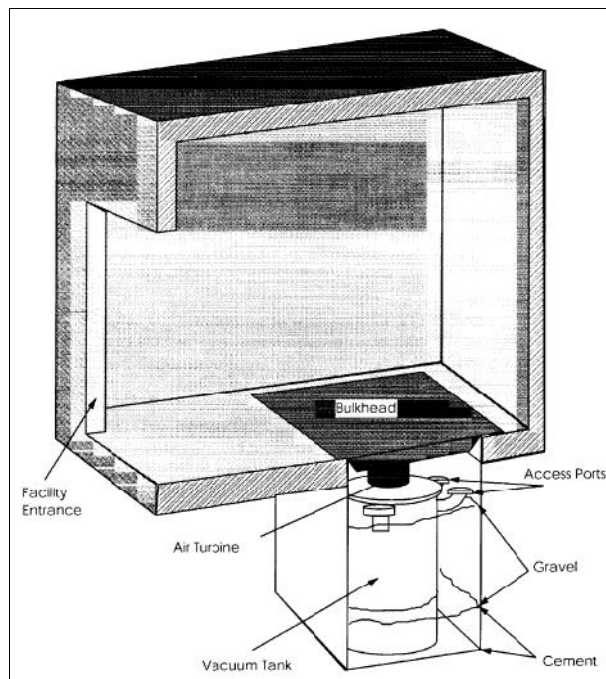
El caso crítico ocurre cuando todos los fragmentos se reparten uniformemente por toda el área de la barrera, es decir paredes y cubiertas. La energía absorbida por estos componentes guarda la misma proporción que el área expuesta al impacto. En el caso de las bridas, estas ocupan 21.31% del área total que corresponde a 307,400J de energía. Esta energía es menor de la que pueden tomar las 16 varillas. $307,400\text{J} < 543,092\text{J}$. Para reducir costos y por simetría se usarán 12 varillas.

El conjunto de pared cilíndrica que forma la barrera y las bridas, tiene el suficiente espesor para resistir el impacto de fragmentos con alta energía. Las suposiciones hechas para los cálculos fueron muy conservadoras, por lo tanto luego de hacer vacío en el interior de la cámara, el diseño resultante también resistirá la presión atmosférica.

5.2 Medidas de Seguridad en Caso de Falla del Rotor

Los volantes de inercia almacenan gran cantidad de energía que en caso de falla catastrófica es liberada repentinamente, esta energía no solo podría causar daños estructurales en el elemento sino también puede afectar a personas que desarrollan sus actividades alrededor del volante de inercia. Se ha documentado en la referencia [14] un accidente ocurrido durante una prueba de seguridad con consecuencias fatales para uno de los operadores.

El objetivo del volante de inercia es ser accesible al ambiente en que se desenvuelven los usuarios sin que estos corran ningún riesgo durante su operación. Para comprobar que el volante es seguro se hacen pruebas en un ambiente controlado como el que se describe en la figura a continuación.



FUENTE: https://archive.org/details/nasa_techdoc_20000120215_18/04/2014

FIGURA 5.3 CUARTO DE PRUEBAS DE VOLANTE DE INERCIA

En la habitación donde el volante se somete a prueba no hay personal, adicionalmente el volante se coloca dentro de una caja de cemento construida bajo del suelo y el espacio entre el volante y la caja es relleno con grava.

CAPÍTULO 6

6. VIABILIDAD ECONÓMICA

6.1 Costo Estimado de Materiales y Vida Útil del Diseño Propuesto

En este capítulo se evaluará el costo del volante de inercia y se comparará con el costo de las baterías de ciclo profundo normalmente utilizadas en instalaciones fotovoltaicas.

En esta tesis se hará la comparación del costo de los materiales empleados tanto para las baterías como en el volante de inercia. Esto se debe a que es difícil cuantificar los costos finales de maquinado y mano de obra, puesto que estos dependen en gran medida del volumen de producción del volante de inercia.

El costo de los materiales empleados en la fabricación se ha dividido para su análisis en:

- Material por peso

- Elementos estandarizados
- Elementos importados
- Componentes eléctricos

Material por peso

El precio de ciertos componentes del diseño ha sido tabulado por peso para facilidad de cálculo. Entre los componentes incluidos en esta clasificación se encuentran la barrera de contención, el rotor y los soportes para los cojinetes.

TABLA 17

COSTO MATERIAL POR PESO

Descripción	Cant.		Val. Unit. [USD]	Val. Total [USD]
Tubo pared gruesa 12.5" x 10", HRS4140	289.6	kg	1.40	405.38
Acero 300M	20	kg	2.25	45.00
Cobre de soporte de cojinetes	16.4	kg	10.50	172.20
SUBTOTAL				622.58

Elementos estandarizados

Estos son componentes prefabricados bajo distintos tipos de normas que fueron seleccionados para ser usados en el diseño.

TABLA 18
COSTO DE MATERIAL ESTANDARIZADO

Materiales	Cant.		Val. Unit. [USD]	Val. Total [USD]
Arandela de resorte 1/4"	8	Unid.	0.05	0.40
Anillo O, NBR 283 x 3.5 mm	2	Unid.	5.00	10.00
Brida ciega 10", ASME B16.5 clase 300	2	Unid.	191.00	382.00
Cojinetes de emergencia - Barden ZSB101E	4	Unid.	200.00	800.00
Varilla roscada UNC 1" ASTM A354 grado BD	12	Unid.	36.33	435.96
Tuerca hex gruesa unc 1" A563DH - grado BD	24	Unid.	1.46	35.04
Perno UNF 1/4" x 3/4"	8	Unid.	0.19	1.52
			SUBTOTAL	1,664.92

Elementos importados

Son piezas únicas diseñadas para el volante de inercia que son fabricadas en el exterior, el costo mostrado no incluye costos de transporte o importación.

TABLA 19
COSTO DE MATERIAL IMPORTADO

Descripción	Cant.		Val. Unit. [USD]	Val. Total [USD]
Imán N42 - 54 x 24 x 15 mm - polarización radial	1	Unid.	50.00	50.00
Imán N42 - 54 x 24 x 15 mm - polarización axial	1	Unid.	50.00	50.00
Imán N42 - 20 x 10 x 10 mm - polarización axial	3	Unid.	10.00	30.00
Imán N42 - 32 x 10 x 15 mm - polarización axial	1	Unid.	30.00	30.00
Imán N50 - 60 x 44 x 10 mm - polarización radial	1	Unid.	100.00	100.00
SUBTOTAL				260.00

Componentes eléctricos

En el desarrollo de la tesis los componentes eléctricos no han sido objeto de estudio, sin embargo es necesario considerarlos en análisis de costos para comparar a la batería de ciclo profundo con el volante de inercia en funcionamiento.

TABLA 20
COSTO DE COMPONENTES ELÉCTRICOS

Descripción	Cant.		Val. Unit. [USD]	Val. Total [USD]
Motor/generador 1kW	1	Unid.	62.00	62.00
Controlador electrónico	1	Unid.	40.24	40.24
SUBTOTAL				102.24

El costo estimado del motor se calculó en base a su precio de venta de 100USD, siguiendo la referencia 15, se tomó un 62% de su precio para estimar el costo del componente.

El costo estimado del controlador electrónico fue calculado siguiendo el método de la referencia 16 considerando un volumen de producción anual de 20 unidades y un costo de 6.90 USD por $kW_{potencia\ pico}$, el motor seleccionado es de 1kW.

El análisis enfocado por cada costo total de materiales se muestra en la tabla 21

TABLA 21

COSTO TOTAL DE MATERIALES DE VOLANTE DE INERCIA

Descripción	Val. Total [USD]
Material por peso	622.58
Elementos estandarizados	1,664.92
Elementos importados	260.00
Componentes eléctricos	102.24
GRAN TOTAL	2,649.74

Para el cálculo de vida útil del volante de inercia, se ha tomado como referencia la vida útil de los componentes electrónicos del

motor / generador, la cual es similar a la de un variador de frecuencia, este último tiene una vida útil de 200,000 horas [Referencia 17] que corresponde a 23 años.

La vida útil de los otros componentes es mucho mayor. En el capítulo 3 se analizó el rotor sometido a fatiga, su vida útil puede considerarse ilimitada. Además, el neodimio pierde fuerza magnética a razón de 1% cada 100 años, este dato fue tomado de la referencia 18, este estimado puede variar dependiendo del uso que se dé al imán y la temperatura a la que esté sometido.

6.2 Evaluación del Precio en Comparación con la Vida Útil Respecto a las Baterías de Ciclo Profundo

Para tener una referencia de comparación, se toma a la batería de ciclo profundo Trojan 27TMX de 105Ah/12V.

El precio de venta al público de la batería se ha modificado para el análisis. La referencia 19 asume que el costo del material es aproximadamente 50% del precio de venta, por lo tanto el costo del material que se usará en esta tesis es 100USD. Su vida útil esperada es de 3.4 años (véase figura 2.7 y ecuación 2.1).

La vida útil es un parámetro que ayuda en la comparación de costos. En este, caso durante los años de funcionamiento del volante de inercia, la batería de ciclo profundo debe ser reemplazada varias veces. El costo al cabo de 23 años para ambos se calcula a continuación.

$$\text{Batería: } 100 \text{ USD} \times \frac{23 \text{ años}}{3.4 \text{ años}} = 676.47 \text{ USD} \quad (6.1.1)$$

Volante:

$$2,649.54 \text{ USD} \times \frac{23 \text{ años}}{23 \text{ años}} = 2,649.54 \text{ USD} \quad (6.1.2)$$

Estos resultados muestran que la solución del diseño del volante de inercia presentado en esta tesis sería inviable por su elevado costo, considerando que el valor de los materiales sea cero después de su vida útil.

En el análisis previo de costos se indicó que los componentes del volante pueden dividirse en funcionales y auxiliares que brindan seguridad. Para tener una mejor apreciación se presenta la siguiente tabla.

TABLA 22
RELACIÓN DE COSTO DE COMPONENTES FUNCIONALES
Y AUXILIARES

Descripción	Val. Total [USD]	Subtotales %
COMPONENTES AUXILIARES DE SEGURIDAD		
Brida ciega 10", ASME B16.5 clase 300	382	14.42
Varilla roscada UNC 1" ASTM A354 grado BD	435.96	16.45
Tuerca hex gruesa unc 1" A563DH - grado BD	35.04	1.32
Arandella de resorte 1/4"	0.4	0.02
Tubo pared gruesa 12.5" x 10", HRS4140	405.38	15.30
Anillo O, NBR 283 x 3.5 mm	10	0.38
Cojinetes de emergencia - Barden ZSB101C	800	30.19
TOTAL PARCIAL	2,068.78	78.07
COMPONENTES FUNCIONALES		
Acero 300M	45	1.70
Cobre para soporte de cojinetes	172.2	6.50
Perno UNF 1/4" x 3/4"	1.52	0.06
Imán N42 - 54 x 24 x 15 mm - polarización radial	50.00	1.89
Imán N42 - 54 x 24 x 15 mm - polarización axial	50.00	1.89
Imán N42 - 20 x 10 x 10 mm - polarización axial	30.00	1.13
Imán N42 - 32 x 10 x 15 mm - polarización axial	30.00	1.13
Imán N50 - 60 x 44 x 10 mm - polarización radial	100.00	3.77
Motor/generador 1kW	62.00	2.34
Controlador electrónico	40.24	1.52
TOTAL PARCIAL	580.96	21.93
GRAN TOTAL	2,649.74	

La tabla muestra que los componentes funcionales alcanzan un costo de 580.96USD, mientras que los componentes auxiliares de seguridad llegan a 2,068.78USD que representa el 78.07% del costo total de materiales. El volante de inercia sería viable si se reducen drásticamente los costos en componentes auxiliares.

Al tomar como referencia la vida útil del volante de inercia y hacer la comparación con las baterías, resulta que el costo de los componentes funcionales es menor que el costo de materiales de las baterías.

Costo de componentes funcionales		Costo de materiales de batería de ciclo profundo
580.96 USD	<	676.47 USD

Es posible reducir los costos en componentes auxiliares si se toman en cuenta las siguientes sugerencias:

Se pueden cambiar los rodamientos de bola por cojinetes de teflón, aun cuando esto signifique que haya que cambiar o chequear los cojinetes después de algunos años.

Como se mencionó anteriormente, la vida útil del volante de inercia, es limitado por los componentes electrónicos, los demás componentes no pierden su función. Al cabo de 23 años, si se cambian los componentes electrónicos, se tendrá un volante de inercia reconstruido.

El cálculo del espesor de pared de la barrera se hizo asumiendo el peor escenario y probablemente el resultado sea muy conservador, se puede verificar este espesor luego de un ensayo de rotura.

Para reducir costos de materiales, la instalación del volante de inercia podría ser subterránea. En este caso, la barrera de acero disminuiría su espesor, se seleccionarían bridas que trabajen a menor presión y estarían unidas a la barrera por medio de soldadura evitando así el costo de las varillas roscadas.

También es posible reducir costos en los componentes funcionales si se toman en cuenta las siguientes sugerencias:

Por ser piezas únicas para un prototipo, los imanes tienen alto costo. Si el volumen de producción del volante de inercia es alto, se reducirá este costo, pues se hará una compra al por mayor al fabricante.

El material de los soportes de los imanes puede cambiar a uno de menor costo, siempre y cuando el material tenga una permeabilidad magnética relativa baja como por el ejemplo el aluminio o el plástico.

CAPÍTULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

1. Una vez finalizado este trabajo se concluye que el objetivo planteado inicialmente se ha alcanzado, esto es, tener un diseño cuyos costos de materiales son menores que los de una batería de ciclo profundo.
2. El volante de inercia con una capacidad de 300Wh podría ser usado en las comunidades apartadas de los grandes asentamientos como alternativa a las baterías de ciclo profundo con el beneficio de que el volante tiene una mayor vida útil y se evitaría la manipulación de desechos tóxicos plomo/ácido dentro de la misma comunidad.

3. Los programas de elementos finitos son de gran ayuda en los cálculos complejos de ingeniería. Sin embargo, los programas que hay en el mercado no son para uso masivo debido a sus limitaciones de tipo operativo en su versión para estudiantes y al alto costo para usar el programa con licencia completa. El programa LISA 8.1 es muy amigable con el usuario, fue usado para calcular deformaciones y esfuerzos, mientras que el programa COMSOL fue utilizado para calcular fuerzas magnéticas y corrientes inducidas. Este último programa por tener un mayor alcance y precisión en la resolución de problemas de diversas ramas de ingeniería, también presenta complejidad de manipulación para el usuario siendo necesaria una capacitación previa.

4. Técnicamente el volante de inercia es una alternativa válida a las baterías de ciclo profundo, cumple con la misma capacidad de almacenamiento y su vida útil es mayor. La desventaja del costo radica, mayormente, en los elementos que componen la barrera de seguridad. Dependiendo del tipo de instalación este costo disminuiría drásticamente.

5. Técnica y económicamente los resultados son lo suficientemente positivos para continuar con el estudio y construir un prototipo.

