



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS

RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TÍTULO:

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ESTUDIO DEL PROTOTIPO EFICIENTE DE UN COLECTOR SOLAR DISCO-PARABÓLICO, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN BASE A MOTORES STIRLING”.

TESIS DE GRADO PREVIO A
OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO ELECTROMECAÁNICO.

AUTORES:

ADRIANO NAYANTS GUZMÁN SHAKAY.

JORGE MANUEL RAMÍREZ CRIOLLO.

DIRECTOR DE TESIS:

ING. LUIS ARMANDO SALGADO VALAREZO.

LOJA – ECUADOR

2012
1859

CERTIFICACIÓN

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo.

DIRECTOR DE TESIS.

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ESTUDIO DEL PROTOTIPO EFICIENTE DE UN COLECTOR SOLAR DISCO-PARABÓLICO, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN BASE A MOTORES STIRLING”**, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: Adriano Nayants Guzmán Shakay y Jorge Manuel Ramírez Criollo, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Septiembre del 2012.

.....
Ing. Luis Armando Salgado Valarezo.

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis, les corresponden exclusivamente a sus autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja. Autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica, hacer uso del presente documento en lo conveniente.

.....

Adriano Nayants Guzmán Shakay

EGDO. ING. ELECTROMECAÁNICA

.....

Jorge Manuel Ramírez Criollo

EGDO. ING. ELECTROMECAÁNICA

DEDICATORIA

Este gran esfuerzo de mi vida va dedicado en especial a mí padre Lic. Ramón Guzmán, quien en vida me supo brindar todo su apoyo y sus consejos para mi formación en la sociedad. De igual forma, dedico el presente proyecto de tesis a mí querida madre Eudosia Shakay, y a mis hermanos Diana, Liliana, Alcides y Yadira, por su comprensión y apoyo constante para seguir hacia adelante. Igualmente, a mi esposa Miriam y a mi hijita Adrializ por su comprensión y el gran amor que les tengo, y por darme la esperanza y fortaleza para no decaer y seguir luchando hasta el final.

Dedico de manera especial este esfuerzo tan anhelado al Sr. Arq. Miguel Sebastián Díaz Agila, por sus sabios consejos y su voluntad de coadyuvar en mi desarrollo universitario, muchas gracias y que Dios le bendiga.

Adriano N. Guzmán S.

“Dedico el presente proyecto de tesis a mis padres: Juan Ramírez y Teresita Criollo, a mi abuelita Mariana Molina, a mis hermanos Jhon, Hugo, Jenny, Milton, Rosario, Eddy, Juan Pablo, Santiago, que gracias a su confianza, esfuerzo y trabajo permanente, me guiaron y ayudaron a salir adelante, a ellos debo mi eterna gratitud y futura vida profesional.”

Jorge M. Ramírez C.

AGRADECIMIENTO

Primeramente quiero agradecer a mi Dios “ARUTAM” por darme a mis padres quienes me dieron la vida, y gracias a su voluntad poder culminar con éxito esta etapa de mi vida.

De manera especial agradezco a mi padre Lic. Ramón Guzmán, formador de profesionales de la Educación, que siempre buscó el triunfo personal, familiar y para la sociedad “que ARUTAM lo tenga en su gloria”, por sus sabios consejos, demostrándome que en la vida con esfuerzo y perseverancia todo es posible. A mi madre, ser excepcional que se sacrifica hasta ver a sus hijos realizados, mis hermanos, mi esposa Miriam y a mi nenita hermosa “Adrializ” por la paciencia, comprensión y su incondicional apoyo en los momentos más difíciles de mi vida.

Extiendo mi agradecimiento eterno a toda mi familia por la entera confianza puesta en mí, y que con su apoyo y cariño me han dado la mano para cumplir mis objetivos propuestos. También, quiero agradecer a mis amigos que conjuntamente con ellos logramos sobreponernos a todos los obstáculos que se nos presentaron en la vida estudiantil y a mi compañero de tesis, Jorge Ramírez por su amistad y su valioso aporte para la realización de este proyecto.

Mi agradecimiento a los docentes de la carrera de Ing. Electromecánica por los valiosos conocimientos impartidos en el proceso de la carrera y a los docentes que me formaron a lo largo de mi vida universitaria. Así mismo, al Ing. Byron Solórzano, quien nos guió, ayudó y brindó su amistad en el desarrollo del proyecto ya que sin su ayuda no hubiese sido posible culminar con éxito este trabajo investigativo. Igualmente un agradecimiento sincero al Ing. Armando Salgado, quien más que nuestro profesor y director de tesis, ha sido un amigo y guía, ayudándonos durante la realización de este proyecto.

Adriano N. Guzmán S.

AGRADECIMIENTO

Quiero dar el más sincero agradecimiento a todas y cada una de las personas que me apoyaron y fueron partícipes de este trabajo, a mis padres, a mi abuelita quienes desde mi niñez fueron los precursores y mi guía para llegar a triunfar en la vida para nunca darme por venciendo ante las adversidades que se puedan presentar en el camino.

Un agradecimiento a los docentes, que me formaron a lo largo de mi carrera universitaria, al compañero Dagoberto Cuenca quien nos brindó su ayuda en este trabajo, al Ing. Byron Solórzano quien nos guió, ayudó y nos brindó su amistad, al Ing. Armando Salgado quien más que nuestro profesor y director de tesis, ha sido un gran amigo ayudándonos durante la realización de este proyecto ya que gracias a ello se pudo culminar con éxito este trabajo investigativo.

Doy gracias a Dios por pertenecer a la familia Ramírez Criollo, a mis hermanos y todos mis familiares tíos, primos, que siempre me brindaron su confianza y ayuda incondicional, también quiero agradecerle al compañero de tesis Adriano Guzmán quien colaboró impetuosamente para la elaboración de este trabajo.

Gracias a todos mis compañeros que me brindaron su apoyo cuando estuve internad mal de salud, gracias a todos ellos pude seguir con el curso de mis estudios y culminar con éxito mis estudios universitarios gracias a todos.

Jorge M. Ramírez C.

TABLA DE CONTENIDOS

Contenido	Pág.
CERTIFICACIÓN.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO	IV
TABLA DE CONTENIDOS	6
SIMBOLOGÍA	VI
1. TÍTULO.....	1
2. RESUMEN.....	2
3. INTRODUCCIÓN.....	4
4. REVISIÓN DE LITERATURA.....	6
4.1 Fundamentos de Energía Solar.....	6
4.1.1 El Sol.....	6
4.1.2 La Constante Solar.....	7
4.1.3 Radiación Extraterrestre Sobre una Superficie Horizontal.....	7
4.1.4 Radiación Directa, Difusa y Total.....	8
4.1.4.1 Radiación directa.....	8
4.1.4.2 Radiación difusa.....	9
4.1.4.3 Radiación total.....	9
4.1.5 Instrumentos de Medición Aplicados en Procesos Térmicos de Radiación Solar.....	10
4.1.5.1 Piranómetro	10
4.1.5.2 Termopares.....	10
4.2 Geometría Solar.....	11
4.2.1 Definiciones Geométricas.....	11
4.2.2 Posición del Sol: Coordenadas horarias.....	11
4.2.3 Posición del Sol: Coordenadas angulares.....	13
4.3 COLECTORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN.....	16
4.3.1 Generalidades.....	16
4.3.2 Partes Constitutivas de los Colectores Solares de Concentración.....	17
4.3.3 Colector Solar Disco-Parabólico.....	18

4.3.3.1 Generalidades.	18
4.3.3.2 Componentes del colector solar disco-parabólico.	19
4.3.4 El Motor Stirling.	22
4.4 ÓPTICA DE LOS MATERIALES.	24
4.4.1 Absortancia, reflectancia y transmitancia.	24
4.4.2 La Parábola.	26
4.4.3 Área de una Superficie de Revolución.	27
4.4.4 Imagen Solar Formada en el Plano Focal.	28
4.4.5 Relación entre el Ángulo de Borde y la Razón f/d.	29
4.4.6 Razón de Concentración.	30
4.4.7 Errores de Dispersión.	31
4.5 Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor.	34
4.5.1 Ley de Stefan-Boltzmann.	34
4.5.2 Máxima Temperatura Teórica del Receptor.	34
4.5.3 Calor Ganado o Cedido.	35
4.5.4 Captura de la energía óptica.	35
4.5.5 Eficiencia de una Máquina Térmica.	36
4.5.6 Curvas de eficiencia.	36
4.6 SISTEMAS mecánicos y elementos de máquinas.	36
4.6.1 Fuerzas y Equilibrio de un Sólido Rígido.	36
4.6.2 Sistemas de Fuerzas Bidimensionales.	36
4.6.2.1 Componentes rectangulares.	36
4.6.2.2 Condiciones de Equilibrio.	37
4.6.3 Momento Flector.	38
4.6.4 Momento torsor.	38
4.6.5 Factores de diseño.	39
4.6.6 Columnas.	40
4.6.6.1 Factor de diseño y carga admisible	40
4.6.6.2 Propiedades de la sección transversal de una columna.	40
4.6.6.3 Fijación de un extremo y longitud efectiva.	41
4.6.6.4 Relación de esbeltez.	42
4.6.6.5 Relación de esbeltez de transición.	42

4.6.6.6	Análisis de columnas cortas.	43
4.6.7	ejes.	43
4.6.7.1	Diseño por resistencia estática.	44
4.6.7.2	Diseño por resistencia a la fatiga.	44
4.6.7.2.1	Resistencia a la fatiga (<i>S_n</i>).	44
4.6.7.2.2	Factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga.	45
4.6.7.2.3	Ecuación de la resistencia a la fatiga real (<i>S'_n</i>).	46
4.6.7.2.4	Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga.	46
4.6.7.2.5	Ecuación de diseño para ejes por resistencia a la fatiga.	47
4.6.7.2.6	Presión de un fluido.	48
4.6.8	Recipientes a Presión.	48
4.6.8.1	Esfuerzos en cilindros de pared delgada.	48
4.6.8.2	Tipos de tapas.	49
4.6.8.2.1	Tapas planas.	49
4.6.9	Rodamientos.	50
4.6.9.1.2	Selección del tamaño del rodamiento.	50
4.6.9.1.2.1	Capacidad de carga estática.	51
4.6.9.1.2.2	Carga estática equivalente.	51
4.6.9.1.2.3	Capacidad de carga estática requerida.	51
4.7	SISTEMAS DE SEGUIMIENTO SOLAR.	52
4.7.1	Funcionamiento del Seguidor Solar.	53
4.7.2	Sensores.	54
4.7.2.1	Sensores en sistemas de seguimiento solar.	54
4.7.3	Actuador Lineal.	55
5.	MATERIALES Y MÉTODOS.	57
5.1	Materiales.	57
5.2	Métodos, Técnicas y Procedimientos:	58
6.	RESULTADOS.	63
6.1	DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR.	63
6.1.1	Análisis Geométrico del Concentrador.	63
6.1.2	Determinación del Centro de Masa del Concentrador.	64
6.1.3	Cálculo del Área de la Superficie Reflectante del Concentrador.	64

6.1.4 Determinación del Área de Apertura del Concentrador.	65
6.1.5 Cálculo del Diámetro de la Mancha Focal (Receptor).	65
6.1.6 Cálculo del Área del Receptor.	68
6.1.7 Determinación de la Razón de Concentración.	68
6.1.8 Máxima Temperatura Teórica en el Receptor.	69
6.1.9 Diseño del Receptor.	70
6.1.10 Determinación de la Presión Máxima de Diseño del Receptor.	71
6.1.11 Determinación del Espesor Mínimo Requerido en la Tapa del Cilindro.	71
6.1.12 Diseño Mecánico y Análisis Estructural.	73
6.1.12.1 Selección de los Actuadores Lineales.	75
6.1.12.1.1 Actuador lineal requerido para el movimiento en elevación.	75
6.1.12.1.2 Actuador lineal requerido para el movimiento en azimut.	79
6.1.12.2 Diseño de Ejes (Giro en azimut).	83
6.1.12.2.1 Cálculo del momento flector sobre el eje 1.	84
6.1.12.2.2 Cálculo del momento torsor sobre el eje 1.	85
6.1.12.3 Selección de los rodamientos.	89
6.1.12.4 Diseño de los Brazos Sujetadores de la Viga con el Concentrador-Receptor. .	92
6.1.12.5 Selección de la viga para la base del movimiento en azimut.	94
6.1.12.6 Selección de los Pernos para la Base de Soporte del Eje 1 para Giro en Azimut.	96
6.1.12.7 Selección de los Pernos para la Sujeción de la Viga.	99
6.1.12.8 Diseño del eje (Giro en elevación).	103
6.1.12.9 Selección de los rodamientos.	108
6.1.12.10 Diseño de la Estructura de Soporte.	112
6.1.12.10.1 Selección del perfil para la columna.	112
6.1.12.10.2 Análisis de la columna por esbeltez.	113
6.1.12.10.3 Análisis de la columna por excentricidad de la carga.	116
6.1.12.10.4 Diseño de la base de la columna.	118
6.1.12.10.5 Selección de los pernos para la base de soporte principal.	120
6.2 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y TOMA DE DATOS.	124
6.2.1 Construcción.	124
6.2.2 Construcción del sistema de concentración y reflexión.	124

6.2.3 Construcción del sistema de soporte y fijación mecánica.	125
6.2.4 Construcción del sistema de recepción.....	129
6.2.5 Construcción del sistema de seguimiento solar.....	130
6.3 Montaje.....	136
6.4 Toma de Datos.....	139
6.5 VALORACIÓN TÉCNICO – ECONÓMICA – SOCIAL Y AMBIENTAL.	143
6.5.1 Valoración Técnica.....	143
6.5.2 Análisis económico y financiero.	143
6.5.3 Valoración Social y Ambiental.....	149
7. DISCUSIÓN.....	151
8. CONCLUSIONES.....	153
9. RECOMENDACIONES	155
10. BIBLIOGRAFÍA.....	156
11. ANEXOS.....	158

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Estructura y datos de Sol. (Duffie&Beckman, 1991)	6
Fig. 2. Relaciones Sol-Tierra. (Duffie&Beckman, 1991).....	7
Fig. 3. Diferentes tipos de radiación solar.	8
Fig. 4. Piranómetro digital.....	10
Fig. 5. Termómetro/Piranómetro digital infarrojo.....	10
Fig. 6. Paralelos de latitud terrestre.	11
Fig. 7. Declinación solar en los solsticios (Ángulos fuera de escala).	11
Fig. 8. Posición del sol mediante coordenadas horarias.	12
Fig. 9. Posición del sol mediante coordenadas angulares.....	14
Fig. 10. Recorrido aparente del sol para observador terrestre en el hemisferio Norte, tomando como referencia la esfera celeste.	15
Fig. 11. Colectores solares de concentración.	16
Fig. 12. Partes de un colector solar de concentración.	17
Fig. 13. Esquema de un colector solar disco-parabólico.	18
Fig. 14. Esquema de un sistema Disco-Parabólico (Disco-Stirling).	19
Fig. 15. Imagen de un concentrador de SBP.	19
Fig. 16. Receptor habitual de un sistema de foco puntual.(David Silva Rodríguez, 2008)	20
Fig. 17. Seis geometrías de receptores típicos.....	20
Fig. 18. Tipos de estructuras para seguimientos en dos ejes.	22
Fig. 19. Motor Stirling tipo beta.	23
Fig. 20. Absorción de un haz de luz atravesando una cubeta de tamaño l.	24
Fig. 21. Luz reflejada por un espejo perfecto.	25
Fig. 22. Energía radiante incidente sobre un cuerpo.	26
Fig. 23. Sección de un concentrador parabólico mostrando las dimensiones principales y las coordenadas x, y, z. (Duffie&Beckman).....	27
Fig. 24. Dimensiones de imagen para un concentrador parabólico. (Duffie&Beckman).	28
Fig. 25. Segmentos de una parábola que tiene un foco común F y el mismo diámetro de apertura. (Stine&Harrigan, 1985).....	29

Fig. 26. Esquema del sol a Ts a una distancia R desde un concentrador con área de apertura Aa y área de receptor Ar. (Duffie&Beckman).	31
Fig. 27. Factores que afectan el diámetro del receptor.	31
Fig. 28. Componentes rectangulares de una fuerza.	36
Fig. 29. Vigas con soportes simples sometidas a flexión.	38
Fig. 30. Barras sometida a torsión.	38
Fig. 31. Valores de K para obtener la longitud efectiva, para distintas conexiones en los extremos.	41
Fig. 32. Eje de transmisión.	43
Fig. 33. Gráfica de límites de fatiga en función de resistencia a la tensión, con base en resultados de prueba reales para un gran número de hierros y aceros forjados.....	45
Fig. 34. Tapas planas para recipientes a presión.	49
Fig. 35. Rodamientos radiales SKF.	50
Fig. 36. Movimientos que realiza el colector.	52
Fig. 37. Imagen de un Seguidor Solar.	53
Fig. 38. Diagrama de operación del sistema.....	53
Fig. 39. Esquema de un actuador lineal electromecánico.	55
Fig. 40. Limitador de movimiento.....	56
Fig. 41. Estructura 1 para seguimiento solar.	59
Fig. 42. Estructura 2 para seguimiento solar.	59
Fig.43. Dimensiones geométricas de la antena disco-parabólico (Concentrador).	63
Fig.44. Representación gráfica de la parábola obtenida.....	64
Fig. 45. Dimensión de la mancha focal producida por errores de dispersión.....	65
Fig.46. Relación geométrica de los triángulos ABF y BFC'.....	66
Fig. 47. Relación geométrica de los triángulos ABC, CC'F y C'FF'.....	67
Fig.48. Variación de la temperatura máxima del receptor en función de la razón de concentración.....	69
Fig.49. Receptor tipo externo con cavidad cilíndrica.....	70
Fig.50. Simulación del comportamiento del receptor en el cual se indica los esfuerzos producidos por la presión interna.	72
Fig. 51. Modelado del colector solar disco-parabólico.	73
Fig. 52. Fuerzas externas que inciden sobre el colector solar disco-parabólico.....	74