7.2 Recomendaciones

1. Se recomienda construir un prototipo con los planos suministrados en esta tesis. Los cálculos aquí mostrados deben ser contrastados con las mediciones reales hechas en el prototipo. De esta manera se podría medir la capacidad de almacenamiento real e identificar las variables que puedan afectar el almacenamiento esperado.
2. Deben ser implementadas las sugerencias listadas en el capítulo 6 para reducir los costos tanto de los componentes auxiliares de seguridad como de los componentes funcionales. En la construcción de un prototipo, los costos de las piezas únicas se mantienen. En el caso de la producción en grandes volúmenes, el apoyo del Gobierno sería importante si se revisa la tasa arancelaria de importación de estos elementos.

3. En el largo plazo, el costo de los materiales para la reconstrucción del volante de inercia se reduce puesto que los componentes más costosos se pueden reutilizar. Solo el costo de los componentes electrónicos debe ser restituido.

4. Debe hacerse una prueba de rotura para rectificar el espesor de la barrera de contención. En esta prueba se debe evitar hacerle muescas al rotor, como se asumió en esta tesis, para provocar la falla. En su lugar se debe forzar el motor / generador hasta una velocidad en la que los componentes alcancen su esfuerzo último de tracción. Estos resultados deben compararse con los resultados teóricos presentados en esta tesis. En caso de que el espesor de la barrera se mantenga o aumente, de tal manera que no se pueda reducir el costo, se debe implementar la alternativa de instalación subterránea.

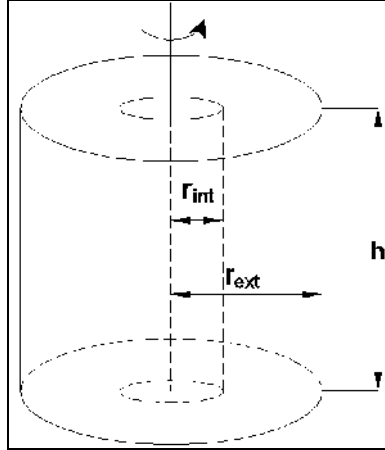
5. Un motor/generador tiene que ser diseñado y probado especialmente para este diseño. Su capacidad debe ser 1kW, de tal manera que la capacidad de almacenamiento del volante de inercia sea alcanzado en un tercio de hora.

6. En Ecuador existe una ley que establece que el financiamiento de los programas de electrificación rural están a cargo del Fondo de Electrificación Rural y Urbano – Marginal (FERUM), el cual procede del Presupuesto General del Estado. El volante de inercia cumple con el objetivo de plantear alternativas para el funcionamiento y expansión de la electrificación en los sectores rurales que promueve este organismo. Cuando se tenga listo el prototipo se recomienda buscar un acercamiento con el FERUM para estudiar la posibilidad de financiamiento de la producción del volante.

APÉNDICES

APÉNDICE A

CÁLCULO DE MOMENTO DE INERCIA DE UN CILINDRO



El momento de inercia de un sólido depende de su eje de giro, este caso en particular tiene su eje de giro en dirección axial.

$$I = \int dm r^2 \quad (1)$$

Donde dm es un elemento de masa del sólido y r es la distancia de este elemento al eje de giro.

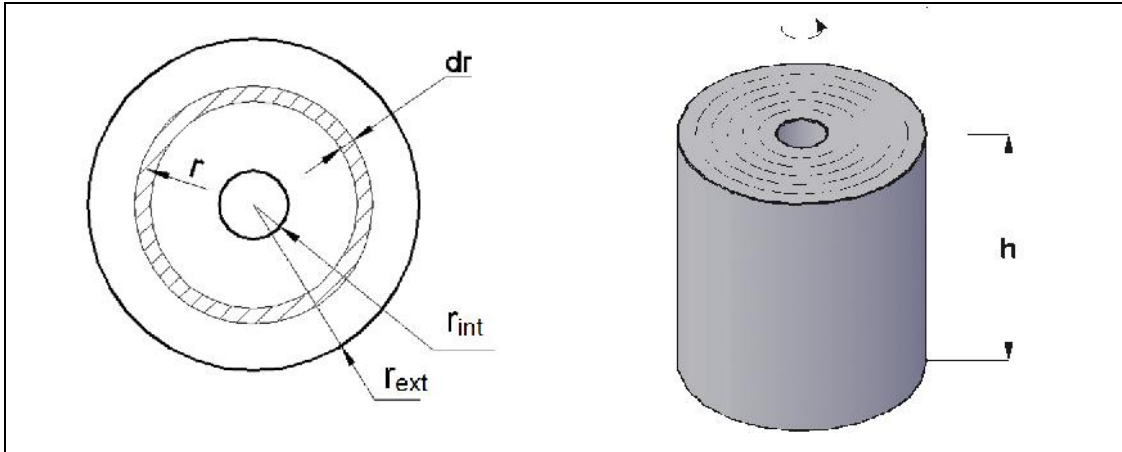
Conociendo que,

$$dm = \rho dV \quad (2)$$

Reemplazando (2) en (1) se obtiene,

$$I = \rho \int r^2 dV \quad (3)$$

Se asume que el volumen de un cilindro está compuesto por capas concéntricas de espesor dr y altura h



$$dV = (h 2\pi r) dr \quad (4)$$

Reemplazando dV en la ecuación (3)

$$I = \rho \int r^2 (h 2\pi r) dr \quad (5)$$

Reordenando los parámetros y tomando como límites de integración para dr desde r_{int} hasta r_{ext} , la ecuación (5) se puede reescribir

$$I = 2\pi\rho h \int_{r_{int}}^{r_{ext}} r^3 dr \quad (6)$$

Integrando (6):

$$I = 2\pi\rho h \left. \frac{r^4}{4} \right|_{R_{int}}^{R_{ext}} \quad (7)$$

Para un cilindro hueco de pared gruesa el momento de inercia es

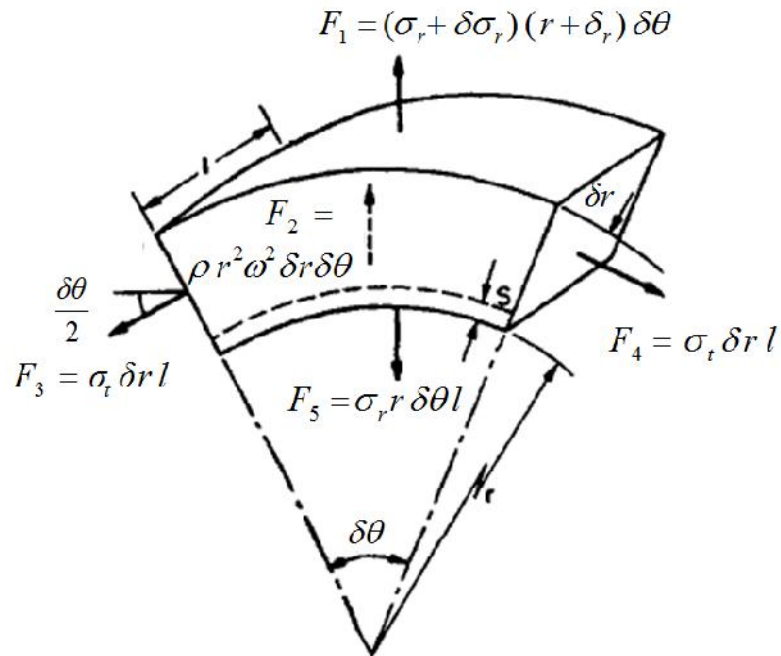
$$I = \frac{1}{2} \pi \rho h (R_{ext}^4 - R_{int}^4) \quad (8)$$

Para un cilindro macizo, en donde $r_{int} = 0$ y $r_{ext} = r$, el momento de inercia es

$$I = \frac{1}{2} \pi \rho h r^4 \quad (9)$$

APÉNDICE B

ECUACIÓN DE EQUILIBRIO PARA UN ELEMENTO DIFERENCIAL DE UN CILINDRO GIRATORIO.



La figura muestra el diagrama de cuerpo libre de un elemento diferencial de un cilindro que gira con una velocidad constante ω .

Debido a la simetría del cuerpo, las fuerzas en dirección x se anulan, mientras que la sumatoria de fuerzas en dirección y presenta la siguiente ecuación:

$$F_1 + F_2 = F_{3y} + F_{4y} + F_5 \quad (1)$$

Estas fuerzas serán definidas en función de esfuerzos. Para facilitar los cálculos, se asume que la longitud l del elemento es igual a uno.

$$[(\sigma_r + \delta\sigma_r)(r + \delta r)\delta\theta] + \rho\omega^2 r^2 \delta r \delta\theta = 2\sigma_t \delta r \left(\text{sen} \frac{\delta\theta}{2}\right) + \sigma_r r \delta\theta \quad (2)$$

Si $\delta\theta$ es muy pequeño,

$$\text{sen}\left(\frac{\delta\theta}{2}\right) \approx \frac{\delta\theta}{2}$$

(3)

$$[(\sigma_r + \delta\sigma_r)(r + \delta r)\delta\theta] + \rho\omega^2 r^2 \delta r \delta\theta = 2\sigma_i \delta r \frac{\delta\theta}{2} + \sigma_r r \delta\theta$$

(4)

Dividiendo (4) para $\delta\theta$:

$$[(\sigma_r + \delta\sigma_r)(r + \delta r)] + \rho\omega^2 r^2 \delta r = \sigma_i \delta r + \sigma_r r$$

(5)

$$[\sigma_r r + \sigma_r \delta r + \delta\sigma_r r + \delta\sigma_r \delta r] + \rho\omega^2 r^2 \delta r = \sigma_i \delta r + \sigma_r r$$

(6)

El valor de $\delta r \delta\sigma_r$ es muy pequeño, por lo tanto

$$[\sigma_r r + \sigma_r \delta r + \delta\sigma_r r] + \rho\omega^2 r^2 \delta r = \sigma_i \delta r + \sigma_r r$$

(7)

Dividiendo (7) para δr :

$$\left(r \frac{\delta\sigma_r}{\delta r}\right) + \sigma_r + \rho\omega^2 r^2 \delta r = \sigma_i$$

(8)

APÉNDICE C

ECUACIONES GENERALES DE ESFUERZOS PARA UN CILINDRO GIRATORIO.

El desarrollo de las ecuaciones de esfuerzo radial, tangencial y longitudinal tienen su origen en las ecuaciones de deformación

$$\varepsilon_l = \frac{1}{E}(\sigma_l - \nu\sigma_t - \nu\sigma_r) \quad (1)$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_t - \nu\sigma_l) \quad (2)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r - \nu\sigma_l) \quad (3)$$

Sabiendo que:

$$\varepsilon_r = \frac{ds}{dr} \quad (4)$$

$$\varepsilon_t = \frac{s}{r} \quad (5)$$

Es posible decir que, la deformación radial es igual a la variación de la deformación tangencial con respecto al radio:

$$\varepsilon_r = \frac{d\varepsilon_t}{dr}$$

Se reescribe ε_r (2) en términos de (4):

$$\varepsilon_r = \frac{ds}{dr} = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_t - \nu\sigma_l) \quad (6)$$

Se reescribe ε_t (3) en términos de (5):

$$\varepsilon_t = \frac{s}{r} = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r - \nu\sigma_l) \quad (7)$$

Reagrupando (7):

$$\varepsilon_t = Es = r(\sigma_t - \nu\sigma_r - \nu\sigma_l)$$

Desarrollando $\frac{d\varepsilon_t}{dr}$:

$$E \frac{ds}{dr} = r \left[\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} - \nu \frac{d\sigma_l}{dr} \right] + 1[\sigma_t - \nu\sigma_r - \nu\sigma_l]$$

$$\frac{ds}{dr} = \frac{r}{E} \left[\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} - \nu \frac{d\sigma_l}{dr} \right] + \frac{1}{E}[\sigma_t - \nu\sigma_r - \nu\sigma_l]$$

(8)

Igualando (6) y (8)

$$\frac{1}{E}[\sigma_r - \nu\sigma_t - \nu\sigma_l] = \frac{r}{E} \left[\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} - \nu \frac{d\sigma_l}{dr} \right] + \frac{1}{E}[\sigma_t - \nu\sigma_r - \nu\sigma_l]$$

$$[\sigma_r - \nu\sigma_t - \nu\sigma_l] + [-\sigma_t + \nu\sigma_r + \nu\sigma_l] = r \left[\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} - \nu \frac{d\sigma_l}{dr} \right]$$

$$(\sigma_t - \sigma_r)(1 + \nu) = r \left(\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} - \nu \frac{d\sigma_l}{dr} \right)$$

$$r \left(\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} - \nu \frac{d\sigma_l}{dr} \right) + (\sigma_t - \sigma_r)(1 + \nu) = 0$$

(9)

Derivando la ecuación (1):

$$\frac{d\varepsilon_l}{dr} = \frac{1}{E} \left(\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} \right)$$

Ya que no existe deformación en la sección transversal del cilindro y esta mantiene su forma circular, se asume que la deformación longitudinal es constante:

$$0 = \frac{1}{E} \left(\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} \right) \quad (10)$$

Igualando (9) y (10):

$$r \frac{d\sigma_t}{dr} (1 - \nu^2) - r\nu \frac{d\sigma_r}{dr} (1 + \nu) + (\sigma_t - \sigma_r)(1 + \nu) = 0 \quad (11)$$

Dividiendo la ecuación para $(1 + \nu)$:

$$r \frac{d\sigma_t}{dr} (1 - \nu) - r\nu \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_t - \sigma_r = 0 \quad (12)$$

La ecuación (12) relaciona todas las deformaciones experimentadas por un cilindro giratorio.

Se recurre a la ecuación de equilibrio de fuerzas en el cilindro para establecer posteriormente la interacción entre fuerzas y deformaciones.

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = \rho \omega^2 r^2 \quad (13)$$

Sustituyendo (13) en (12):

$$r(1 - \nu) \left(\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\sigma_t}{dr} \right) + \rho \omega^2 r^2 = 0$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\sigma_t}{dr} = \frac{-\rho \omega^2 r}{(1 - \nu)} \quad (14)$$

Integrando (14):

$$\sigma_r + \sigma_t = \frac{-\rho\omega^2 r^2}{2(1-\nu)} + 2A^\dagger \quad (15)$$

Reemplazando (15) en (13):

$$2\sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\sigma_t}{dr} = -\rho\omega^2 r^2 \frac{(3-2\nu)}{2(1-\nu)} + 2A \quad (16)$$

Sabiendo que:

$$\left[\frac{d(r^2 \sigma_r)}{dr} \right] \times \frac{1}{r} = \left[r^2 \frac{d\sigma_r}{dr} + 2r\sigma_r \right] \times \frac{1}{r}$$
$$\left[\frac{d(r^2 \sigma_r)}{dr} \right] \times \frac{1}{r} = r \frac{d\sigma_r}{dr} + 2\sigma_r$$

Se reescribe la ecuación (16):

$$\left[\frac{d(r^2 \sigma_r)}{dr} \right] \times \frac{1}{r} = -\rho\omega^2 r^2 \frac{(3-2\nu)}{2(1-\nu)} + 2A$$
$$\left[\frac{d(r^2 \sigma_r)}{dr} \right] = -\rho\omega^2 r^3 \frac{(3-2\nu)}{2(1-\nu)} + 2rA \quad (17)$$

Integrando (17)

$$r^2 \sigma_r = -\rho\omega^2 \frac{(3-2\nu)}{2(1-\nu)} \int r^3 dr + 2A \int r dr$$

[†] Primera constante de integración

$$r^2 \sigma_r = -\rho \omega^2 \frac{(3-2\nu)r^4}{2(1-\nu)} + 2A \frac{r^2}{2} - B^\ddagger$$

Reordenando la ecuación previa, se obtiene la ecuación general de esfuerzo radial para un cilindro giratorio.

$$\sigma_r = \frac{-\rho \omega^2 r^2 (3-2\nu)}{8(1-\nu)} + A - \frac{B}{r^2}$$

(18)

Reemplazando (18) en (15) se obtiene la ecuación general de esfuerzo tangencial para un cilindro giratorio

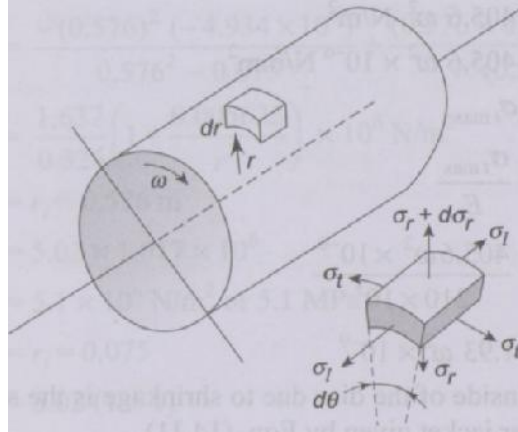
$$\sigma_t = \frac{-\rho \omega^2 r^2 (1-2\nu)}{8(1-\nu)} + A + \frac{B}{r^2}$$

(19)

[‡] Segunda constante conveniente de integración.