Fig. 53. Cargas generadas por los componentes del colector.....	75
Fig. 54. Diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en elevación.	75
Fig. 55. Diagrama del cuerpo libre del actuador lineal en elevación.	77
Fig. 56. Cargas generadas por los componentes del colector.....	79
Fig. 56. Diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en azimut (9 a.m.).	79
Fig. 57. Diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en azimut (16p.m.).	81
Fig. 58. Sistema de articulaciones para el giro en azimut.	83
Fig. 59. Diagrama de cuerpo libre del concentrador-receptor.....	84
Fig. 60. Momento flector sobre el eje 1 en azimut.....	84
Fig. 61. Diagrama de cuerpo libre del concentrador-receptor.....	85
Fig. 62. Longitud y ranuras en el eje 1.....	86
Fig. 63. Rodamiento rígido de bolas.....	89
Fig. 64. Diagrama de cuerpo libre.....	92
Fig. 65. Diagrama de cuerpo libre del brazo sujetador.....	92
Fig. 66. Momento torsor en la viga.....	94
Fig. 67. Distribución de los pernos según el criterio de diseño.....	96
Fig. 68. Fuerzas actuantes sobre cada perno.....	97
Fig. 69. Fuerzas sobre el perno 5.....	98
Fig. 70. Diagrama del cuerpo libre.....	99
Fig. 71. Distribución de pernos según el criterio de diseño.....	100
Fig. 72. Fuerzas actuantes sobre cada perno.....	101
Fig. 73. Fuerzas sobre el perno 1.....	101
Fig. 74. Articulación para giro en elevación.....	103
Fig. 75. Diagrama del cuerpo libre.....	104
Fig. 76. Momento flector sobre el eje 3.....	105
Fig. 77. Momento torsor sobre el eje de elevación.....	105
Fig. 78. Longitud y ranuras en el eje de elevación.....	106
Fig. 79. Reacción sobre el rodamiento.....	109
Fig. 80. Corte transversal del perfil de la columna.....	112
Fig. 81. Esquema de la carga concéntrica total sobre la columna.....	113
Fig. 82. Simulación de la columna por esbeltez.....	116
Fig. 83. Esquema de las cargas excéntricas sobre la columna.....	116

Fig. 84. Diagrama de cuerpo libre de las cargas excéntricas ejercidas sobre la columna.	117
Fig. 85. Base de la columna.....	118
Fig. 86. Diagrama del cuerpo libre.....	119
Fig. 87. Diagrama de cuerpo libre.....	120
Fig. 88. Distribución de pernos según el criterio de diseño.....	121
Fig. 89. Fuerzas actuantes sobre cada perno.....	121
Fig. 90. Fuerzas sobre el perno 1.....	122
Fig. 91. Sistema de reflexión.....	124
Fig. 92. Soportes y base del sistema de concentración y reflexión.....	125
Fig. 93. Base de la estructura.....	125
Fig. 94. Columna central de la estructura.....	126
Fig. 95. Punto de articulación para el eje de elevación.....	127
Fig. 96. Fijación de los rodamientos.....	127
Fig. 97. Viga Central.....	128
Fig. 98. Ejes para el movimiento acimutal.....	129
Fig. 99. Sistema de recepción.....	129
Fig. 100. Sistema de Recepción (acabado).....	130
Fig. 101. Actuador lineal electromecánico.....	131
Fig. 102. Base del actuador lineal.....	131
Fig. 103. Diagrama de fuerza.....	132
Fig. 104. Diagrama del sensor remoto.....	132
Fig. 105. Placa principal y placa de los sensores.....	133
Fig. 106. Diagrama de conexión del LEDDRM.....	133
Fig. 107. Placas de control.....	134
Fig. 108. Simulación del circuito de control y mando.....	135
Fig. 109. Vista interna de los interruptores.....	135
Fig. 110. Circuito de control y mando en elevación (automático).....	136
Fig. 111. Circuito de control y mando en elevación (manual).....	136
Fig. 112. Herramientas e instrumentos.....	137
Fig. 113. Montaje de la base.....	137
Fig. 114. Sistema de concentración y reflexión completa.....	138

Fig. 115. Curva de rendimiento vs Radiación.	140
Fig. 116. Curva de gradiente de temperatura vs día.	140
Fig. 117. Curva de energía útil vs día.	141
Fig. 118. Curva de temperatura focal vs día.	141
Fig. 119. Curva de temperatura interna vs tiempo.	142
Fig. 120. Curva de energía útil vs tiempo.	142
Fig. 121. Curva de temperatura focal vs tiempo.	143

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Factores de corrección para algunos tipos de climas. (Hottel, 1976).....	9
Tabla 2. Comparación de costo de venta de energía.	23
Tabla 3. Emitancia y absortancia de algunos materiales.	24
Tabla 4. Reflectancias Globales. (Fuente INENCO).....	25
Tabla 5. Errores típicos de los concentradores parabólicos.....	32
Tabla 6. Porcentaje de mediciones de flujo que cae dentro de múltiplos de una desviación estándar (σ).	33
Tabla 7. Factores de diseño	39
Tabla 8. Coeficientes para la ecuación de factor superficial.	46
Tabla 9. Coeficientes para la ecuación de factor superficial.	47
Tabla 10. Fórmulas para cilindros de pared delgada.	49
Tabla 11. Tabla comparativa de estructuras 1 y 2. (Quinteros, 2008).....	60
Tabla 12. Impactos sobre el aire.	149
Tabla 13. Impactos sobre el agua.	150

SIMBOLOGÍA

En la siguiente lista se escriben los símbolos usados en este proyecto de tesis. La siguiente nomenclatura permite tener una referencia rápida sobre su significado. Se han incluido las unidades relacionadas a cada símbolo en el Sistema Internacional (SI).

G_{sc}	Constante solar (W/m^2)
G_o	Radiación extraterrestre sobre una superficie horizontal (W/m^2)
G_{cb}	Radiación directa (W/m^2)
τ_b	Transmitancia atmosférica para la radiación directa
G_d	Radiación difusa (W/m^2)
τ_d	Transmitancia atmosférica para la radiación difusa
δ	Declinación solar ($^\circ$).
D_{ac}	Diámetro de apertura del concentrador (m)
f	Distancia focal (m)
H	Altura del concentrador (m)
A_{ac}	Área de apertura del concentrador (m^2)
A_{sr}	Área de la superficie de reflexión (m^2)
d_r	Diámetro de la mancha focal (m)
h_2	Longitud del receptor (m)
V	Volumen del fluido (m^3)
e	Función exponencial
$T_{m\acute{a}x}$	Máxima temperatura teórica en el receptor (K)
α_{ef}	Absortancia efectiva del receptor
ϵ_{ef}	Emitancia efectiva del receptor
σ	Constante de Stefan – Boltzmann (W/m^2K^4)
C	Razón de concetración
Q	Cantidad de calor ganado o cedido por el cuerpo (J)
c	Calor específico del cuerpo o sustancia (J / kgK)
S_y	Resistencia a la fluencia (N/m^2)
S_{ut}	Resistencia última a la tensión (N/m^2)
E	Módulo de elasticidad (N/m^2)

1. TÍTULO.

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ESTUDIO DEL PROTOTIPO EFICIENTE DE UN COLECTOR SOLAR DISCO-PARABÓLICO, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN BASE A MOTORES STIRLING”.

2. RESUMEN.

Luego de un previo estudio y diseño del colector solar disco parabólico, se construyó el sistema de soporte y fijación mecánica que tiene dos puntos de libertad para realizar los movimientos en los ángulos de azimut y de elevación, el cual cumplió con los requerimientos necesarios para el correcto funcionamiento.

El sistema de reflexión consta de una parábola de 1,85m de diámetro, en la cual su superficie está cubierta por película de aluminio el mismo que garantiza los máximos índices de reflexión posible, para generar una adecuada concentración solar.

Este colector funciona únicamente con radiación solar directa y para asegurar la mayor captación de radiación solar se implementó un sistema de seguimiento solar, el cual consta de dos motores o actuadores solares con sus respectivos sensores que cubren los dos movimientos de los ángulos mencionados anteriormente.

Así mismo, la parte primordial de este proyecto fue realizar un estudio para la posible generación de energía eléctrica a futuro mediante el acoplamiento de un motor Stirling en el punto focal del colector, para lo cual se acopló un receptor, el mismo que simula al motor. Este estudio se dio a través de un previo monitoreo del funcionamiento de la máquina en el sector de Catamayo debido a las características de radiación solar directa que posee. De esta forma, mediante los conocimientos adquiridos y con la construcción de una tabla de datos, todos los análisis quedaron expresados en un producto final que fue en la cantidad de energía útil producida por el colector y ésta a la vez ser aprovechada por un motor Stirling mediante la conversión de energía térmica a eléctrica.

SUMMARY

After a preliminary study and design of parabolic dish solar collector was built and the support system that has two mechanical attachment points of freedom for movement angles in azimuth and elevation, which met the requirements for the correct operation.

The system consists of a parabola reflection of 1.85 m diameter, which surface is covered by the same aluminum film that guarantees the highest possible reflection ratios to generate adequate solar concentration.

This collector works only with direct sunlight and to ensure greater uptake of solar radiation implemented a tracking system, which consists of two solar motors or actuators with their respective sensors covering the two movements of the angles mentioned above.

Likewise, the major part of this project was to study the potential for power generation in the future by coupling a Stirling engine at the focal point of the collector, which was coupled to a receiver, the same engine that simulates the . This study occurred through a previous monitoring operation of the machine in the sector Catamayo due to direct solar radiation characteristics it possesses. Thus, through the foreground and the construction of a data table, all analyzes were expressed in a final product that was in the amount of useful energy produced by the collector and is simultaneously be used by a Stirling engine by converting thermal energy into electricity.