APÉNDICE D

ECUACIÓN DE ESFUERZO LONGITUDINAL PARA UN CILINDRO GIRATORIO MACIZO



Para satisfacer la condición de que no hay una fuerza axial neta actuando sobre la sección transversal del cilindro formada por anillo de espesor dr ,

$$\int_0^{R_{ext}} \sigma_t 2\pi r dr = 0$$

(1)

Tomando como apoyo la ley de Hook. El esfuerzo longitudinal se obtiene a partir del reordenamiento de la ecuación de la deformación longitudinal (véase ecuación 1, apéndice C)

$$\sigma_t = E\varepsilon_l + \nu(\sigma_r + \sigma_t)$$

(2)

Conocidos los valores de esfuerzos radiales y tangenciales para un cilindro macizo,

$$\sigma_r = \frac{\rho\omega^2}{8} \frac{(3-2\nu)}{(1-\nu)} (R_{ext}^2 - r^2)$$

$$\sigma_t = \frac{\rho\omega^2}{8(1-\nu)} [R_{ext}^2 (3-2\nu) - r^2(1+2\nu)]$$

(Véase Ecuaciones 3.3.8 y 3.3.9)

$$\sigma_l = E\varepsilon_l + \nu \frac{(3-2\nu)}{4(1-\nu)} \rho\omega^2 R_{ext}^2 - \frac{\nu}{2(1-\nu)} \rho\omega^2 r^2 \quad (3)$$

Reemplazando (3) en (1) para despejar $E\varepsilon_l$

$$\begin{aligned} E\varepsilon_l \int_0^{R_{ext}} r dr + \nu \frac{(3-2\nu)\rho\omega^2 R_{ext}^2}{4(1-\nu)} \int_0^{R_{ext}} r dr - \nu \frac{\rho\omega^2}{2(1-\nu)} \int_0^{R_{ext}} r^3 dr &= 0 \\ E\varepsilon_l \int_0^{R_{ext}} r dr &= -\nu \frac{(3-2\nu)\rho\omega^2 R_{ext}^2}{4(1-\nu)} \int_0^{R_{ext}} r dr + \nu \frac{\rho\omega^2}{2(1-\nu)} \int_0^{R_{ext}} r^3 dr \\ E\varepsilon_l &= -\frac{\nu}{2} \rho\omega^2 R_{ext}^2 \end{aligned} \quad (4)$$

Reemplazando (4) en (3),

$$\sigma_l = -\frac{\nu}{2} \rho\omega^2 R_{ext}^2 + \nu \frac{(3-2\nu)}{4(1-\nu)} \rho\omega^2 R_{ext}^2 - \nu \frac{\rho\omega^2 r^2}{2(1-\nu)}$$

Reordenando la ecuación previa, se obtiene la ecuación del esfuerzo longitudinal para un cilindro giratorio macizo.

$$\sigma_l = \frac{\nu\rho\omega^2}{4(1-\nu)} (R_{ext}^2 - 2r^2) \quad (5)$$

APÉNDICE E

ESFUERZO LONGITUDINAL PARA UN CILINDRO HUECO DE PARED GRUESA

Para satisfacer la condición de que no hay una fuerza axial neta actuando sobre la sección transversal del cilindro formada por un anillo de espesor dr ,

$$\int_{R_{\text{int}}}^{R_{\text{ext}}} \sigma_l 2\pi r dr = 0 \quad (1)$$

Tomando como apoyo la ley de Hook. El esfuerzo longitudinal se obtiene a partir del reordenamiento de la ecuación de la deformación longitudinal (véase ecuación 1, apéndice C)

$$\sigma_l = E\varepsilon_l + \nu(\sigma_r + \sigma_t) \quad (2)$$

(2) Puede ser sustituido en (1) y resolver para obtener σ_l

Se insertan los valores de σ_r y σ_t de la ecuación (18, apéndice C) y (19, apéndice C) en (2) para obtener

$$\sigma_l = E\varepsilon_l - \frac{\nu}{2(1-\nu)} \rho\omega^2 r^2 dr - 2\nu A \quad (3)$$

Usando (3) en (1)

$$\begin{aligned} E\varepsilon_l \int_{R_{\text{int}}}^{R_{\text{ext}}} r dr &= -\frac{\nu\rho\omega^2}{2(1-\nu)} \int_{R_{\text{int}}}^{R_{\text{ext}}} r^3 dr + 2\nu A \int_{R_{\text{int}}}^{R_{\text{ext}}} r dr \\ E\varepsilon_l &= -\frac{\nu\rho\omega^2}{2(1-\nu)} (R_{\text{ext}}^2 + R_{\text{int}}^2) + 2\nu A \end{aligned} \quad (4)$$

Usando el valor de $E\varepsilon_l$ de la ecuación (4) en (2), por lo tanto

$$\begin{aligned} \sigma_l &= -\frac{\nu\rho\omega^2}{4(1-\nu)} (R_{\text{ext}}^2 + R_{\text{int}}^2) + 2\nu A - \frac{\nu\rho\omega^2 r^2}{2(1-\nu)} - 2\nu A \\ \sigma_l &= \frac{\nu\rho\omega^2}{4(1-\nu)} [R_{\text{ext}}^2 + R_{\text{int}}^2 - 2r^2] \end{aligned}$$

APÉNDICE F

PRUEBA DE TEOREMA DE EARNSHAW

La energía potencial de un sistema magnético se define de la siguiente manera

$$U = \int_v \frac{1}{2} (\vec{B} \cdot \vec{H}) \cdot dV$$

Donde

\vec{B} , Densidad de flujo magnético

\vec{H} , Campo magnético

V , Volumen

Para obtener una levitación estable de un dipolo magnético es necesario que la superficie de la energía potencial tenga un mínimo local.

Matemáticamente se pueden encontrar mínimos a través de derivadas de funciones evaluadas en cierto punto.

Es así que cuando $\nabla U = 0$ se pueden presentar tres casos:

- 1 La función es plana o tiene un valor constante.
- 2 La función en un punto tiene un mínimo o máximo local.
- 3 La función tiene un punto de silla, es decir, que tiene un mínimo en una dirección pero en la dirección perpendicular este punto es un máximo.

Esta información no permite concluir aún si existe un mínimo en la superficie en el cual sea posible una levitación estable por lo que se requiere profundizar el análisis con una segunda derivada.

Tomando la segunda derivada o Laplaciano ∇U^2 se presentan los siguientes casos:

- 1 Cuando $\nabla U^2 > 0$, la función es cóncava hacia arriba y el potencial tiene un mínimo.
- 2 Cuando $\nabla U^2 < 0$, la función es cóncava hacia abajo y el potencial tiene un máximo.
- 3 Cuando $\nabla U^2 = 0$, no se puede determinar con exactitud si la función evaluada en un punto específico, se trata de un punto de inflexión o de un valor constantes, en el caso bidimensional, o de un punto de silla en el caso tridimensional.

Para probar el teorema de Earnshaw se parte de la ley de Gauss aplicada para campos magnéticos. La cual denota divergencia, es decir, que en el volumen del imán, el número de líneas de campo magnético entrando, es exactamente el mismo número de líneas de campo saliendo. Se define de la siguiente manera:

$$\nabla \vec{B} = 0$$

Donde

\vec{B} , Densidad de flujo magnético.

La expresión anterior revela la inexistencia de los monopolos magnéticos.

Si se reescribe U en términos de B, entonces se puede demostrar que la condición de mínimos locales representados por el Laplaciano $\nabla U^2 \neq 0$ no se sostiene.

Energía potencial magnética de un dipolo en un campo magnético (Teorema de trabajo y energía)

$$U_M = -\int \vec{F}_M(l) \cdot d\vec{l} = -\vec{m} \cdot \vec{B} \quad (1)$$

Fuerza magnetomotriz inducida:

$$\vec{F} = \int \vec{H} d\vec{l} \quad (2)$$

Ley de Gauss

$$\nabla \cdot \vec{B} = 0 \quad (3)$$

A continuación se hará un reemplazo y combinación de estas tres ecuaciones

Diferenciando (2)

$$\nabla \vec{F} = \frac{d\vec{F}}{d\vec{l}} = \vec{H} \quad (4)$$

Sabiendo que

$$\vec{B} = \mu_0 \vec{H} \quad (5)$$

Donde

μ_0 , permeabilidad magnética en el vacío.

Reemplazando (5) en (4)

$$\vec{B} = \mu_0 \nabla F \tag{6}$$

Reemplazando (6) en (3)

$$\nabla \cdot (\mu_0 \nabla F) = 0 \tag{7}$$

$$\nabla \cdot \nabla F = \nabla^2 F = 0 \tag{8}$$

A continuación se busca una relación entre la fuerza magnetomotriz y la energía potencial magnética. Se señala que la igualdad solo puede existir con un paso previo, en el cual la energía potencial (1) se enuncia en términos de densidad de energía.

$$\bar{U}_M = \frac{U_M}{\bar{m}} = -\vec{B} \tag{9}$$

Igualando (6) y (9)

$$\bar{U}_M = -\vec{B} = -\mu_0 \nabla F$$

$$\bar{U}_M = -\mu_0 \nabla F$$

De la ecuación (8) por analogía se tiene

$$-\mu_0 \nabla^2 F = \nabla^2 \bar{U}_M = 0$$

Al ser μ_0 un valor constante, finalmente se tiene

$$\nabla^2 U_M = 0$$

Esta expresión implica la no existencia de ningún mínimo local en la superficie de la energía potencial correspondiente a una configuración estática de dipolos magnéticos.

FUENTE: [http://weblog.sirajs.com/article/potential-energy-and-earnshaws-theorem,](http://weblog.sirajs.com/article/potential-energy-and-earnshaws-theorem)

28/10/2013

APÉNDICE G

ENERGÍA POTENCIAL MAGNÉTICA

La energía potencial U_M de un dipolo magnético dentro de un campo magnético se define como:

$$U_M = -\int \vec{F}_M(l) \cdot d\vec{l} \tag{1}$$

Donde:

\vec{F}_M , fuerza magnética en función del cambio de posición

$d\vec{l}$, vector de cambio de posición

La primera derivada de (1) es 0

El trabajo hecho es conservativo

Si se deriva (1) para buscar un mínimo

$$\nabla^2 U_M = \frac{dF}{dl} = 0 \tag{2}$$

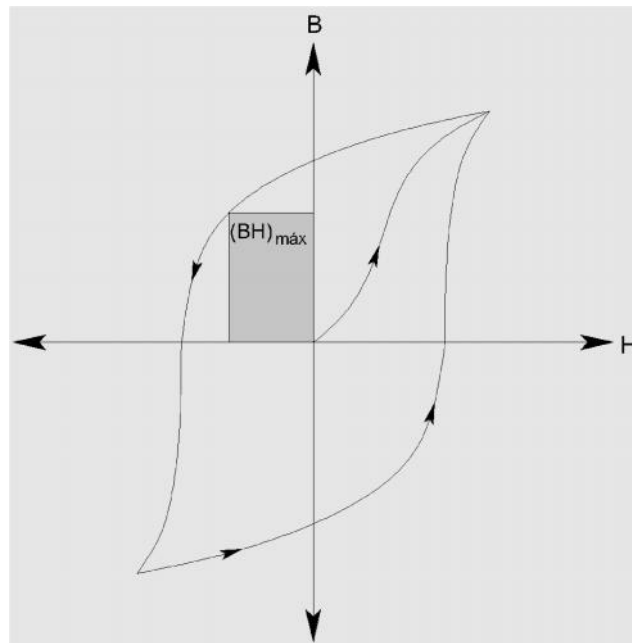
$$\nabla^2 U_M = \frac{dF}{dx} + \frac{dF}{dy} + \frac{dF}{dz} = 0 \tag{3}$$

APÉNDICE H

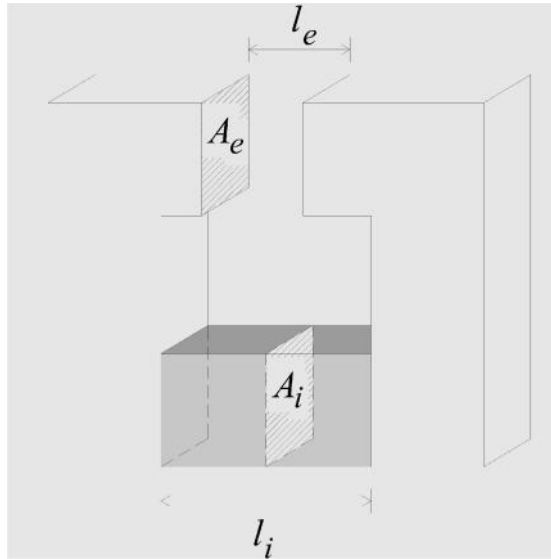
PRODUCTO DE ENERGÍA MÁXIMO BH

El producto de energía máximo indica la energía magnética que posee un imán por unidad de volumen.

Este valor se ubica en el segundo cuadrante de la curva B-H característica de cada imán.



Para su interpretación física se recurre a la siguiente figura, en donde se presenta un circuito, el cual está compuesto por un imán permanente, dos piezas de material ferromagnético y un entrehierro.



El balance de energía en este circuito

$$\text{Energía disipada} = \text{Energía entregada}$$

(1)

Donde la energía entregada corresponde a la energía del imán y la energía disipada corresponde a la energía en el entrehierro.