3. INTRODUCCIÓN.

El Sol es la fuente de vida y origen de las diversas formas de energía que el ser humano ha utilizado desde el inicio de su historia, puede satisfacer prácticamente todas nuestras necesidades si aprendemos cómo aprovechar de forma racional su potencial energético. Anualmente, nuestro planeta recibe del Sol una cantidad de energía de aproximadamente 1,6 millones de kwh, de los cuales sólo un 40% es aprovechable, una cifra que representa varios cientos de veces la energía que se consume actualmente en forma mundial; es una fuente de energía descentralizada, limpia e inagotable.

El aprovechamiento de este tipo de energía solar, requiere de la utilización de dispositivos que capten la radiación proveniente del Sol y la transformen en otra forma de energía compatible con la demanda que se pretenda satisfacer. Uno de éstos dispositivos o sistemas, son los colectores solares disco-parabólicos que junto a un motor Stirling, pueden ser alternativas válidas de implementación para la generación de energía eléctrica, sobre todo en nuestro país y particularmente en la provincia de Loja donde existe un alto porcentaje de radiación solar directa en forma estable.

La razón por la que se emplean los colectores solares disco-parabólicos para la generación de energía eléctrica, es que al usar un reflector con una superficie de revolución en forma de parábola, forman un disco que capta la energía solar y la redirige hacia un foco puntual. Por tener una región focal muy pequeña pueden alcanzar grandes razones de concentración y por ende altas temperaturas, es decir, que la densidad de radiación solar por unidad de área es muy grande.

La creciente demanda de energía, el elevado costo y el posible agotamiento del petróleo, así como su alto grado de contaminación ambiental, conllevan a la necesidad de investigar nuevas formas de generación de energía eléctrica. Ante esta situación, las fuentes de energía renovables traen consigo una serie de grandes ventajas: su carácter inagotable, el cuidado del medio ambiente y la posibilidad de producción descentralizada e independiente.

Una de las alternativas, es el uso de colectores solares disco-parabólicos, ya que mediante éstos, se puede obtener temperaturas aptas para la generación de energía eléctrica. El inconveniente de éstos dispositivos es que, únicamente aprovechan la

radiación directa del Sol y no la difusa, por lo que para lograr un aprovechamiento máximo necesitan de un sistema de seguimiento solar, el cual permite tener los rayos solares concentrados en su foco en todo momento. Además, el acabado de la superficie del sistema de reflexión debe ser de buena calidad y mantener sus propiedades por largos periodos de tiempo, puesto que están expuestas a la intemperie. Por otro lado, el receptor debe estar fabricado con un material resistente a altas temperaturas, de manera que es fundamental conocer la radiación y temperatura incidentes en el concentrador y en el foco respectivamente.

4. REVISIÓN DE LITERATURA.

4.1 Fundamentos de Energía Solar.

4.1.1 El Sol.

El Sol es una esfera de materia gaseosa intensamente caliente, con un diámetro de $1,39 \times 10^9$ m y una distancia promedio a la Tierra de $1,495 \times 10^{11}$ m. El Sol emite una radiación equivalente a la de un cuerpo negro, siendo su temperatura superficial (fotosfera) de aproximadamente 6000 K.

La energía generada en el interior se transmite a la fotosfera mediante mecanismos de convección, llega a la zona llamada de inversión y finalmente a la cromósfera y la corona. Estas últimas capas no son completamente transparentes, lo cual hace que el Sol no se comporte exactamente como un cuerpo negro y que, para la mayoría de aplicaciones prácticas de la energía solar, se considere que su temperatura aparente es de 5800 K; que es la temperatura que debería tener un cuerpo negro ideal para que radiara una energía equivalente a la radiada por el Sol.

La estructura del Sol se muestra en la figura 1.

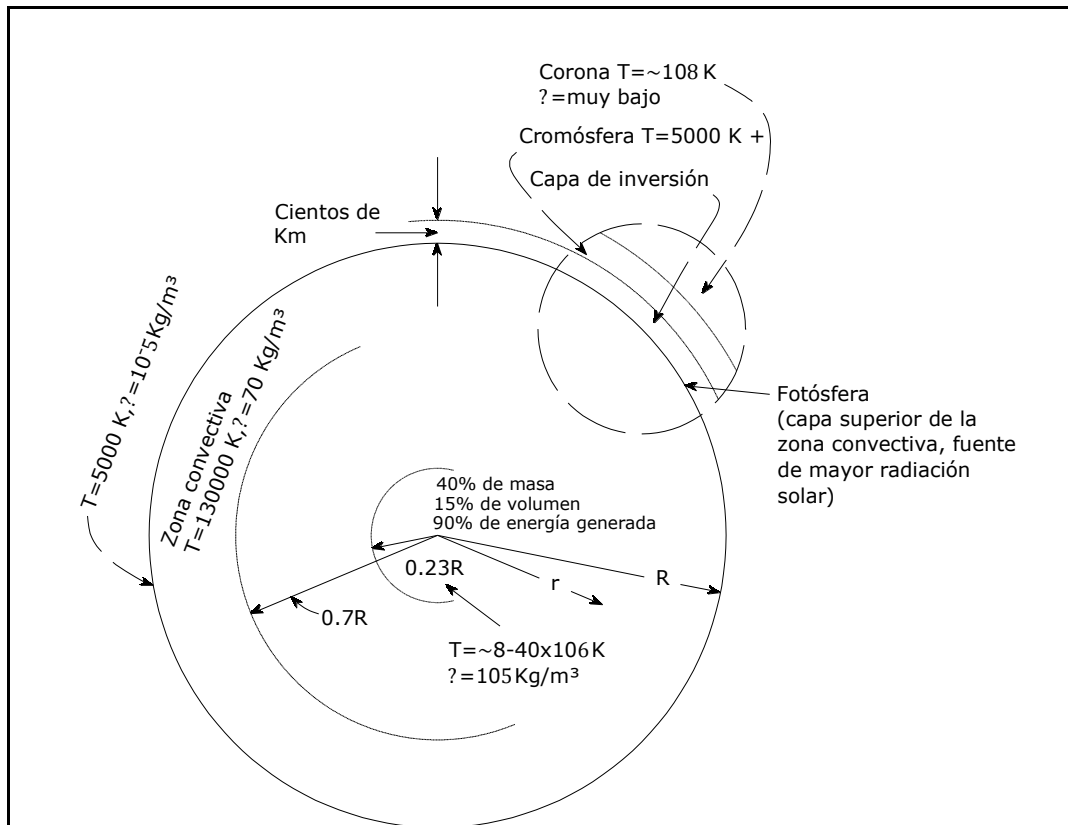


Fig. 1. Estructura y datos de Sol. (Duffie&Beckman, 1991)

4.1.2 La Constante Solar.

La constante solar (G_{sc}), es la energía proveniente del Sol, por unidad de tiempo, recibida en un área de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación, a una distancia media Tierra-Sol, fuera de la atmósfera. De acuerdo a World Radiation Center (Centro de Radiación Mundial), el valor de la constante solar es de 1367 W/m^2 , con una incertidumbre del orden de 1%.

La figura 2 muestra esquemáticamente la geometría de la relación Sol-Tierra. A una distancia de $1,495 \times 10^{11} \text{ m}$, que es la distancia media Tierra-Sol, el Sol sustenta un ángulo de $32'$.¹

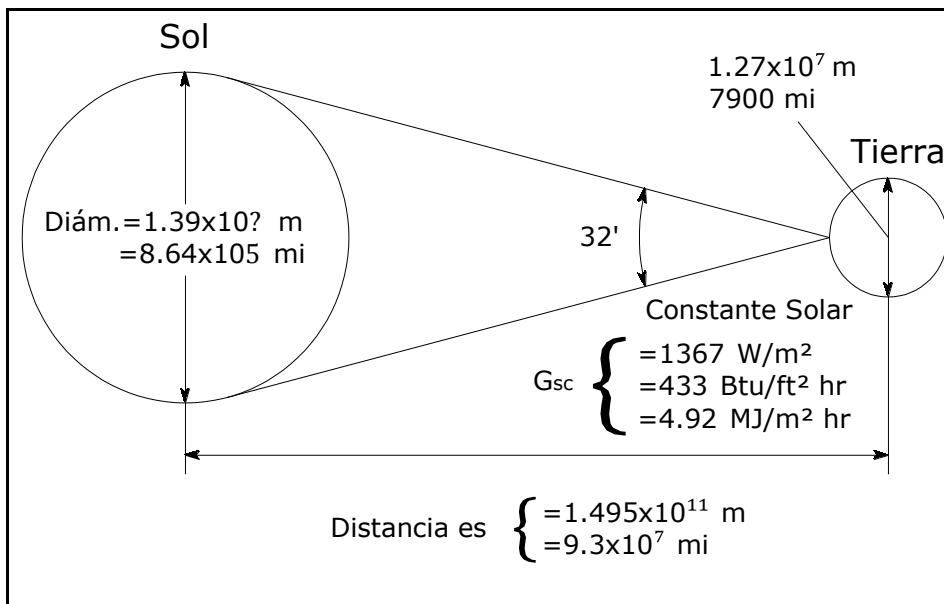


Fig. 2. Relaciones Sol-Tierra. (Duffie&Beckman, 1991)

4.1.3 Radiación Extraterrestre Sobre una Superficie Horizontal.

La ecuación (Spencer, 1971) que describe el flujo de energía solar sobre un plano normal a la radiación solar extraterrestre, a lo largo del año es:

$$G_{on} = G_{sc} \left[1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \cos \theta \right] \quad \text{Ecuación (1)}$$

Donde:

G_o = Radiación extraterrestre sobre una superficie horizontal (W/m^2)

G_{sc} = Constante solar.

n = Día del año.

θ = Ángulo de zenit.

¹ (Duffie&Beckman, 1991)

4.1.4 Radiación Directa, Difusa y Total.

Del 100% de la radiación que absorbe la atmósfera, un 47% llega a la superficie terrestre; un 31% directamente y un 16% indirectamente.

De esta forma existen varios tipos de colectores solares que aprovechan de un modo diferente las diversas formas de radiación solar.

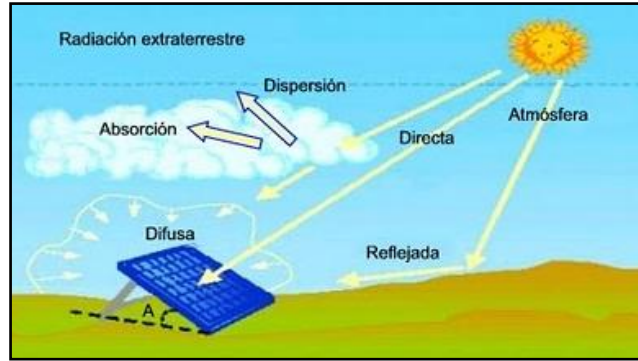


Fig. 3. Diferentes tipos de radiación solar.

4.1.4.1 Radiación directa

La radiación solar directa es aquella que nos llega del Sol sin haber sufrido cambio alguno en su dirección. (Ver Fig. 3). Su unidad de medida es W/m^2 . Esta radiación es la más importante en un día soleado.

La radiación directa normal a la superficie de interés en un cielo claro, se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$G_{cb} = \tau_b G_o \quad \text{Ecuación (2)}$$

Donde:

G_{cb} = Radiación directa.

G_o = Radiación extraterrestre sobre una superficie horizontal.

τ_b = Transmitancia atmosférica para la radiación directa.

Para determinar τ_b se usa el modelo de Hottel (1976), que expresa la transmitancia atmosférica, en función del ángulo cenital, de la altura sobre el nivel del mar y del tipo de clima, así:

$$\tau_b = a_0 + a_1 e^{\left(\frac{-k}{\cos \theta}\right)} \quad \text{Ecuación (3)}$$

Donde:

$e = 2,718$

θ = Ángulo de zenit

a_0 , a_1 y k son parámetros de corrección por altura y tipo de clima ajustados empíricamente. Para el cálculo de estas cantidades se usan las ecuaciones:

$$a_0 = r_0[0,4237 - 0,00821(6 - A)^2] \quad \text{Ecuación (4)}$$

$$a_1 = r_1[0,5055 - 0,00595(6,5 - A)^2] \quad \text{Ecuación (5)}$$

$$k = r_k[0,2711 - 0,01858(2,5 - A)^2] \quad \text{Ecuación (6)}$$

Donde:

$A =$ Altura sobre el nivel del mar de la localidad (km).

Los valores de r_0 , r_1 y r_k están dados en la tabla 1 para diversos tipos de clima.

Tabla 1. Factores de corrección para algunos tipos de climas. (Hottel, 1976)

Tipo de clima	r_0	r_1	r_k
Tropical	0.95	0.98	1.02
Verano, latitud media	0.97	0.99	1.02
Verano, sub-ártico	0.99	0.99	1.01
Invierno, latitud media	1.03	1.01	1.00

4.1.4.2 Radiación difusa.

La radiación solar difusa es aquella que nos llega del Sol después de haber sufrido cambios en su dirección (ver Fig. 3). Su unidad de medida es W/m^2 .

La radiación difusa sobre una superficie horizontal es:

$$G_d = \tau_d G_o \quad \text{Ecuación (7)}$$

Donde:

$G_d =$ Radiación difusa.

$\tau_d =$ Transmitancia atmosférica para la radiación difusa.

$G_o =$ Radiación extraterrestre sobre una superficie horizontal.

La transmitancia atmosférica para la radiación difusa se expresa de la siguiente forma:

$$\tau_d = 0,271 - 0,294\tau_b \quad \text{Ecuación (8)}$$

4.1.4.3 Radiación total.

Corresponde a la suma de la radiación directa y la radiación difusa. Su unidad de medida es W/m^2 , en un día despejado, la radiación total dependerá de las magnitudes de la radiación directa más la difusa, mientras que en día nublado, la radiación total coincidirá con la difusa.

La radiación total, se determina de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$G = G_b + G_d \quad \text{Ecuación (9)}$$

Así, los colectores planos captan la radiación total (directa + difusa), mientras que los de concentración solo captan la radiación directa.²

4.1.5 Instrumentos de Medición Aplicados en Procesos Térmicos de Radiación Solar.

Se han desarrollado varios instrumentos para la medición de estos procesos térmicos de radiación solar, en los cuales su mayoría tienen transductores que entregan señales eléctricas proporcionales a la radiación solar, a continuación tenemos los siguientes:

4.1.5.1 Piranómetro.- El piranómetro o solarímetro mide la radiación solar global (difusa) recibida de todo el hemisferio celeste sobre una superficie horizontal terrestre. La medición se la hace en calorías por centímetro cuadrado por minuto, o en vatios por metro cuadrado: ($1 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{min} = 696,67 \text{ W/m}^2$).



Fig. 4. Piranómetro digital.

4.1.5.2 Termopares.-El termómetro es un instrumento que se usa para medir la temperatura. La unión entre dos metales genera un voltaje que es función de la temperatura. Los termopares funcionan bajo este principio, el llamado efecto Seebeck.



Fig. 5. Termómetro/Piranómetro digital infrarrojo.

²(Jaume Ribot i Martín, Tercera edición, abril 1995)

4.2 GEOMETRÍA SOLAR.

4.2.1 Definiciones Geométricas.

La Tierra es una esfera achatada en los polos, se divide en paralelos de latitud como se observa en la Fig. 6, en el hemisferio Norte la latitud es positiva y varía entre 0° y $+90^\circ$. Se define Ecuador Terrestre a la línea paralela de 0° , en el hemisferio Sur la latitud es negativa, variando entre 0° y -90° . A la latitud se la simboliza con la letra griega φ .

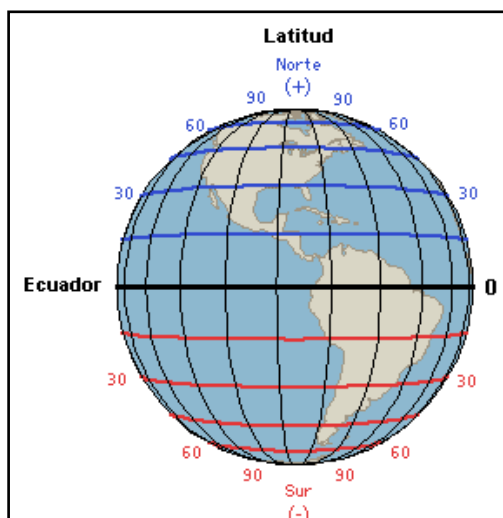


Fig. 6. Paralelos de latitud terrestre.

Al observar la Fig. 7, se deduce que el 21 de junio la declinación del sol será de $+23^\circ 27'$, el 21 de diciembre de $-23^\circ 27'$ y de 0° el 21 de marzo y septiembre.

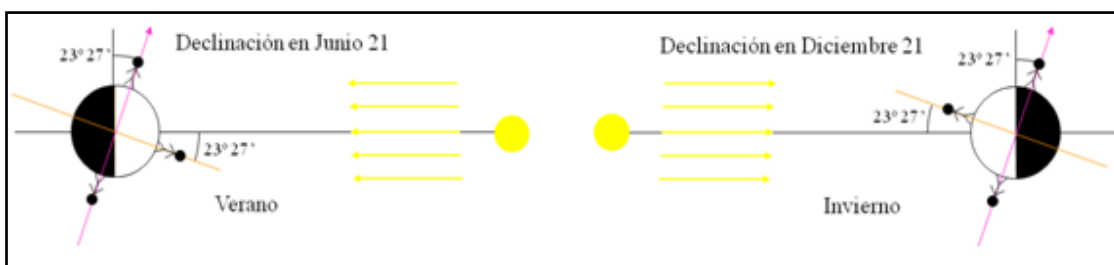


Fig. 7. Declinación solar en los solsticios (Ángulos fuera de escala).

4.2.2 Posición del Sol: Coordenadas horarias.

Un método para indicar la posición del Sol respecto de un punto situado sobre la superficie terrestre, se basa en utilizar las coordenadas horarias como se ve en la Fig.8.