Haciendo una analogía con un circuito eléctrico

Circuito magnético	Circuito eléctrico
$\phi = B \cdot A$	I
$MMF = H \cdot l$	V
$\phi \cdot MMF = B \cdot A \cdot H \cdot l$	$P = I \cdot V$

El balance de energía (1) se puede reescribir en términos de un circuito magnético

$$\text{Energía entrehierro} = \text{Energía imán}$$

(2)

$$B_e H_e l_e A_e = B_i H_i l_i A_i$$

(3)

Conociendo

$$B = \mu H \tag{4}$$

La permeabilidad magnética μ para el aire

$$\mu = 1 \tag{5}$$

Entonces (3) se reescribe

$$H_e^2 l_e A_e = B_i H_i l_i A_i \tag{6}$$

$$H_e^2 V_e = B_i H_i V_i \tag{7}$$

Conociendo que, a cada tipo de imán le corresponde un único valor de producto de energía máximo ($BH_{máx}$) como característica de selección, para una cierta cantidad de energía en el entrehierro, la selección de un imán con un alto valor de $BH_{máx}$, reducirá el volumen que este elemento ocupará en el circuito.

$$H_e^2 V_e = (BH)_{máx} V_i \tag{8}$$

APÉNDICE I

PESO DE COMPONENTES AUXILIARES

Cilindro de soporte para imanes interiores de arreglo halbach y motor/generador

Volumen de cobre: $1.89 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

Volumen acero 300M: $7.85 \times 10^{-7} \text{ m}^3$

Cilindro conductor de corrientes de Eddy y cilindro soporte de imán inferior.

Volumen de cobre: $5.92 \times 10^{-5} \text{ m}^3$

Volumen acero 300M: $7.85 \times 10^{-7} \text{ m}^3$

Imanes superiores de arreglo Halbach

Volumen neodimio: $4.71 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Imán inferior

Volumen neodimio: $2.36 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Los subtotales por material son tabulados a continuación para presentar el peso total de los componentes auxiliares

Material	Volumen [m ³]	Densidad [kg/m ³]	Peso [N]
Cobre	2.48×10^{-4}	8960	21.84
Acero 300M	1.57×10^{-6}	7833	0.13
Neodimio	7.07×10^{-6}	7500	0.52
Peso total de componentes auxiliares			22.48

APÉNDICE J

PROPIEDADES DE IMANES DE NEODIMIO

Characteristic	Symbol	Unit	Value
Density	D	g/cc	7.5
Vickers Hardness	Hv	D.P.N	570
Compression Strength	C.S	N/mm ²	780
Coefficient of Thermal Expansion	C//	10 ⁻⁶ /°C	3.4
	C ^α	10 ⁻⁶ /°C	-4.8
Electrical Resistivity	r	m Ω.cm	150
Temperature Coefficient of Resistivity	a	10 ⁻⁴ /°C	2
Electrical Conductivity	s	10 ⁶ S/m	0.667
Thermal Conductivity	k	kCal/(m.h.°C)	7.7
Specific Heat Capacity	c	kCal/(kg.°C)	0.12
Tensile Strength	σ_{UTS} , or <i>SU</i>	kg/mm ²	8
Young's Modulus	I / E	10 ¹¹ N/m ²	1.6
Flexural Strength	b	10 ⁻¹² m ² /N	9.8
Compressibility	s	10 ⁻¹² m ² /N	9.8
Rigidity	E.I	N/m ²	0.64
Poisson's Ratio	n		0.24
Curie Temperature	Tc	°C	310

FUENTE: <http://www.ndfeb-info.com/characteristics.aspx>, 11/11/2013

APÉNDICE K

PROPIEDADES FÍSICAS Y ELÉCTRICAS DE COBRE C110 FULL HARD

110 Copper

[Analysis](#)

[Mechanical Properties](#)

[Applications](#)

[Machinability and Weldability](#)

[Heat Treating](#)

[Tolerances](#)

[Speedy Metals Items](#)

Alloy C11000 also known as electrolytic tough pitch (ETP) copper, is used most in electric current carrying applications. 110 Copper is 99.9% pure copper with an electrical conductivity rating of 100+ % IACS. Conductivity, corrosion resistance, and ductility makes 110 Copper very versatile over a broad range of applications. 110 Copper is anneal resistant, and is usually supplied in the 1/8H (hard) or 1/4H condition. 110 copper is available in rounds, squares, flats, sheets and plates.

ANALYSIS

Copper (Cu)	Oxygen (O) <small>Max</small>	Silver (Ag)
99.9	0.04	Trace

C110 Copper Conforms to ASTM B133, SAE J461, SAE J463, QQ-C-502C, QQ-B-575

MECHANICAL PROPERTIES

Tensile Strength (PSI)	Yield Strength (PSI)	Elongation in 2"	Rockwell Hardness	Melting Point	Electrical Conductivity (%)	Machinability Rating (%)
32,000	10,000	55	F40	1,981	101	20

* 96%-100% Anneal is representative of 1" rd. sample of C110 Copper

APÉNDICE L

Especificaciones de rodamientos

Single

Duplex

Direct Lube (DLR)

Barden Basic Bearing Number	Dimensions					Shaft & Shoulder Housing Dimensions				DLR Dimensions			Load Ratings			
	d	D	B	r _{amin}	r _{1amin}	d _a h12	D _a H12	r _a max	r _b max	B _N	S _N	S _B	E _k	C _{dyn}	C _{0stat}	
mm															kN	
1801HC	12	21	5	0.30	0.10	14	19	0.3	0.1				15.3	2.08	1.18	
1801HE	12	21	5	0.30	0.10	14	19	0.3	0.1				15.3	1.96	1.12	
C1801HC	12	21	5	0.30	0.10	14	19	0.3	0.1				15.3	1.43	0.83	
C1801HE	12	21	5	0.30	0.10	14	19	0.3	0.1				15.3	1.34	0.78	
1901HC	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.2	3.35	1.86	
1901HE	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.2	3.20	1.76	
C1901HC	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.2	2.32	1.29	
C1901HE	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.2	2.20	1.22	
XC1901HC	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.2	5.20	1.29	
XC1901HE	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.2	5.00	1.22	
ZSB1901C	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.0	2.04	1.20	
ZSB1901E	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.0	1.93	1.14	
CZSB1901C	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.0	1.40	0.83	
CZSB1901E	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.0	1.34	0.80	
XCZSB1901C	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.0	3.15	0.83	
XCZSB1901E	12	24	6	0.30	0.30	15	21.5	0.3	0.3				17.0	3.00	0.80	
101HC	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.6	4.75	2.60	
101HE	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.6	4.55	2.50	
C101HC	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.6	3.25	1.80	
C101HE	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.6	3.15	1.73	
XC101HC	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.6	7.20	1.73	
XC101HE	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.6	7.10	1.73	
ZSB101C	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.8	2.70	1.63	
ZSB101E	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.8	2.55	1.53	
CZSB101C	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.8	1.86	1.12	
CZSB101E	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.8	1.76	1.08	
XCZSB101C	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.8	4.15	1.12	
XCZSB101E	12	28	8	0.30	0.30	16.5	24.5	0.3	0.1				18.8	3.90	1.08	
201HC	12	32	10	0.60	0.60	16.5	27.5	0.6	0.6				21.1	7.65	3.90	
201HE	12	32	10	0.60	0.60	16.5	27.5	0.6	0.6				21.1	7.35	3.75	
C201HC	12	32	10	0.60	0.60	16.5	27.5	0.6	0.6				21.1	5.30	2.70	
C201HE	12	32	10	0.60	0.60	16.5	27.5	0.6	0.6				21.1	5.10	2.60	

Designation examples:

Barden
FAG

Sealed design

101HCRRUL
(B7001C.2RSD.T.P4S.UL)

Hybrid ceramic design

C101HCUL
(HCB7001C.T.P4S.UL)

Barden · 22

FUENTE: Catálogo Barden/FAG Aerospace and super precision bearings

APÉNDICE M

Propiedades de lubricante

Lubrication

Table 27. Typical grease lubricants recommended for use in Barden Precision Bearings.

Barden Code	Designation	Base Oil	Thickener	Operating Temperature Range °F	Maximum dN*	Comments
G-2	Exxon Beacon 325	Diester	Lithium	-65 to 250	400,000	Good anti-corrosion, low torque.
G-4	NYE Rheolube /b/SSG	Petroleum	Sodium	-40 to 200	650,000	Anti-oxidation additives, machine tool spindle grease.
G-12	Chevron SR1-2	Petroleum	Polyurea	-20 to 300	400,000	General purpose, moderate speed, water resistant.
G-18	NYE Rheotemp 500	Ester and petroleum	Sodium	-50 to 350	500,000	For high temperature, high speed. Not water resistant.
G-33	Mobil 28	Synthetic hydrocarbon	Clay	-80 to 350	400,000	MIL-G-81322, DOD-G-24508, wide temperature range.
G-35	Du Pont Krytox 240 AB	Perfluoro-alkylpolyether	Tetrafluoro-ethylenetelomer	-40 to 450	400,000	Excellent thermal oxidative stability, does not creep, water resistant and chemically inert.
G-42	NYE Rheolube 350-SBG-2	Petroleum	Sodium/Calcium	-30 to 250	650,000	Spindle bearing grease for normal temperatures and maximum life at high speed.
G-44	Braycote 601	Perfluorinated Polyether	Tetrafluoro-ethylenetelomer	-100 to 500	400,000	Excellent thermal and oxidative stability, does not creep water resistant, chemically inert.
G-46	Kluber Isoflex NBU-15	Ester	Barium Complex	-40 to 250	750,000	Spindle bearing grease for maximum speeds, moderate loads.
G-47	Kluber Asonic GLY32	Ester/Synthetic Hydrocarbon	Lithium	-60 to 300	600,000	Quiet running spindle bearing grease for moderate speeds and loads.
G-50	Kluber Isoflex Super LDS 18	Ester/Mineral	Lithium	-60 to 250	850,000	Spindle bearing grease for maximum speed and moderate loads.
G-71	Rheolube 2000	Synthetic Hydrocarbon	Organic Gel	-50 to 260	400,000	Instrument, general purpose grease with good anti-corrosion, and anti-wear properties. Excellent for use in hard vacuum applications where very low outgassing properties are desired.
G-74	Exxon Unirex N3	Petroleum	Lithium	-40 to 300	650,000	Spindle bearing grease for moderate speeds and loads. Low grease migration. Good resistance to water washout and corrosion.
G-75	Arcanol L-75	PAO/Ester	Polyurea	-60 to 250	1,200,000	Spindle bearing grease for maximum speeds, moderate loads. Requires shorter run-in time than G-46.
G-76	Nye Rheolube 374C	Synthetic Hydrocarbon	Lithium	-40 to 300	650,000	Instrument, general purpose grease for moderate speeds and loads. Stiff, channeling grease with good resistance to water washout and corrosion.
GJ-204	Aeroshell Grease No 7	Synthetic Ester (Diester)	Microgel	-100 to 300	400,000	MIL-G-23827, general purpose aircraft, and instrument grease for heavy loads.
GJ-207	Aeroshell Grease No 22	Synthetic Hydrocarbon	Microgel	-85 to 400	400,000	MIL-G-81322, wide temperature range. Good low temperature torque.
GJ-264/ G-48	Kluber Asonic GHY72	Ester Oil	Polyurea	-40 to 360	500,000	Quiet running grease for moderate speeds, and loads. Good resistance to water washout, and corrosion.
GJ-281	Kluber Asonic HQ 72-102	Ester Oil	Polyurea	-40 to 360	600,000	Quiet running grease for moderately high speeds, and loads. Good resistance to water washout, and corrosion.
GJ-299	Kluber Asonic Q74-73	Synthetic Hydrocarbon Oil, Esteroil	Synthetic Organic	-40 to 330	500,000	Quiet running grease for moderate speeds, and loads.

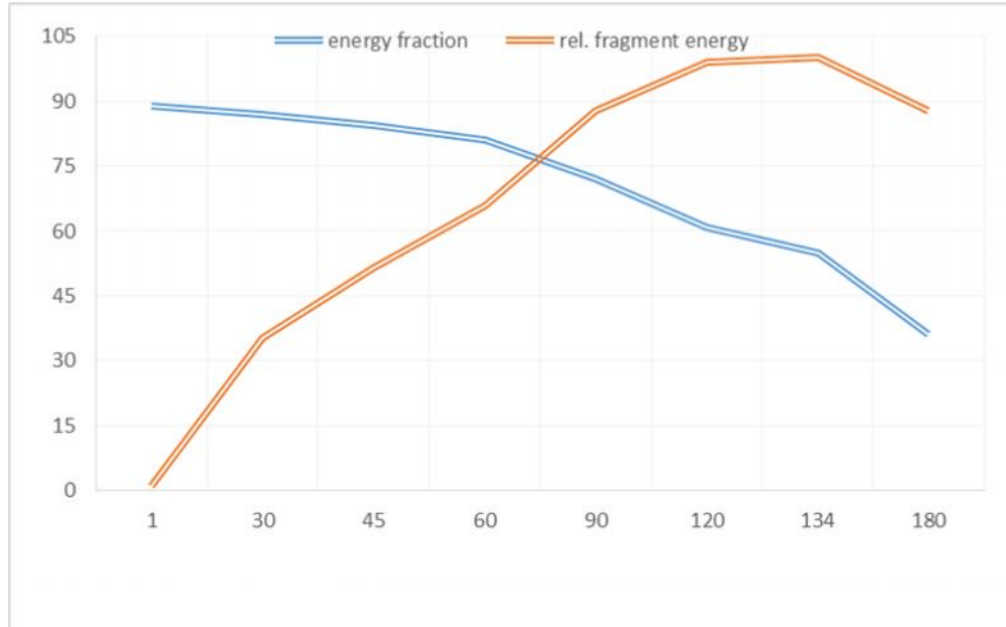
* Values shown can be achieved under optimum conditions. Applications approaching these values should be reviewed by Barden Product Engineering.

FUENTE:

http://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&escr=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Ffairgroupamerica.com%2Ffiles%2Fadmin%2Ftech_data%2Fbarden%2520g%2520lube%2520codes.pdf&ei=fpm1U6X7Mlm_sQtj3YCQCQ&usg=AFQjCNGW8GpTwRy_g2wPA0qWYUunnLblrA, 22/05/2014

APÉNDICE N

ENERGÍA RELATIVA



ángulo (grados)	1	30	45	60	90	120	134	180
ángulo (radianes)	0.0174 5	0.5235 9	0.78539	1.04719 8	1.57079 6	2.09439 5	2.3387 4	3.14159 3
radio	1	1	1	1	1	1	1	1
centro de gravedad	0.6666 5	0.6590 7	0.64966	0.63662	0.60021 1	0.55132 9	0.5247 9	0.42441 3
(centro de gravedad) ²	0.4444 3	0.4343 8	0.42206	0.40528 5	0.36025 3	0.30396 4	0.2754 0	0.18012 7
k ²	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
fracción de energía	88.886 6	86.876 5	84.4125 5	81.0569 5	72.0506 2	60.7927 1	55.080 2	36.0253 1
energía de fragmento	0.4938 1	14.479 4	21.1031 4	27.0189 8	36.0253 1	40.5284 7	41.004 1	36.0253 1
energía de 190ragment relativa	1.2043 1	35.312 1	51.4658 8	65.8933 2	87.8577 6	98.8399 8	100	87.8577 6

APÉNDICE O

CÁLCULO DE MASA EFECTIVA

M_1 , es la masa del fragmento del rotor.

$$M_1 = M_{rotor} \times \frac{N}{360} \quad (1)$$

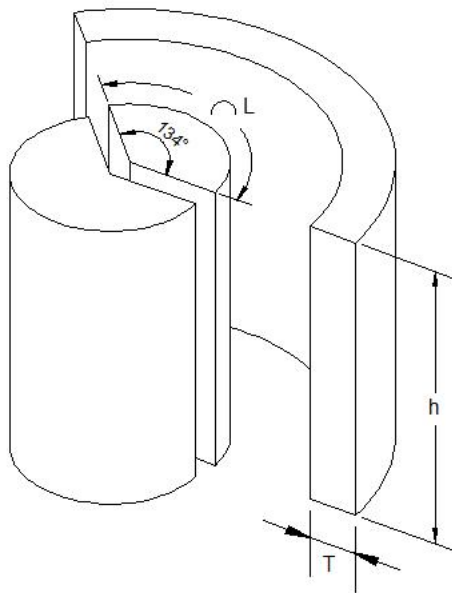
Donde

N, tamaño de fragmento en función de grados del sector.

$$M_1 = 17.2kg \times \frac{134}{360} = 6.40kg \quad (2)$$

La masa M_2 , es la masa de la barrera que es afectada por el fragmento.