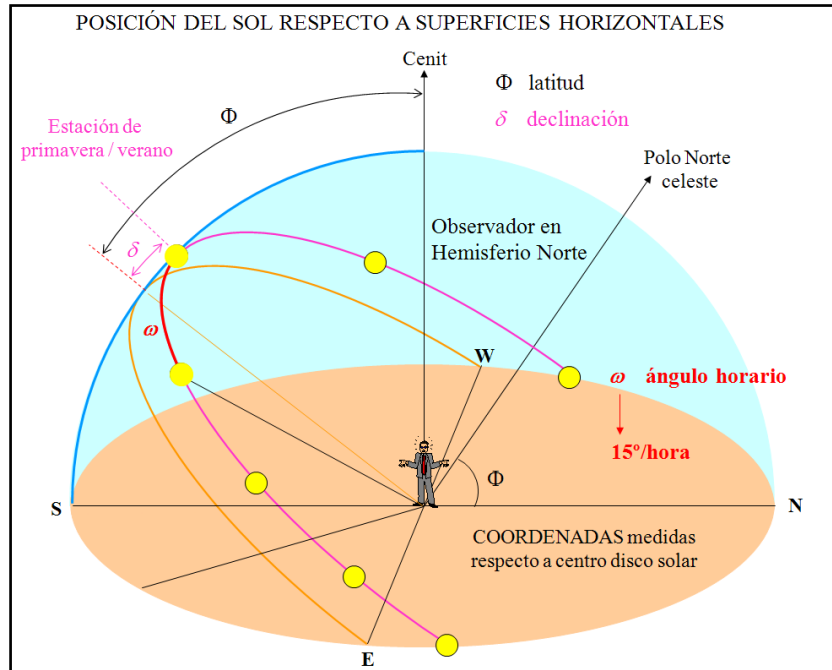


Fig. 8. Posición del sol mediante coordenadas horarias.

La posición del sol se determina mediante tres ángulos: declinación (δ), latitud (φ) y ángulo horario (ω).

- **Declinación (δ).**- El ángulo que forma el plano del ecuador terrestre con la dirección en que se encuentra el Sol se llama declinación y varía a lo largo del año, siendo nulo en los equinoccios, máximo en el solsticio de verano y mínimo en el solsticio de invierno. (ver Fig. 8). A la declinación se la designa con la letra griega δ .

La declinación se obtiene mediante la ecuación de Cooper (ecuación aproximada para aplicaciones de ingeniería):³

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad \text{Ecuación (10)}$$

Siendo:

δ = Declinación en grados ($^{\circ}$).

n = Número secuencial del día del año.

- **Latitud (φ).**- Ya definido anteriormente. (ver Fig. 8).

³ (Duffie&Beckman, 1991)

- **Ángulo horario (ω).**- Es el desplazamiento angular del sol hacia el este o el oeste del meridiano local, debido al movimiento de rotación de la tierra alrededor de su eje (ver Fig. 8). Se toma como referencia ($\omega=0$) en el medio día, siendo negativo en la mañana y positivo en la tarde. ⁴

Para un punto determinado y para un día concreto podrá calcularse la hora de puesta del sol, ya que en este instante su altitud es nula y se lo determina mediante la siguiente relación:

$$\cos\omega = -\tan\delta \tan\varphi \quad \text{Ecuación (11)}$$

Además, teniendo en cuenta que una circunferencia completa tiene 360° y que un día completo tiene 24 horas, a cada hora le corresponderá un ángulo de 15°, entonces el ángulo horario para un tiempo determinado puede ser determinado de la siguiente forma:⁴

$$\omega = 15(TSV - 12) \quad \text{Ecuación (12)}$$

Donde:

TSV = Tiempo solar verdadero expresado en horas.

Nota: Para los cálculos tomaremos la hora oficial del país igual a *TSV* ya que la variación de tiempo es mínima.

4.2.3 Posición del Sol: Coordenadas angulares.

Se trata de otro método para situar la posición del Sol. En este sistema se toma como referencia el plano del horizonte, que es el plano tangente a la superficie de la Tierra en el punto considerado, en lugar del plano ecuatorial. (Ver Fig. 9).

⁴(Lluís Jutglar, 2004)

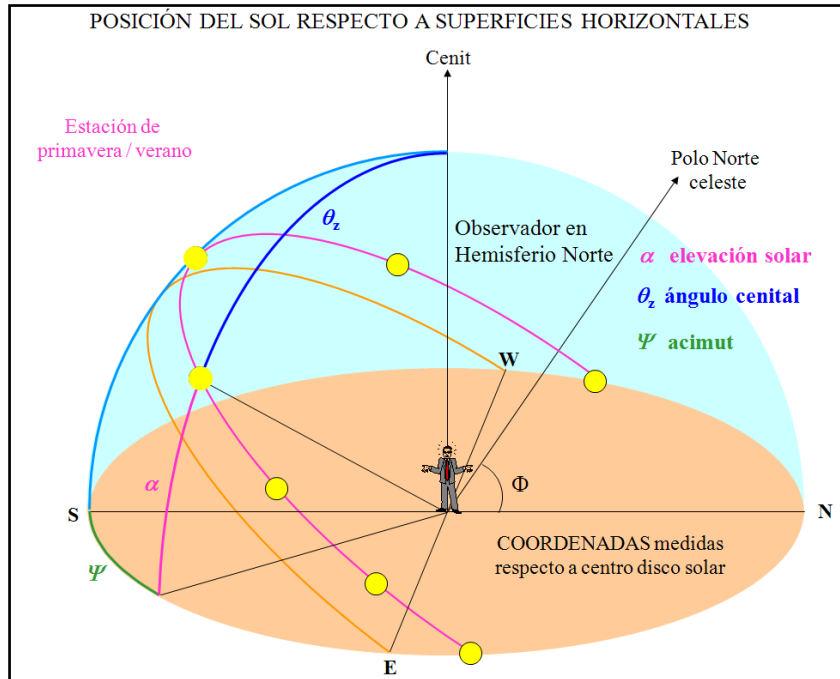


Fig. 9. Posición del sol mediante coordenadas angulares.

La posición del sol se determina mediante dos ángulos: azimut (ψ) y altitud(α).

- **Ángulo de azimut solar:** Al ángulo formado por la proyección en el plano horizontal del rayo solar y la línea Norte-Sur se le designa como ángulo de Azimut y lo designaremos por ψ (ver Fig. 9).
- **Ángulo de altitud solar:** Es el ángulo que forma el rayo solar con el plano horizontal y medido en un plano perpendicular a este último (ver Fig. 9) y se lo representa con la letra griega α . La ecuación para determinar este ángulo es la siguiente:⁵

$$\sin \alpha = \sin \varphi \times \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega \quad \text{Ecuación (13)}$$

Algunas veces se utiliza el ángulo cenital:

- **Ángulo de zenit solar:** La línea perpendicular al plano horizontal en el punto del observador se le designa como línea Zenit. El ángulo formado por el rayo solar y la línea Zenit se le llama ángulo de Zenit solar y se lo designa con la letra griega θ . La ecuación para determinar este ángulo es la siguiente:⁶

⁵(Ing. Pedro Sarmiento, 2007)

⁶(Ing. Pedro Sarmiento, 2007)

$$\cos \theta = \sin \varphi \times \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos \omega \quad \text{Ecuación (14)}$$

Por lo tanto:

$$\alpha + \theta = 90^\circ \quad \text{Ecuación (15)}$$

En la Fig. 10, se representa el recorrido del sol para un observador terrestre en el Hemisferio Norte tomando como referencia la esfera celeste.

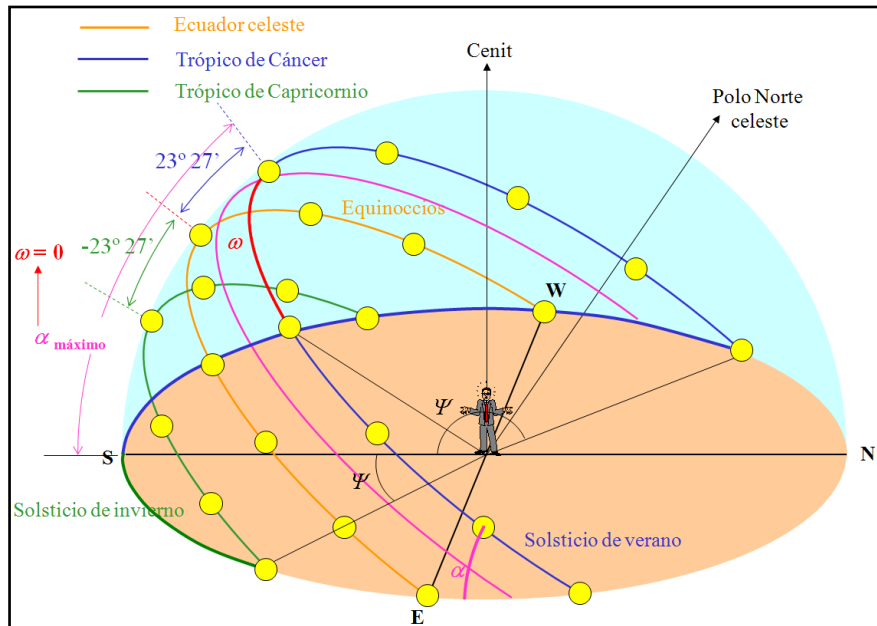


Fig. 10. Recorrido aparente del sol para observador terrestre en el hemisferio Norte, tomando como referencia la esfera celeste.