M_2 se calcula con el volumen de barrera que está en contacto con el fragmento. Este volumen comprende el área transversal de la barrera, que es una función del espesor, que se extiende a lo largo de la longitud de arco del fragmento L . Véase figura a continuación.



$$L = 2 \times \pi \times R_{rotor} \times \frac{N}{360} \quad (3)$$

Para valor de R_{rotor} véase tabla 3.4.5

$$L = 2 \times \pi \times 0.06m \times \frac{134}{360} = 0.1404m \quad (4)$$

Sabiendo que:

$$m = \rho \times V \quad (5)$$

Para calcular las masas m_{21} , m_{22} , previamente se deben conocer los volúmenes de V_{21} , V_{22} .

$$V_{21} = (h \times T) \times L \quad (6)$$

$$V_{22} = (3T \times T) \times L \quad (7)$$

Donde:

h , altura del fragmento, véase ecuación 3.5.1

T , espesor de barrera.

El material seleccionado es AISI 4142 lo cual permite conocer la densidad. Además el espesor inicialmente asumido es 0.03m.

Reemplazando (6) en (5)

$$m_{21} = 7,850 \frac{kg}{m^3} \times [(0.2m \times 0.03m) \times 0.1404m] = 6.6kg \quad (8)$$

Reemplazando (7) en (5)

$$m_{22} = 7,850 \frac{kg}{m^3} \times [3 \times (0.03m)^2 \times 0.1404m] = 30.69kg \quad (9)$$

$$M_2 = m_{21} + 0.34m_{22} \quad (10)$$

$$M_2 = 17.04kg \quad (11)$$

APÉNDICE P



ALLOY STEELS – 4140/4142

AISI/SAE 4140/42

Chromium-Molybdenum Alloy Machinery Steel

TYPICAL ANALYSIS	4140	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo
		.40	.85	.20	.025	.25	.90	.20
4142	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo	
	.42	.83	.006	.005	.28	1.02	.22	

CHARACTERISTICS

These chromium-molybdenum alloys are among the most widely used and versatile machinery steels. The chromium content provides good hardness penetration and the molybdenum imparts uniformity of hardness and strength. They respond readily to heat treatment and tensile strengths in the order of 170,000 psi for small sections and 140,000 psi for larger sections are attainable, all combined with good ductility and resistance to shock. They may be used in both high and low temperature applications and also in sour gas environments with appropriate heat treatments. In the hardened and tempered condition these steels possess good wear resistance which may be considerably increased by flame or induction hardening. Alternatively, they may be nitrided. In the annealed condition, bars are supplied to a hardness of HB 207 approximately. Some sizes may be calcium treated. The 4140/42 Product is also available in a precision ground surface finish (25RMS Max).

TYPICAL APPLICATIONS

Shafts, gears, bolts, studs, connecting rods, spindles, tool holders. A wide variety of "oil patch" applications, drill collars, Kelly bars, tool joints, subs, couplings etc.

THERMAL TREATMENT

Forging	Commence 1200°C max. Finish 950°C
Annealing	815°C/850°C Cool slowly in furnace
Normalizing	870°C/900°C Cool in air
Hardening	820°C/870°C Oil quench
Tempering	Not usually below 430°C and up to 700°C according to the properties required.

MECHANICAL PROPERTIES

Annealed:	
Tensile Strength psi:	100,000 minimum
Elongation %:	18% minimum
Reduction of Area %:	50% min
Hardness:	22 RC max
Charpy V-Notch at -50°F	20 FT LBS average- Minimum 15 FT LB
Reduction Ratio	Minimum 4:1

Heat treated to HRC 22 maximum for sour gas service. Minimum tempering temp 1150° F. Conforms to NACE Standard MR01-75. Also meets the tensile requirements of L80 as below

Heat Treated and Stress Relieved to requirements of ASTM A434CL BC/BD ≥ 3" To 9.5" minimum values

Size – inches	3.5" dia		5.75" dia		9.5" dia	
	BC	BD	BC	BD	BC	BD
Tensile Strength, psi	115K	140K	110K	135K	105K	130K
Yield Strength, psi	95K	110K	85K	105K	80K	100K
Elongation (%)	16	14	16	14	15	14
Reduction of Area (%)	45	35	45	35	40	35

Heat treated to requirements of ASTM A.193 Grade B7 – Up to 2.5" Diameter, Minimum Values

	Up to 2.5"	>2.5 to 4"
Tensile strength, psi:	125,000	115,000
Yield strength, psi	105,000	95,000
Elongation (%)	16%	16%
Reduction of Area (%)	50%	50%

HB Maximum	321 HB	302 HB		
Annealed - Typical				
Size - inches	1"	2"	4"	8"
Tensile strength, psi	diameter	diameter	diameter	diameter
Yield strength, psi	98,000	102,000	101,000	100,000
Elongation (%)	61,000	62,000	57,000	58,500
Reduction of Area (%)	23	26	25	21
HB	54	55	56	59
Machinability	197	212	202	197
	66	66	66	66

4142 Hot Rolled Heat Treat Steel

[Analysis](#)

[Mechanical Properties](#)

[Applications](#)

[Machinability and Weldability](#)

[Heat Treating](#)

[Tolerances](#)

[Speedy Metals Items](#)

4142 HRHT is a chromium-molybdenum alloy steel that has been hardened to 27 to 32 Rockwell C and is ready to use while still machinable and of exceedingly high strength. The chromium content provides good hardness penetration, and the molybdenum imparts uniformity of hardness and high strength. 4142 resists creep in temperatures up to 1000° F and maintains its properties even after long exposure at these relatively high working temperatures. Other desirable properties include good wear resistance, excellent toughness and good ductility in the quenched and tempered condition. 4142 HRHT is produced in rounds with its ready to use hardness with no further thermal treatments necessary.

ANALYSIS

Carbon (C)	Manganese (Mn)	Silicon (Si)	Chromium (Cr)	Molybdenum (Mo)	Phosphorus (P) <small>(Max)</small>	Sulfur (S) <small>(Max)</small>
0.4-0.45	0.7-1	0.205-0.35	0.8-1.1	0.15-0.25	0.04	0.04

4142 cold roll bars conforms to ASTM A-193 Grade B7, ASTM A434 Grades BC and BU

MECHANICAL PROPERTIES

Tensile Strength (PSI)	Yield Strength (PSI)	Reduction of Area	Elongation in 2"	Brinell Hardness
140,000	90,000	45	20	265

The above values are average and may be considered as representative of 4142 HRHT

APPLICATIONS

4142 HRHT can be used for as wide variety of applications where greater toughness and wear resistance is needed over lower carbon grades. Typical applications include ejectors, back up and support tooling, cams, drill collars, bolts, studs, couplings, reamer bodies, axes, shafting, piston rods, rams, hydraulic machinery shafts, gears, sprockets, valves, chain links, spindles, tool bodies, tool holders, tie rods, boring bars, machinery parts and components, etc. This material roll threads, knurls, and may be plated.

MACHINEABILITY AND WELDABILITY

4142 has a machinability rating at 63% of B1112. Average cutting speed 95 ft/min. 4142 HRHT is not recommended for welding. It is best suited for welding in the annealed state, with preheating prior to welding and stress relieving after the welding operation.

HEAT TREATING

4142 HRHT is pre-hardened to 27-32 Rockwell C (261/321 Brinell) and is used where no further heat treating after machining is needed due to the likelihood of warpage. 4142 HRHT can be flame hardened at wear parts to approximately 0.5% of a 1.00 carbon steel.

TOLERANCES

Rounds

Size	Over	Under	Out of Round
To 5/16" incl	.005	.005	.008
Over 5/16 to 7/16" incl	.006	.006	.009
Over 7/16 to 5/8" incl	.007	.007	.010
Over 5/8 to 7/8" incl	.008	.008	.013
Over 7/8 to 1-1/8" incl	.010	.010	.015
Over 1-1/8 to 1-1/4" incl	.011	.011	.016
Over 1-1/4 to 1-3/8" incl	.012	.012	.018
Over 1-3/8 to 1-1/2" incl	.014	.014	.021
Over 1-1/2 to 2" incl	.015	.015	.023
Over 2 to 2-1/2" incl	.031	-	.023
Over 2-1/2 to 3-1/2" incl	.047	-	.035
Over 3-1/2 to 4-1/2" incl	.063	-	.046

APÉNDICE Q

CÁLCULO DE σ_{yd} , τ_d , A y P

En el apéndice O se muestran las propiedades del acero HRS 4142

Esfuerzo de fluencia, $\sigma_y = 90,000\text{psi}$, esfuerzo de último de tensión $\sigma_{ult} = 140,000\text{psi}$

σ_{prom} , Esfuerzo promedio de tensión

$$\sigma_{prom} = \frac{90,000 + 140,000}{2} = 115,000\text{psi}$$

$$\sigma_{prom} = 792.89\text{MPa}$$

τ , Esfuerzo cortante

$$\tau = \sigma_{ult} \times 0.5$$

$$\tau = 140,000\text{psi} \times 0.5$$

$$\tau = 482.63\text{MPa}$$

A , Área de contacto entre fragmento y barrera.

$$A = 2 \times \pi \times R_{rotor} \times h \times \frac{N}{360}$$

(1)

Para valor de h véase ecuación 3.5.1, para valor R_{rotor} véase tabla 3.4.5

$$A = 2 \times \pi \times 0.06\text{m} \times 0.2\text{m} \times \frac{134}{360} = 0.028\text{m}^2$$

(2)

P , Perímetro de contacto entre fragmento y barrera

$$P = (2 \times h) + (2 \times L)$$

Para valor de L véase apéndice O, ecuación 4

$$P = (2 \times 0.2\text{m}) + (2 \times 0.1404\text{m}) = 0.68\text{m}$$

(3)

Stocklist

Ohio
One phone call is all it takes.

Call toll-free
800-366-7473

Local
330-305-8262

Fax
330-305-8220

Website:
www.specialtypipe.com

Email:
Steve Baroff
sbaroff@specialtypipe.com

Ron Ramirez
ronramirez@specialtypipe.com

Bill Austin
baustin@specialtypipe.com

Lauri Gil
lgil@specialtypipe.com

Bryan Danks
bdanks@specialtypipe.com

Mark McCallister
mmccallister@specialtypipe.com



APÉNDICE R Dimensiones de tubo de pared gruesa


O.D.	Description	Wall	I.D.	Weight
11750	HFSMT-1026 3/4-106	.875	10.000	137.63
11750	HFSMT-1026 3/4-106	1.000	9.750	114.81
11750	HRS 41.4 & 4142	1.000	9.750	114.81
11750	HFSMT-1026 3/4-106	1.125	9.500	127.86
11750	HRS A-106	1.142	9.465	120.98
11750	HFSMT-1026 3/4-106	1.250	9.250	140.18
11750	HFSMT-1026 3/4-106	1.500	8.750	134.21
11750	HRS 41.4 & 4142	1.500	8.750	164.21
11750	HFSMT-1026 3/4-106	1.750	8.250	136.90
11750	HRS MT-1026 3/4-106	2.000	7.750	208.26
11750	HRS 41.4 & 4142	2.000	7.750	238.28
11750	HFSMT-1026 3/4-106	2.500	6.750	246.96
11750	HRS 41.4 & 4142	2.500	6.750	246.96
12000	HFSMT-1026 3/4-106	.500	11.000	51.41
12000	HRS MT-1026 3/4-106	.750	10.900	90.11
12000	HRS 41.4 & 4142	.750	10.900	90.11
12000	HFSMT-1026 3/4-106	1.000	10.000	117.46
12000	HRS 41.4 & 4142	1.000	10.000	117.46
12000	HFSMT-1026 3/4-106	1.250	9.500	143.51
12000	HRS 41.4 & 4142	1.250	9.500	143.51
12000	HFSMT-1026 3/4-106	1.500	9.000	138.21
12000	HRS 41.4 & 4142	1.500	9.000	138.21
12000	HRS MT-1026 3/4-106	1.750	8.900	191.57
12000	HRS 41.4 & 4142	1.750	8.900	131.57
12000	HFSMT-1026 3/4-106	2.000	8.000	213.60
12000	HRS 41.4 & 4142	2.000	8.000	213.60
12000	HFSMT-1026 3/4-106	2.250	7.500	234.29
12000	HRS MT-1026 3/4-106	2.500	7.000	233.65
12000	HRS 41.4 & 4142	2.500	7.000	233.65
12000	HFSMT-1026 3/4-106	3.000	6.000	288.36
12000	HRS 41.4 & 4142	3.000	6.000	288.36
12250	HFSMT-1026 3/4-106	.750	10.750	91.12
12250	HRS MT-1026 3/4-106	1.000	10.250	120.15
12250	HFSMT-1026 3/4-106	1.250	9.750	146.85
12250	HRS MT-1026 3/4-106	1.500	9.250	172.22
12375	HRS 41.4	2.000	8.375	227.61
12500	HFSMT-1026 3/4-106	.500	11.500	54.06
12500	HRS 41.4	.500	11.500	64.06
12500	HFSMT-1026 3/4-106	.750	11.000	94.12
12500	HRS MT-1026 3/4-106	1.000	10.900	122.82
12500	HRS 41.4 & 4142 & 0847	1.000	10.900	122.82
12500	HFSMT-1026 3/4-106	1.250	10.000	130.19
12500	HRS 41.4 & 4142	1.250	10.000	130.19
12500	HFSMT-1026 3/4-106	1.500	9.500	176.22
12500	HRS 41.4 & 4142	1.500	9.500	176.22
12500	HFSMT-1026 3/4-106	1.750	9.000	230.92
12500	HRS 41.4 & 4142	1.750	9.000	230.92
12500	HRS MT-1026 3/4-106	2.000	8.900	224.26
12500	HFS 41.4 & 4142	2.000	8.900	224.26
12500	HRS 41.4 & 4142	2.250	8.000	246.31
12500	HFSMT-1026 3/4-106	2.500	7.600	257.00
12500	HRS 41.4 & 4142	2.500	7.500	257.00
12500	HRS MT-1026 3/4-106	2.750	7.000	286.36

FUENTE: Specialty Pipe & Tube Stocklist 2012 – 2013 stocklist

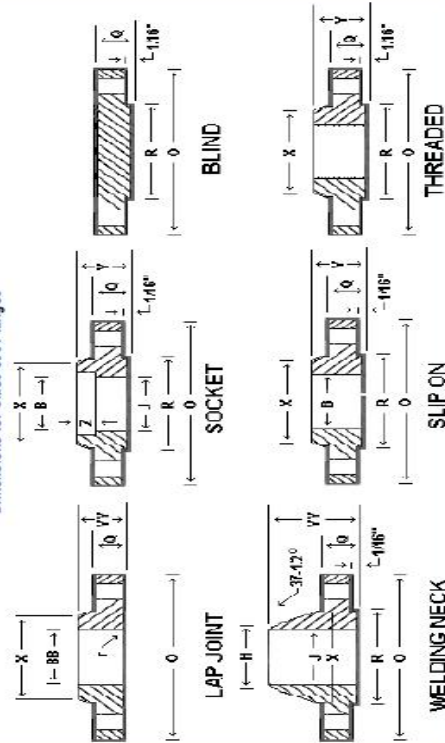
APÉNDICE S

Dimensiones de Bridas

Flange Dimension 300



Dimensions for Class 300 Flanges



Nom. Pipe Size (Inches)	WELDING NECK										SLIP ON							THREADED			
	O	Q*	R	X	No. and st Dia. of Bolt Holes	Bolt Circle Dia.	Y*	H	J	Y	B	R	W	BB	Z	C	T				
1/2	3.75	0.55	1.38	1.50	40.62	2.62	2.06	0.94	0.82	0.88	0.86	0.12	0.88	0.90	0.38	0.53	0.62				
3/4	4.62	0.62	1.69	1.88	40.75	3.25	2.35	1.05	0.92	1.00	1.00	0.12	1.00	1.11	0.44	1.4	0.62				
1	4.88	0.69	2.00	2.12	40.75	3.50	2.44	1.32	1.05	1.06	1.36	0.12	1.06	1.38	0.50	1.41	0.69				
1 1/4	5.25	0.75	2.50	2.50	40.75	3.88	2.56	1.96	1.38	1.06	1.70	0.19	1.06	1.72	0.56	1.75	0.81				
1 1/2	6.12	0.81	2.88	2.75	40.88	4.50	2.69	1.90	1.51	1.19	1.85	0.25	1.19	1.97	0.62	1.99	0.88				
2	6.50	0.88	3.62	3.31	80.75	5.00	2.75	2.38	2.07	1.31	2.44	0.31	1.31	2.46	0.88	2.50	1.12				
2 1/2	7.50	1.00	4.12	3.64	80.88	5.88	3.00	2.88	2.47	1.50	2.94	0.31	1.50	2.97	0.75	3.00	1.25				
3	8.25	1.12	5.00	4.62	80.88	6.62	3.12	3.50	3.07	1.69	3.57	0.38	1.69	3.60	0.81	3.63	1.25				
3 1/2	9.00	1.19	5.50	5.25	80.88	7.25	3.19	4.00	3.55	1.75	4.07	0.38	1.75	4.10	1.40	4.3	1.44				
4	10.00	1.25	6.19	5.75	80.88	7.88	3.38	4.50	4.03	1.88	4.57	0.44	1.88	4.60	1.44	4.63	1.44				
5	11.00	1.38	7.31	7.00	80.88	9.25	3.88	5.56	5.05	2.00	5.06	0.44	2.00	5.09	1.69	5.69	1.69				
6	12.50	1.44	8.50	8.12	120.88	10.62	3.88	6.53	6.07	2.06	6.72	0.50	2.06	6.75	1.81	6.75	1.81				
8	15.00	1.62	10.62	10.25	121.00	13.00	4.38	8.63	7.88	2.44	8.72	0.50	2.44	8.75	2.00	8.75	2.00				
10	17.50	1.88	12.75	12.62	161.12	15.25	4.62	10.75	10.32	2.62	10.88	0.50	2.62	10.92	2.19	10.88	2.19				
12	20.50	2.00	14.75	14.75	161.25	17.75	5.12	12.75	12.00	2.88	12.88	0.50	4.00	12.92	2.38	12.94	2.38				
14	23.00	2.12	16.25	16.75	201.25	20.25	5.62	14.00		3.00	14.14	0.50	4.38	14.18	2.50	14.9	2.50				
16	25.50	2.25	18.00	19.00	201.38	22.50	5.15	16.00	To Be Specified by Purchaser	3.25	16.16	0.50	4.75	16.19	2.69	16.9	2.69				
18	28.00	2.38	21.00	21.00	241.38	24.75	6.25	18.00		3.50	18.18	0.50	5.12	18.20	2.75	18.9	2.75				
20	30.50	2.50	23.00	23.12	241.38	27.00	6.38	20.00		3.75	20.20	0.50	5.50	20.25	2.88	20.9	2.88				

FUENTE: <http://www.thermometriccorp.com/Links.htm>, 18/05/2014

APÉNDICE T
DIMENSIONES DE VARILLA ROSCADA

*

Size	Major Dia	Threads Per Inch	Pitch Dia	Minor Dia External ^a	Minor Dia Internal ^b	Minor Dia Area	Tensile Stress Area
#	inch	tpi	inch	inch	inch	sq. inch	sq. inch
#1*	0.073	64	0.0629	0.0544	0.0561	0.00218	0.00263
#2	0.086	56	0.0744	0.0648	0.0667	0.0031	0.0037
#3*	0.099	48	0.0855	0.0741	0.0764	0.00406	0.00487
#4	0.112	40	0.0958	0.0822	0.0849	0.00496	0.00604
#5	0.125	40	0.1088	0.0952	0.0979	0.00672	0.00796
#6	0.138	32	0.1177	0.1008	0.1042	0.00745	0.00909
#8	0.164	32	0.1437	0.1268	0.1302	0.01196	0.014
#10	0.19	24	0.1629	0.1404	0.1449	0.0145	0.0175
#12*	0.216	24	0.1889	0.1664	0.1709	0.0206	0.0242
¼	0.25	20	0.2175	0.1905	0.1959	0.0269	0.0318
5/16	0.3125	18	0.2764	0.2464	0.2524	0.0454	0.0524
3/8	0.375	16	0.3344	0.3005	0.3073	0.0678	0.0775
7/16	0.4375	14	0.3911	0.3525	0.3602	0.0933	0.1063
½	0.5	13	0.45	0.4084	0.4167	0.1257	0.1419
9/16	0.5625	12	0.5084	0.4633	0.4723	0.162	0.182
5/8	0.625	11	0.566	0.5168	0.5266	0.202	0.226
¾	0.75	10	0.685	0.6309	0.6417	0.302	0.334
7/8	0.875	9	0.8028	0.7427	0.7547	0.419	0.462
1	1	8	0.9188	0.8512	0.8647	0.551	0.606

FUENTE: <http://www.efunda.com/designstandards/screws/screwunc.cfm>, 20/05/2014

APÉNDICE U

PROPIEDADES DE VARILLA ROSCADA



ASTM A354

The ASTM A354 specification covers the chemical and mechanical requirements of quenched and tempered alloy steel bolts, studs, and other externally threaded fasteners 4" and under in diameter.

Two strength levels, grade BC and grade BD, are summarized in the chart below. This specification is unrestricted in its configuration and can be a headed bolt, bent bolt, or threaded rod.

GRADES

A354 BC	Lower in strength than grade BD
A354 BD	A354 grade BD bolts are higher in strength than A354 grade BC and equal in strength to ASTM A490 bolts. Unlike ASTM A490 however, the A354 BD specification is unrestricted in its configuration. Since A490 bolts are heavy hex structural bolts and do not exceed 1-1/2" diameter, specification A354 BD should be considered for anchor bolts, threaded rods, other styles of headed bolts, and bolts larger than 1-1/2" diameter where similar mechanical properties are desired. A354 grade BD does not require a magnetic particle test as is required by the A490 specification.

MECHANICAL PROPERTIES

Grade	Size	Tensile, ksi, min	Yield, ksi, min	Elong %, min	RA %, min
BC	1/4 – 2-1/2	125	109	16	50
	2-5/8 – 4	115	99	16	45
BD	1/4 – 2-1/2	150	130	14	40
	2-5/8 - 4	140	115	14	40

RECOMMENDED NUTS and WASHERS

Nuts			Washers
Grade BC		Grade BD	
Plain	Galvanized	Plain	
A563C Heavy Hex	A563DH Heavy Hex	A563DH Heavy Hex	F436

* Nuts of other grades load stresses greater than the specified grade are suitable. Refer to ASTM A563 Nut Compatibility Chart for details.

FUENTE: <http://www.npec.com.cn/ASTM%20Spec.asp>, 20/05/2014

DIMENSIONES DE VARILLA ROSCADA

*

Size	Major Dia	Threads Per Inch	Pitch Dia	Minor Dia External ^a	Minor Dia Internal ^b	Minor Dia Area	Tensile Stress Area
#	inch	tpi	inch	inch	inch	sq. inch	sq. inch
#1*	0.073	64	0.0629	0.0544	0.0561	0.00218	0.00263
#2	0.086	56	0.0744	0.0648	0.0667	0.0031	0.0037
#3*	0.099	48	0.0855	0.0741	0.0764	0.00406	0.00487
#4	0.112	40	0.0958	0.0822	0.0849	0.00496	0.00604
#5	0.125	40	0.1088	0.0952	0.0979	0.00672	0.00796
#6	0.138	32	0.1177	0.1008	0.1042	0.00745	0.00909
#8	0.164	32	0.1437	0.1268	0.1302	0.01196	0.014
#10	0.19	24	0.1629	0.1404	0.1449	0.0145	0.0175
#12*	0.216	24	0.1889	0.1664	0.1709	0.0206	0.0242
¼	0.25	20	0.2175	0.1905	0.1959	0.0269	0.0318
5/16	0.3125	18	0.2764	0.2464	0.2524	0.0454	0.0524
3/8	0.375	16	0.3344	0.3005	0.3073	0.0678	0.0775
7/16	0.4375	14	0.3911	0.3525	0.3602	0.0933	0.1063
½	0.5	13	0.45	0.4084	0.4167	0.1257	0.1419
9/16	0.5625	12	0.5084	0.4633	0.4723	0.162	0.182
5/8	0.625	11	0.566	0.5168	0.5266	0.202	0.226
¾	0.75	10	0.685	0.6309	0.6417	0.302	0.334
7/8	0.875	9	0.8028	0.7427	0.7547	0.419	0.462
1	1	8	0.9188	0.8512	0.8647	0.551	0.606

FUENTE: <http://www.efunda.com/designstandards/screws/screwunc.cfm>, 20/05/2014

APÉNDICE V
CÁLCULO DE ENERGÍA MÁXIMA DEL VOLANTE DE INERCIA

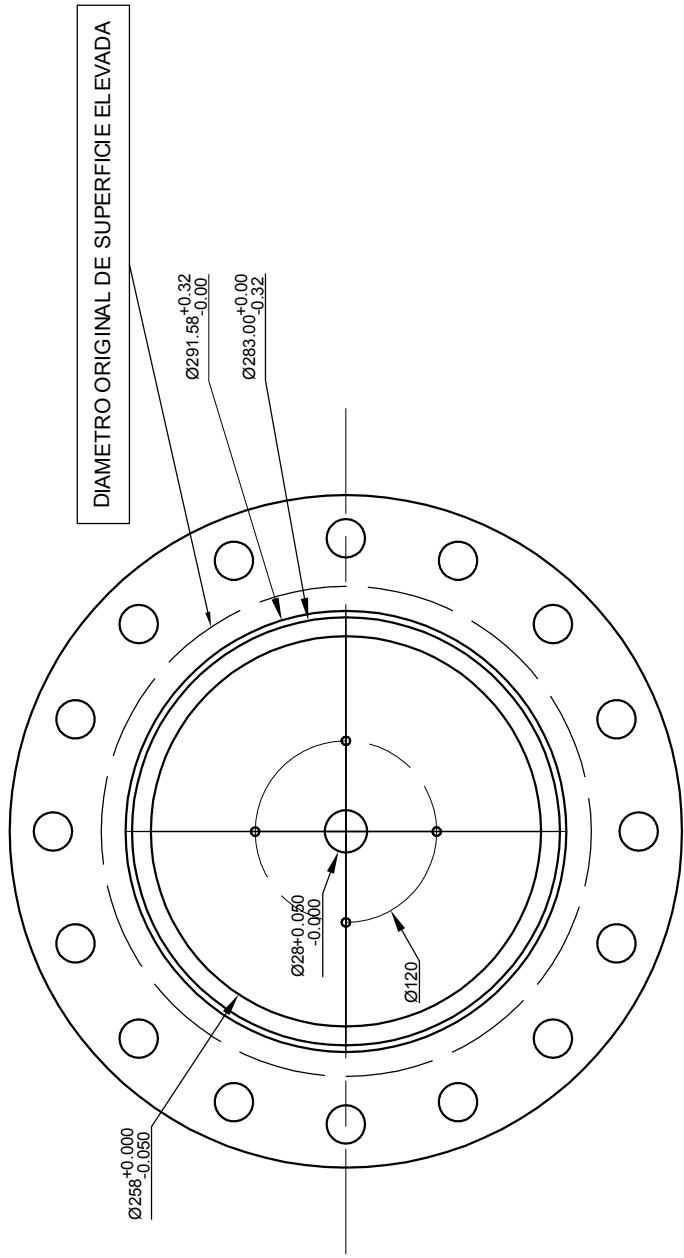
$$E = \frac{I\omega_{m\acute{a}s}^2}{2}$$