Del gráfico se observa que el Sol se desplaza alcanzando mayor altitud a mediodía y el azimut recorrido es superior a 180° en el solsticio de verano. El sol alcanza la menor altitud de mediodía y el azimut recorrido es inferior a 180° en el solsticio de invierno y si despreciamos la variación de la declinación durante el día, el sol se desplazará a través de un plano recto en los equinoccios, con un azimut de recorrido igual a 180° .⁷

Por lo tanto, ψ dependerá de la hora del día, de la latitud (ubicación geográfica) y de la declinación (período del año). Para obtener el ángulo azimut se utiliza la siguiente expresión.

$$\sin \psi = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos \alpha} \quad \text{Ecuación (16)}$$

⁷(Ing. Pedro Sarmiento, 2007)

4.3 COLECTORES SOLARES DE CONCENTRACIÓN.

4.3.1 Generalidades.

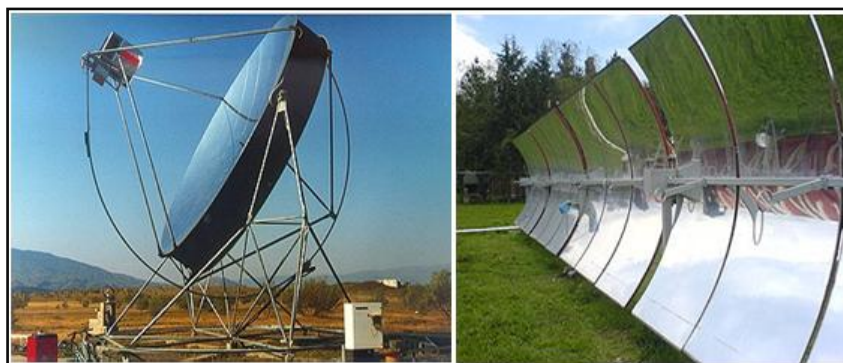


Fig. 11. Colectores solares de concentración.

Un concentrador solar es un tipo de colector solar, capaz de concentrar la energía solar en un área reducida aumentando la intensidad energética (Fig. 11). Similar a una lupa enfocando su luz en un punto, los concentradores reflejan la luz solar por medio de un arreglo de espejos alineados hacia a un objetivo capaz de captar dicha energía para su aprovechamiento.

Estos tipos de colectores son destinados a ser utilizados en muchas aplicaciones, sobre todo a nivel industrial, donde se necesita que la energía sea liberada a altas temperaturas. Con los colectores concentradores de energía solar, se pueden obtener temperaturas entre 100 y 500 °C si se usan colectores focales rudimentarios, entre 500 y 1500 °C si el sistema óptico de los colectores tiene un buen acabado, y entre 1500 y 3500 °C si el sistema óptico tiene un acabado perfecto.

Como se precisa una mayor concentración de la radiación solar, estos tipos de sistemas presentan varios problemas técnicos desde el punto de vista ingenieril comparados con los colectores solares planos. Deben orientarse continuamente al Sol de manera precisa mediante un mecanismo apropiado ya que este tipo de colectores utilizan únicamente la energía solar directa. Por otra parte, debido a que estos sistemas se encuentran en la intemperie, el acabado de las superficies que constituyen el sistema óptico no sólo debe ser de buena calidad, sino que debe mantener sus propiedades por largos períodos de

tiempo sin ser deterioradas por el polvo, lluvia y medio ambiente, donde generalmente existen componentes oxidantes y corrosivos.⁸

4.3.2 Partes Constitutivas de los Colectores Solares de Concentración.

Los sistemas de colectores concentradores, constan de las partes siguientes:

- Concentrador.- O sistema óptico, es la parte del colector que direcciona la radiación solar sobre el receptor. La apertura del concentrador es la abertura a través de la cual la radiación solar entra al concentrador.
- Receptor.- Es la parte del sistema donde la radiación es absorbida y convertida en alguna otra forma de energía (térmica o eléctrica). A su vez, puede considerarse compuesta por la superficie absorbente (absorbedor) y el aislamiento térmico.
- Sistema de seguimiento.- Está formado por un motor, destinado a orientar el concentrador hacia el Sol, y el sistema de control que gobierna su movimiento.

Para evitar confusiones de terminología, la palabra colector será aplicada al sistema total incluyendo el receptor y el concentrador.⁹

En la siguiente figura se muestran el receptor y concentrador de este tipo de colectores.

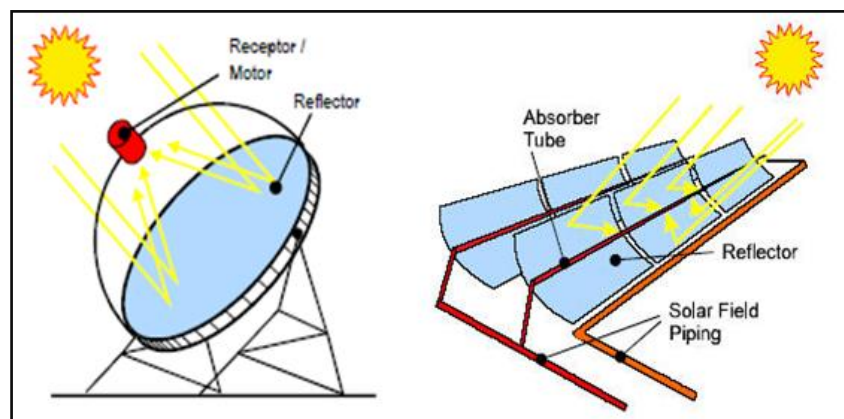


Fig. 12. Partes de un colector solar de concentración.

⁸(ITESO, 1995)

⁹(Duffie&Beckman, 1991)

4.3.3 Colector Solar Disco-Parabólico.

4.3.3.1 Generalidades.

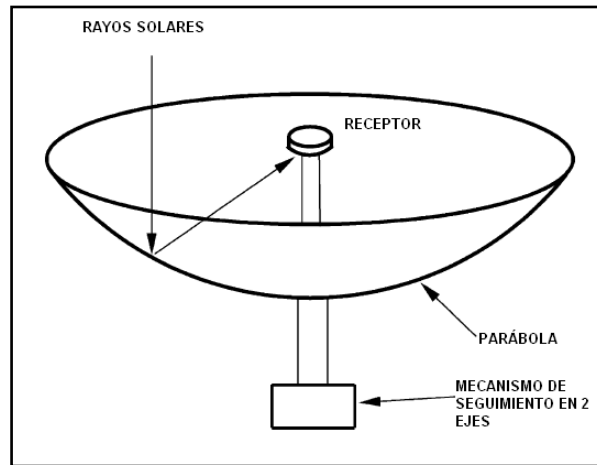


Fig. 13. Esquema de un colector solar disco-parabólico.

El colector Disco-Parabólico (ver Fig. 13) pertenece a los sistemas de concentración solar, es un colector de foco puntual que sigue el sol en dos ejes, concentrando la energía solar sobre un receptor localizado en el punto focal del disco. La estructura del colector solar disco-parabólico debe seguir continuamente el Sol para reflejar la radiación directa en el receptor térmico. El receptor absorbe la energía solar radiante, convirtiéndolo en energía térmica a un fluido circulante. La energía térmica puede ser entonces convertida en electricidad usando un motor-generador acoplado directamente al receptor, o puede ser transportado a través de tuberías a un sistema central de conversión de energía. Los sistemas discos-parabólicos pueden lograr temperaturas de hasta 1500°C.

Los disco-parabólicos tienen varias ventajas importantes:

- Porque están siempre apuntando al Sol, son los más eficientes de todos los sistemas de colectores.
- Estos colectores típicamente tienen una razón de concentración en el rango de 600-2000, y así que son altamente eficientes en los sistemas de absorción de energía térmica y conversión de energía.¹⁰

El motor Stirling es el tipo más común de máquina de calor usado en sistemas de disco-motor. Otros dispositivos tecnológicos posibles para la conversión de energía que están

¹⁰(Solar Thermal collectors and applications, 2004)

evaluados para aplicaciones futuras son las microturbinas y los concentradores fotovoltaicos.

En el caso de los sistemas disco- Stirling, se pueden alcanzar temperaturas elevadas y están equipados con un sistema de seguimiento bidireccional.



Fig. 14. Esquema de un sistema Disco-Parabólico (Disco-Stirling).

Los Discos-Stirling se caracterizan por un alto rendimiento, modularidad y autonomía. Actualmente se encuentran en fase de desarrollo, un buen número de prototipos están en operación en diversos lugares del mundo, pero la aún insuficiente fiabilidad y su elevado coste constituyen los dos principales obstáculos para su introducción en el mercado de generación eléctrica.¹¹

4.3.3.2 Componentes del colector solar disco-parabólico.

Los componentes de un sistema Disco-Parabólico son:

➤ **Concentrador.**



Fig. 15. Imagen de un concentrador de SBP.

El concentrador posee una superficie reflectante que, ya sea de metal, de vidrio o de plástico, refleja la radiación solar incidente en una pequeña región llamada foco, o zona

¹¹(Pérez, Manuel Silva, 2004/2005)

focal. El tamaño del concentrador solar para los sistemas disco-parabólicos está determinado por el motor (ciclo de vapor o motor Stirling) utilizado.