$\omega_{m\acute{a}s}$, véase 3.5.2

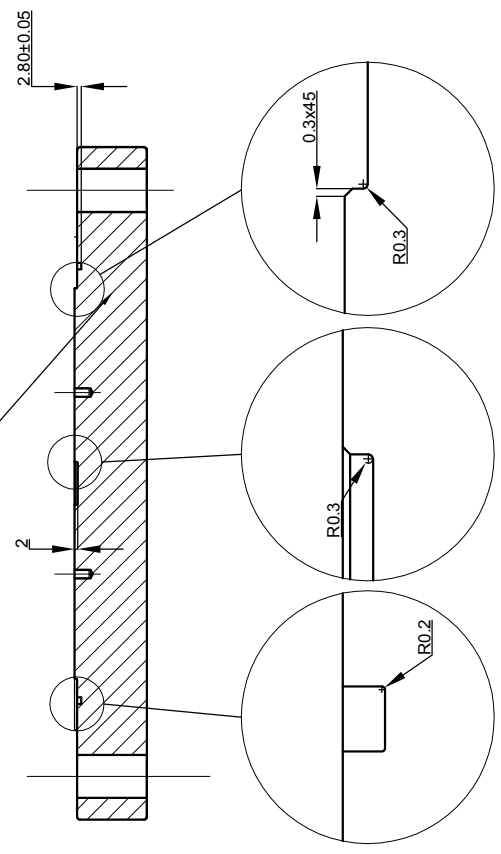
I , véase tabla 3.5.1

$$E = \frac{0.0319(\text{kg} \cdot \text{m}^4) \times (9,510 \text{rad} / \text{s})^2}{2}$$

$$E = 1,442,519.595 \text{J}$$



BRIDA CIEGA 10", ASME B16.5 CLASE 300

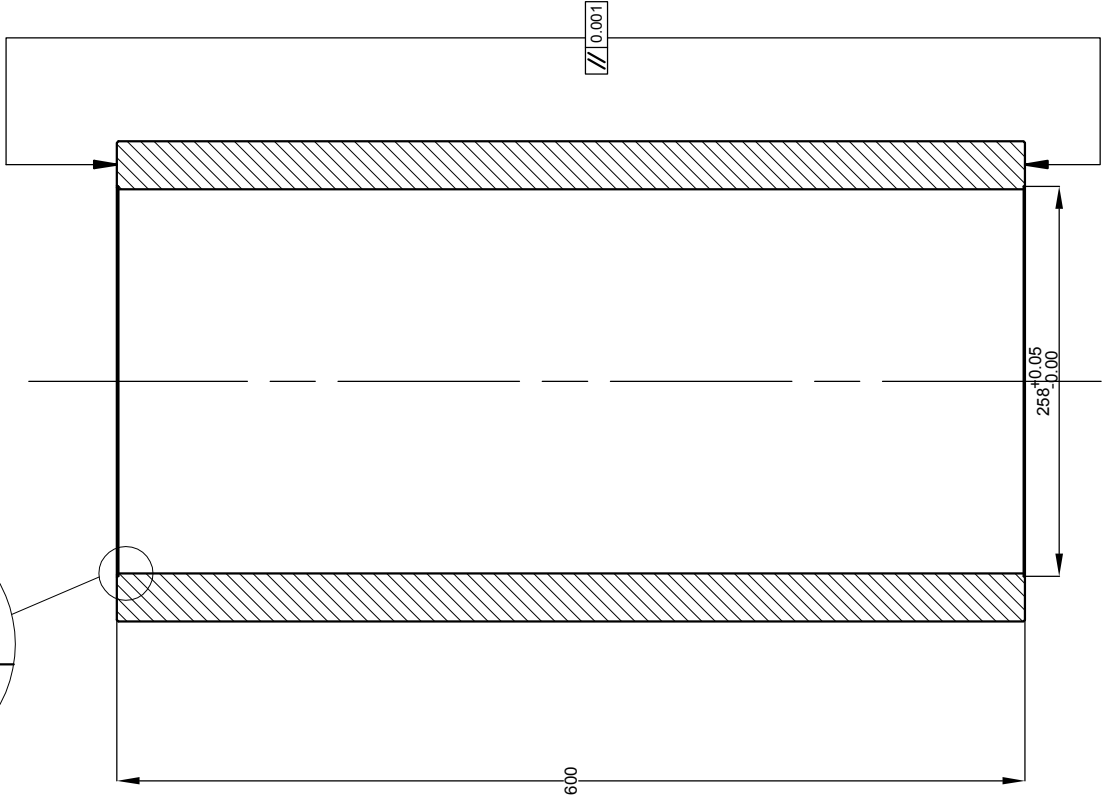
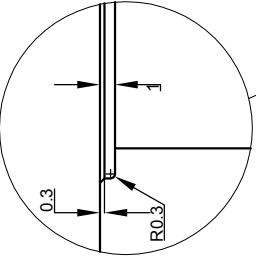


DETALLE D DETALLE E DETALLE F

fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:5
componente:	2
material:	10", ASME B16.5 CLASE 300
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768



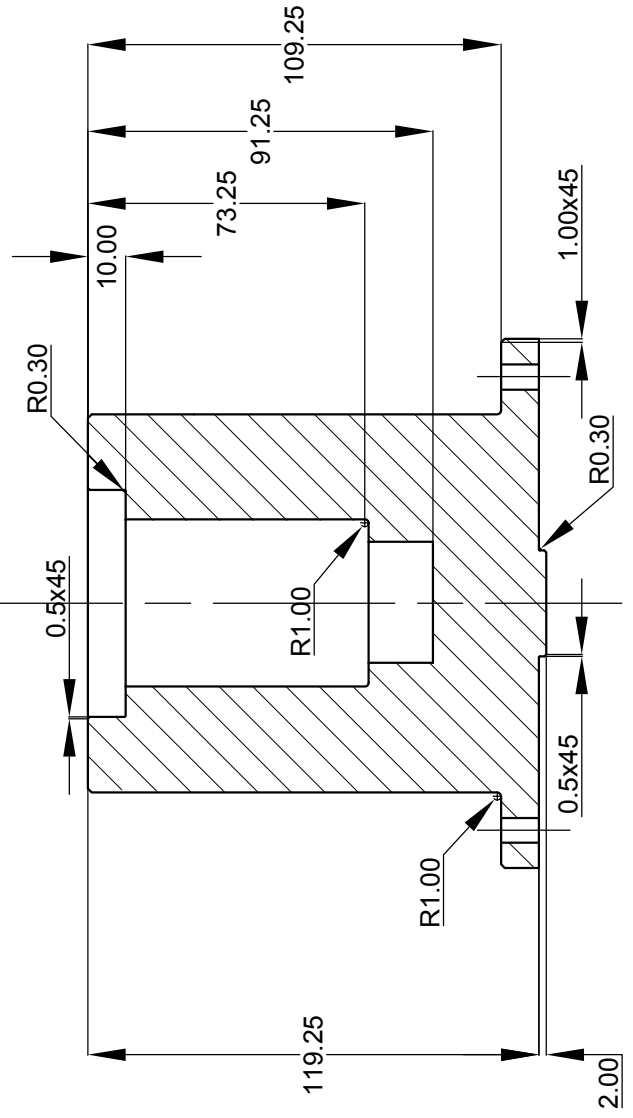
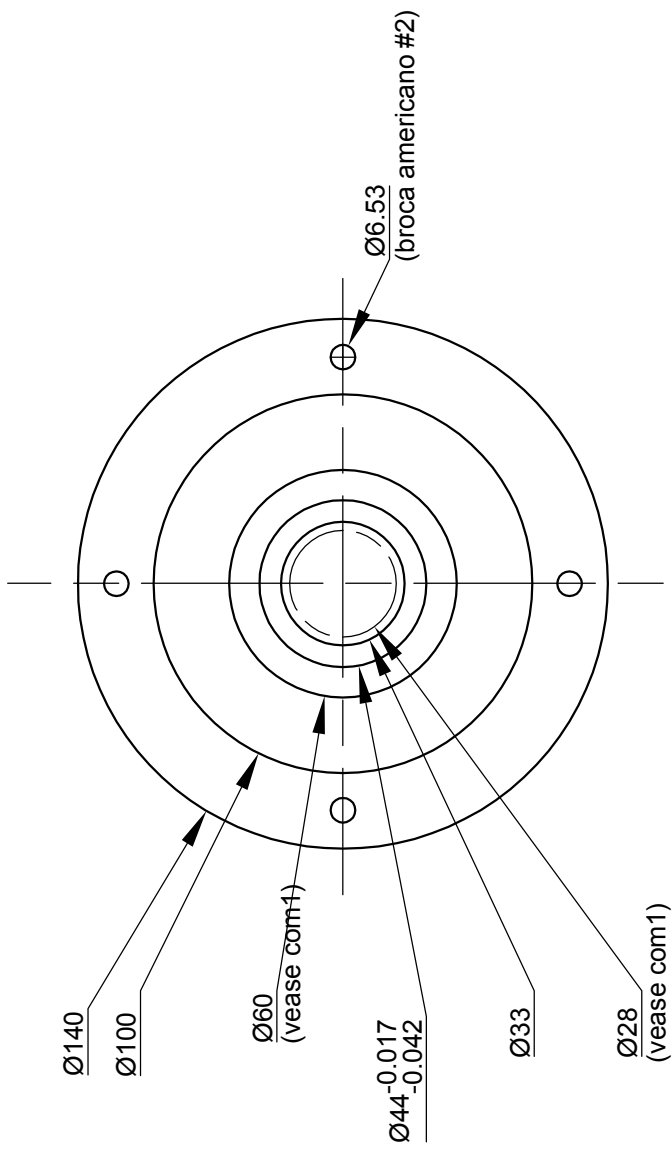
2. BRIDA CIEGA INFERIOR



fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:5
componente:	4
material:	TUBO PARED GRUESA 12.5" x 10", HRS4140
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768



3. CAMARA DE VACIO



fecha: 7/5/2014

hecho por: Grace Murga

escala: 1:2

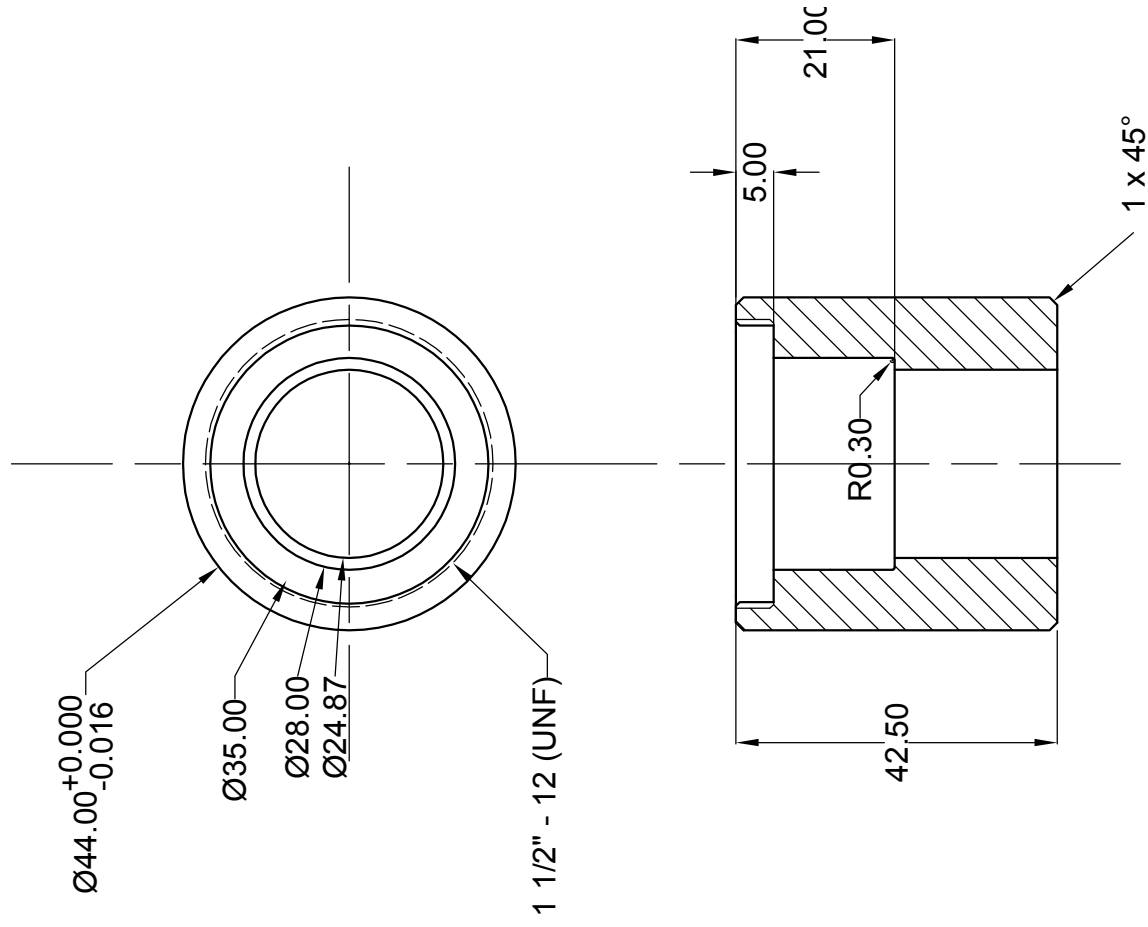
componente: 24

material: C110

tolerancias: tolerancias generales segun ISO 2768

4. SOPORTE IMANES INFERIORES

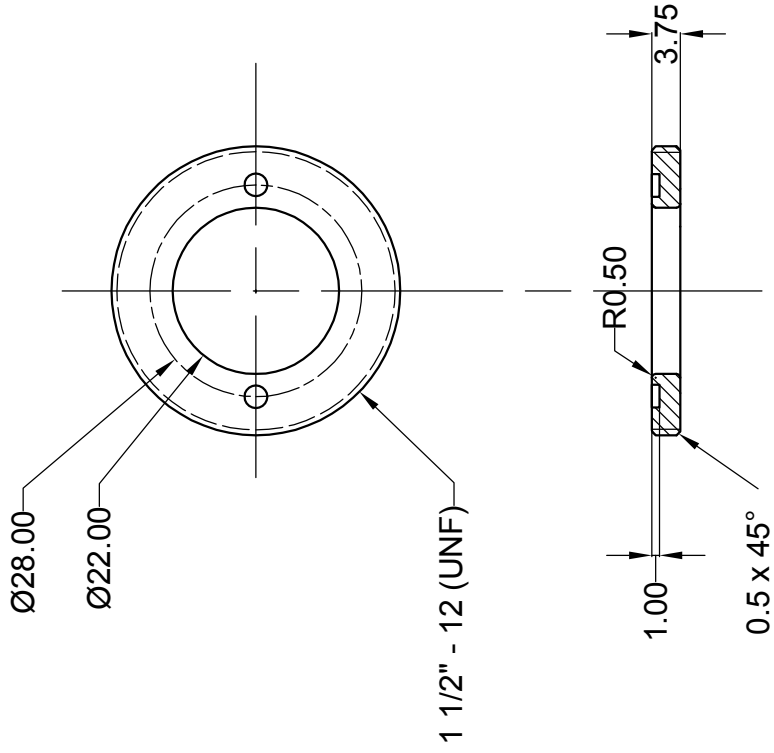




fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:1
componente:	20
material:	C110
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768

5. SOPORTE COJINETES DE EMERGENCIA



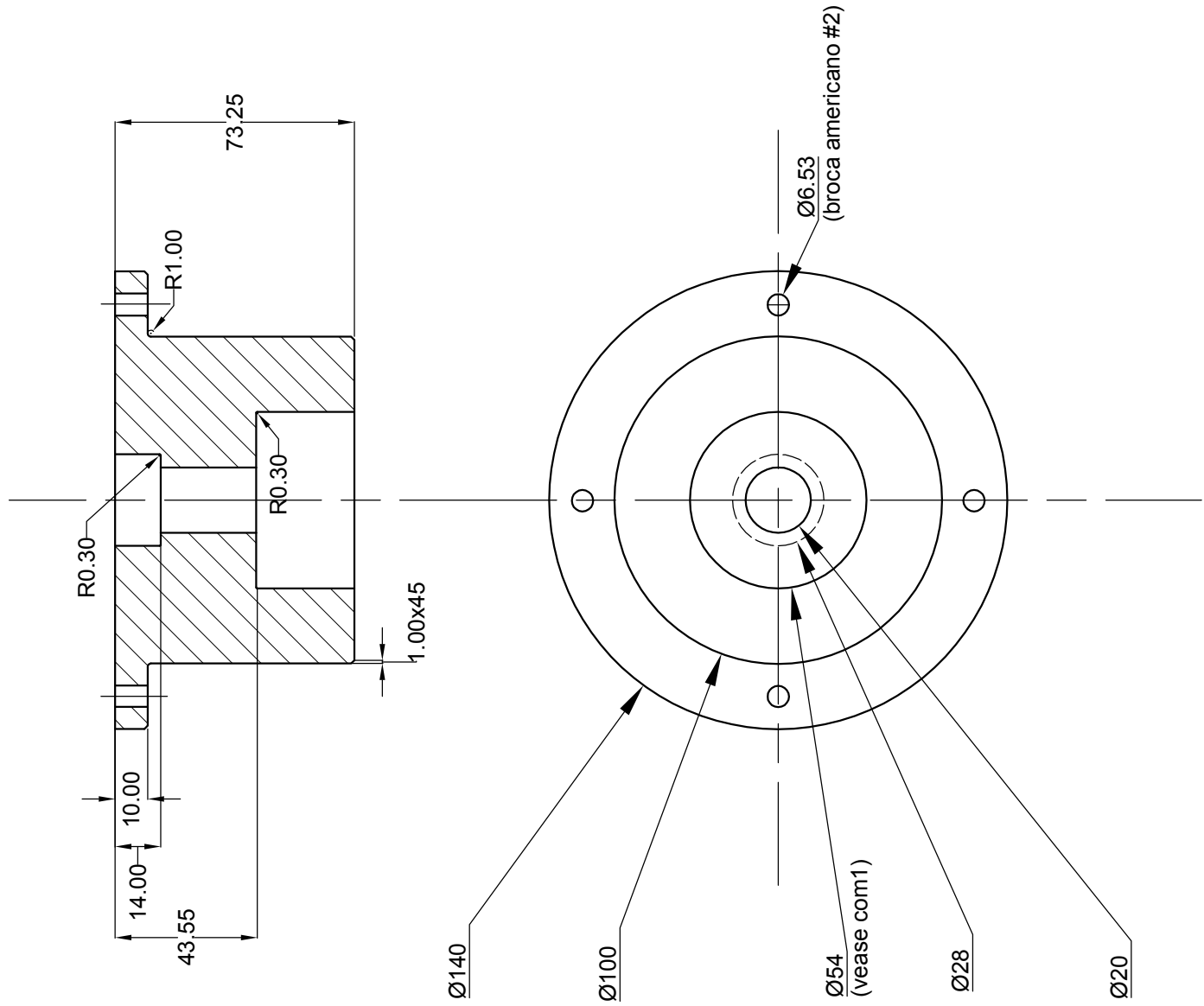


0

fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:1
componente:	18
material:	C-110
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768

6. TUERCA DE PRECARGA

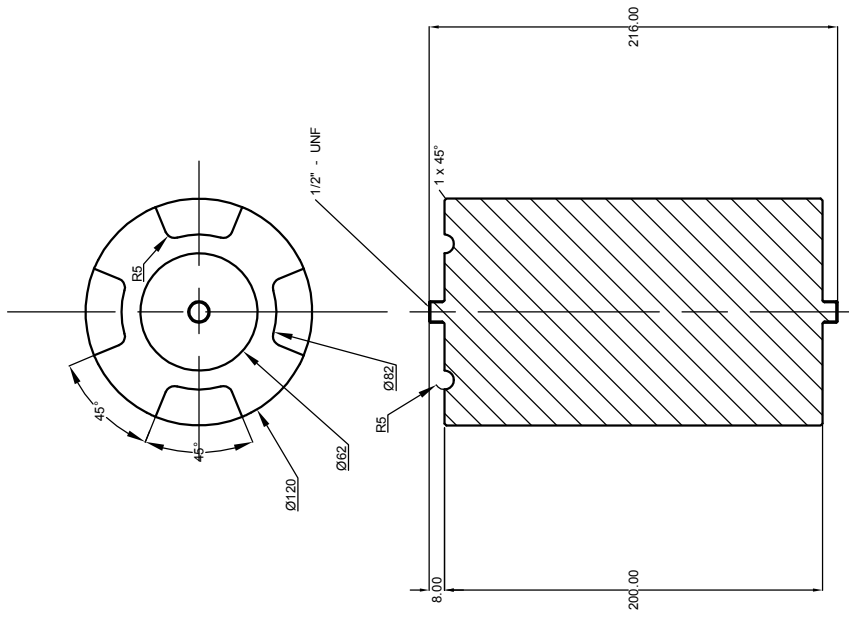




fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:2
componente:	9
material:	C-110
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768

7. SOPORTE IMANES SUPERIORES

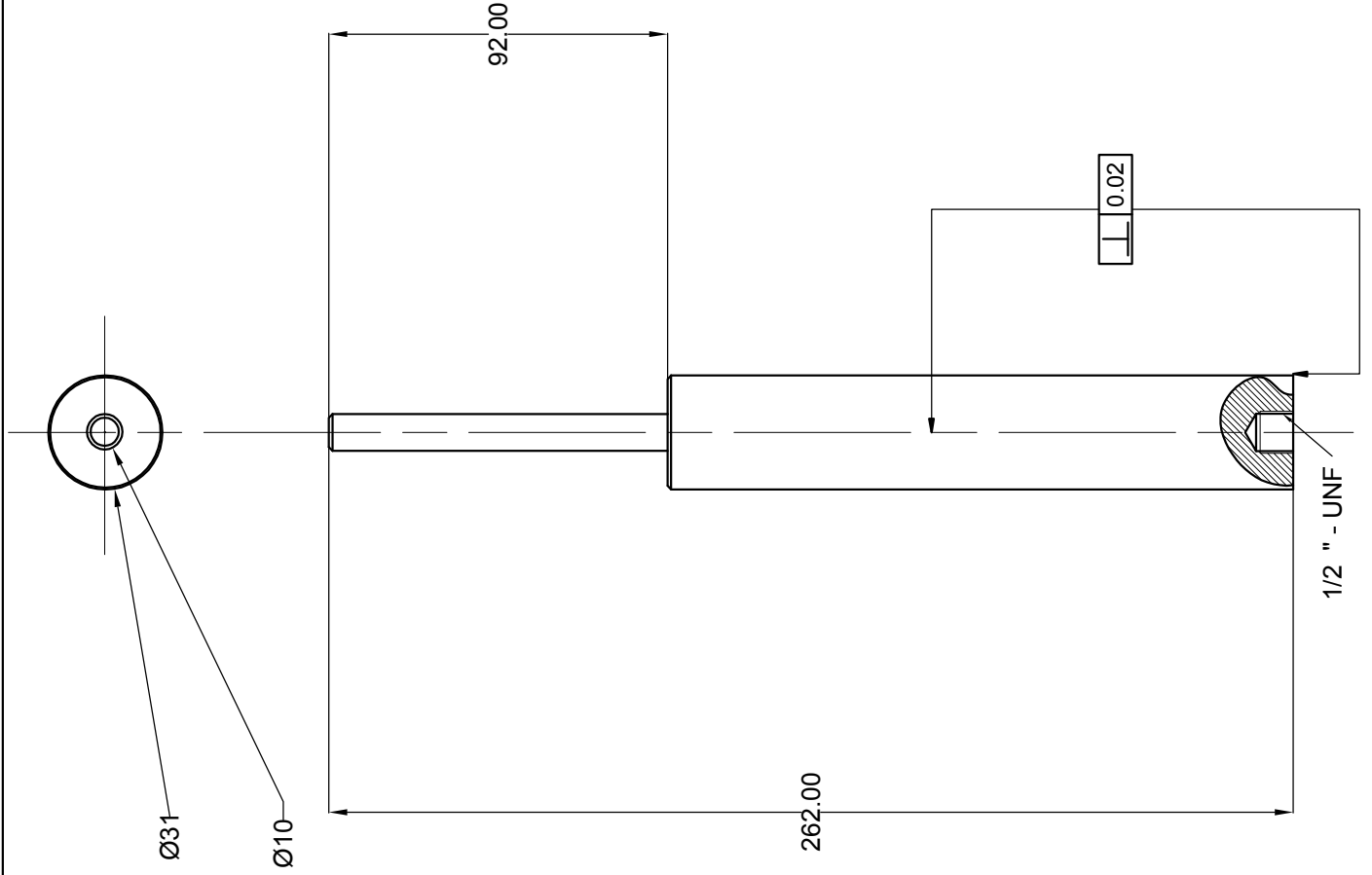




fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:4
componente:	6
material:	M300
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768

8. ROTOR

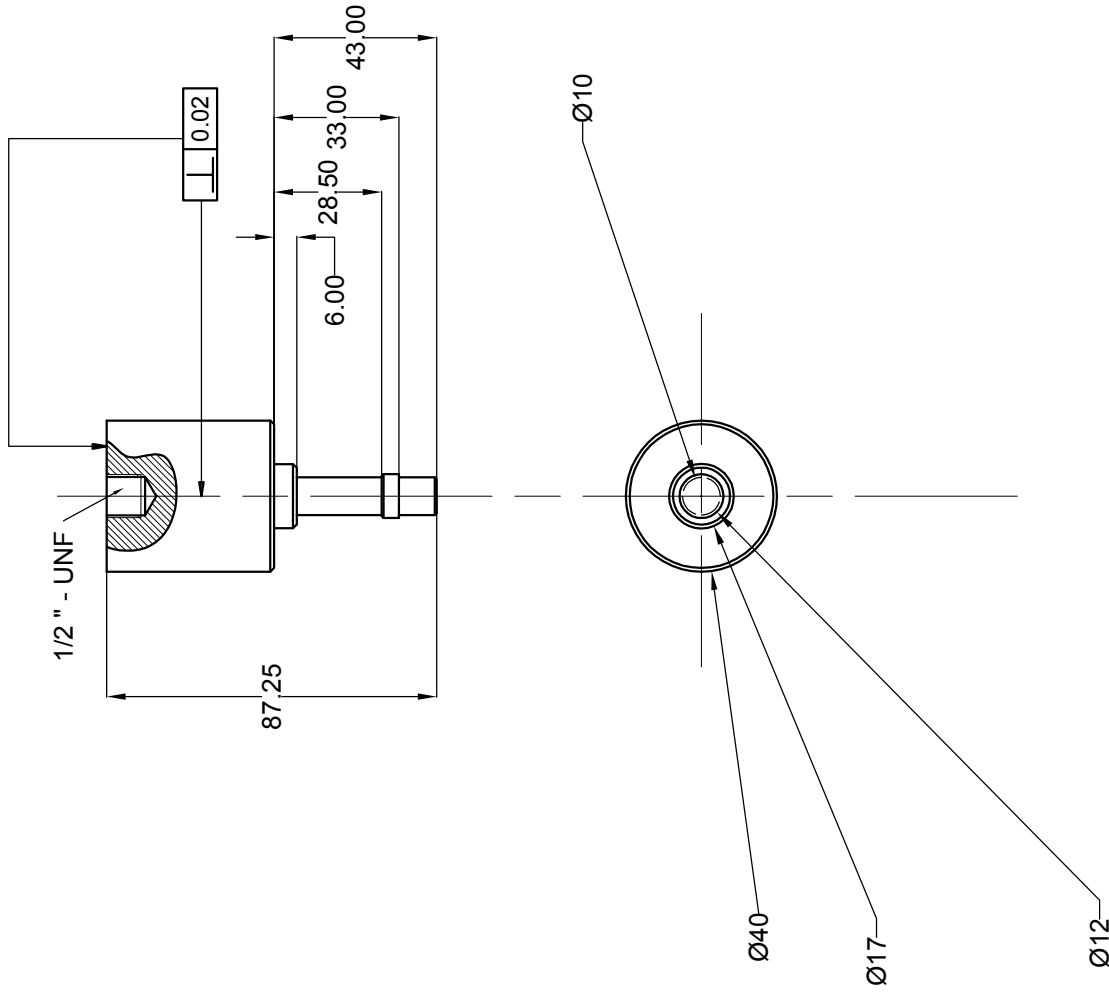




fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:2
componente:	7
material:	C110
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768



9. CILINDRO COJINETE SUPERIOR



fecha:	7/5/2014
hecho por:	Grace Murga
escala:	1:2
componente:	5
material:	C-110
tolerancias:	tolerancias generales segun ISO 2768



**10. CILINDRO CORRIENTES
EDDY**

BIBLIOGRAFIA

1. CONELEC. 2011. "Boletín estadístico sector eléctrico ecuatoriano".
2. Sánchez Zurita, C. 2012. "Identificación de las potenciales fuentes de obtención, aplicación y utilización de energías renovables y alternativas en el Litoral Ecuatoriano en comparación con el nivel tecnológico mundial, y la influencia de las leyes, políticas y lineamientos gubernamentales sobre las mismas para el centro de energías renovables y alternativas de la ESPOL (CERA-ESPOL)". Guayaquil. ESPOL
3. Battery Solutions
<http://www.batteryrecycling.com/Battery+Recycling+Process>
4. Organización Mundial de la Salud. 2014. "Intoxicación por plomo y salud" Nota descriptiva N. 379. (Disponible en <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs379/es/>)
5. Occupational Safety & Health Administration. 1991. "Substance data sheet for occupational exposure to lead". (Disponible en https://www.osha.gov/pls/oshaweb/owadisp.show_document?p_table=STANDARDS&p_id=10031)
6. Norton, R. L. 1999, "Diseño de Máquinas", México, Prentice Hall, Capítulo 9.13, Esfuerzos en los volantes, página 609.

7. US DEPARTMENT OF DEFENSE. 2003. "Department of defense handbook; Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures". Páginas 2-10, 2-12, 2-22, 2-59.
8. US DEPARTMENT OF DEFENSE MIL-S-8844D. 1987. "Military Specification; Steel bar, Reforging stock, and Mechanical Tubing, low alloy, premium quality". Páginas 7, 12.
9. Philip, T. V.; McCaffrey, T. J. "Ultra high-Strength Steels". En "ASM Handbook; Properties and Selection: Iron, Steels, and High-performance Alloys", Vol. 1, 434p.
10. Comsol®. 2012, "Axial Magnetic Bearing using permanent Magnets", página 2. (Disponible en <http://www.comsol.com/model/axial-magnetic-bearing-using-permanent-magnets-14367>)
11. Lemarquand, V.; Lemarquand, G. "Passive permanent magnet bearing for rotating shaft: analytical calculation". En Polajzer, B. "Magnetic Bearing, theory and application". Croacia, Sciyo, 2010, página 86.
12. Allaire P. 1997. Proceedings of MAG '97, Magnetic Bearings, Magnetic Drives, and Dry Gas Seals, Lancaster, PA. TECHNOMIC Publishing Company Inc. página 169.
13. Hagg, A. C.; Sankey, G.O. 1974. "The Containment of Disk Burst Fragments by Cylindrical Shells". Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 96(2), páginas 114, 115, 116.
14. Oak Ridge National Laboratory, "Evaluation of demo 1C composite flywheel rotor burst test and containment design, executive summary".

15. Cuenca, R.M; Gaines, L.L; Vyas, A.D. 1999. "Evaluation of electric vehicle production and operating costs", página 28, tabla 5.6.
16. Dixon, L.; Porche, I.; Kulic, J., 2002. "Driving Emissions to zero", Santa Mónica, CA. RAND Corporation, página 44.
17. Polka, D. 2001. "How to maintain a VFD", ABB Inc. Drives and power electronics, página 3.
18. MAGCRAFT®. 2007. "Permanent Magnet Selection and Design Handbook", página 11
19. Cuenca, R.M; Gaines, L.L; Vyas, A.D. 1999. "Evaluation of electric vehicle production and operating costs", página 36, tabla 6.2
20. Mott, Robert L. 2006. "Diseño de elementos de máquinas". México. Pearson Educación. Página 51.