Los concentradores utilizan superficies reflectantes de diversos materiales. Por ejemplo, los concentradores utilizados por la empresa SBP se realizan con planchas de plástico reforzado y con fibra de vidrio como se observa en la Fig. 15.

El diseño óptico del concentrador y su precisión determinan el coeficiente de concentración.

➤ **Receptor.**



Fig. 16. Receptor habitual de un sistema de foco puntual. (David Silva Rodríguez, 2008)

El receptor es el enlace entre el concentrador y el motor. El propósito del receptor en los sistemas solares térmicos es interceptar y absorber la radiación solar concentrada y convertirla en energía utilizable.

Los receptores que son usados en los concentradores solares disco-parabólicos son: los receptores externos (poli-direccional), y los receptores de cavidad (plano focal).

- **Receptor de cavidad.**

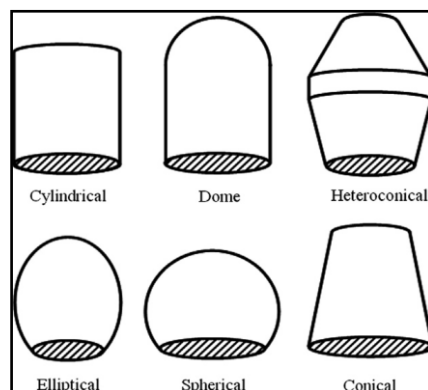


Fig. 17. Seis geometrías de receptores típicos.

En el proceso de los proyectos de concentradores solares, y en los concentradores solares comercialmente disponibles, se encuentra que el receptor de tipo cavidad (Fig. 17) es el más comúnmente usado. Esto es debido a los inferiores rangos de pérdidas de calor comparados al de un receptor externo, sin embargo, son más caros que los receptores externos.

La radiación solar concentrada que entra en la apertura de la cavidad se propaga dentro y es absorbido en las paredes internas donde el calor es luego transferido a un fluido de trabajo. Cualquier radiación que es reflejada o re-radiada de las paredes internas de la cavidad es también absorbida internamente en las paredes de la cavidad que producen un valor de absorptancia más alta del receptor.

➤ **Estructura de soporte y mecanismos.**

Este sistema dispone de una estructura de soporte y un mecanismo de seguimiento al Sol en dos ejes, con la finalidad de seguir la posición del Sol en todo momento.

El trabajo de la estructura del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que componen el colector, a la vez de hacer de interface con la cimentación del propio colector permitiendo su movimiento. Esta estructura puede ser un trípode, una columna vertical, una estructura de cemento o cualquier otra cosa que sirva al único fin de dar un soporte estable a todo el conjunto.¹²

A continuación se puede apreciar algunas de las estructuras usadas para seguimientos en dos ejes.

¹²()

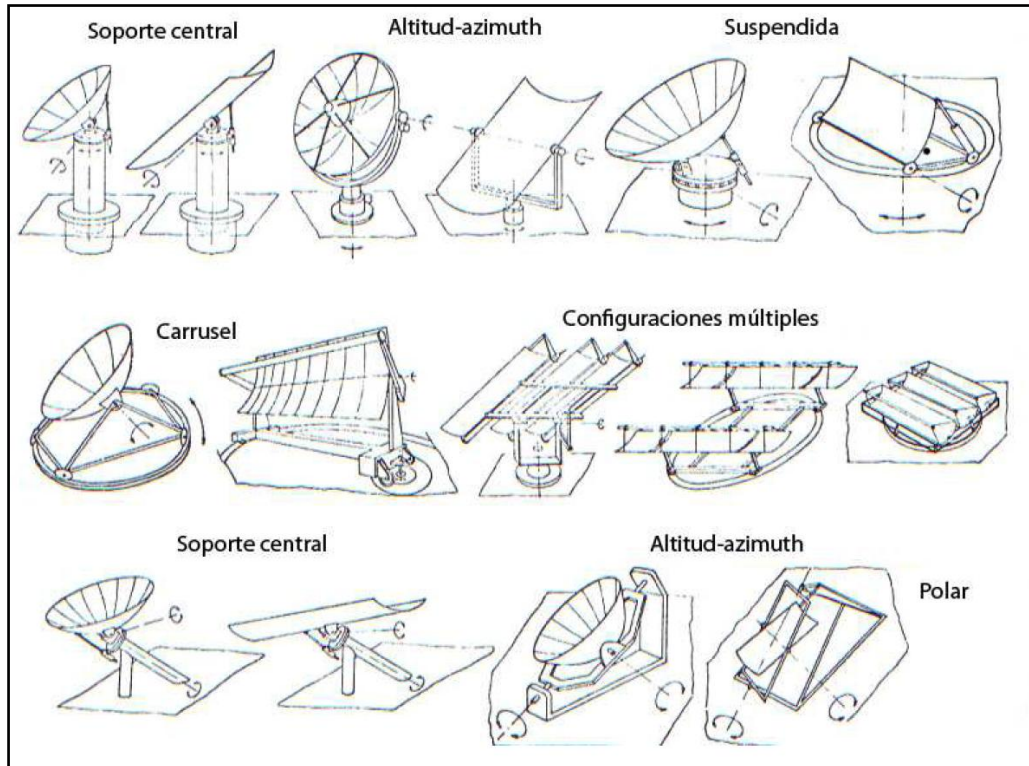


Fig. 18. Tipos de estructuras para seguimientos en dos ejes.

4.3.4 El Motor Stirling.

El **motor Stirling** fue inventado en 1816 por Robert Stirling, reverendo escocés. El objetivo era tener un motor menos peligroso que la máquina de vapor.

El motor de aire caliente Stirling, utiliza una fuente de calor fija, para calentar aire en su cilindro. Se le puede considerar de combustión externa y proceso adiabático, ya que no requiere quemar combustible en su interior y al operar, no transfiere calor al entorno.

El principio de funcionamiento es el trabajo realizado por la expansión y contracción de un gas (normalmente helio, hidrógeno, nitrógeno o simplemente aire) al ser obligado a seguir un ciclo de enfriamiento en un foco frío, con lo cual se contrae, y de calentamiento en un foco caliente, con lo cual se expande (ver Fig. 19). Es decir, es necesaria la presencia de una diferencia de temperaturas entre dos focos y se trata de un motor térmico.

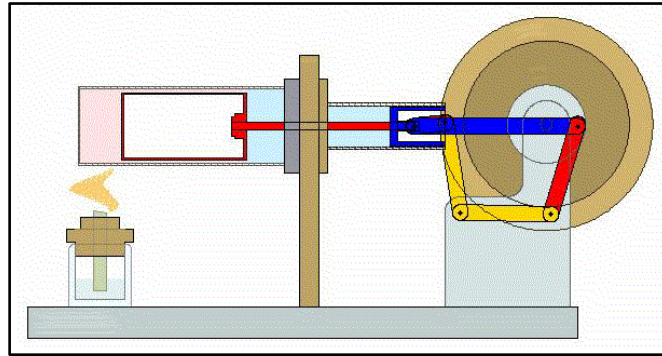


Fig. 19. Motor Stirling tipo beta.

Este motor continúa en investigación debido a la versatilidad de fuentes de energía utilizables para su funcionamiento, ya que al necesitar solamente una fuente de calor externa al cilindro, es posible usar una gran variedad de fuentes energéticas (energía solar térmica, todo tipo de combustibles, uso de la biomasa, energía geotérmica, etcétera).

De acuerdo a proyectos realizados sobre los motores Stirling la temperatura mínima requerida sobre el punto focal es de 200°C, esto para generar electricidad y a la vez realizar aplicaciones o trabajos mínimos.

A continuación se presentan datos sobre los diferentes costos de venta de energía eléctrica:

Tabla 2. Comparación de costo de venta de energía.

Tipo de Energía	Costo por Kwh (USD)
Eólica	0,02
Hidráulica	0,07
Térmica	0,06
Solar fotovoltaica	8,75
Mareomotriz*	0,11
Nuclear*	0,06
Solar-Stirling	2,5 - 4,4

* Este tipo de energía no está disponible en el Ecuador.

Como se observa en la tabla anterior, el sistema disco-Stirling, es un sistema que produce energía a un alto precio, comparados con otros sistemas de producción de energía como la hidráulica y la eólica.

4.4 ÓPTICA DE LOS MATERIALES.

4.4.1 Absortancia, reflectancia y transmitancia.

a) Absortancia.

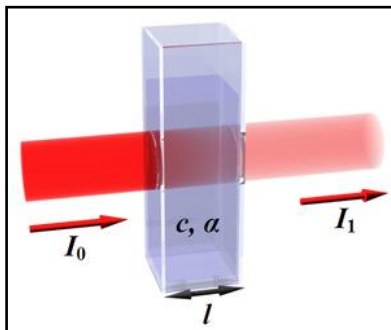


Fig. 20. Absorción de un haz de luz atravesando una cubeta de tamaño l .

Se denomina absorptancia, que representaremos por α , al cociente entre la intensidad de luz absorbida y la intensidad de luz incidente, la absorptancia varía entre 0 y 1.

Un cuerpo con una absorptancia $\alpha=0$, es un espejo perfecto, no absorbe nada de radiación. Un cuerpo de $\alpha=1$, es un cuerpo negro perfecto, ya que absorbe toda radiación y, en consecuencia, al no emitir ninguna es de color negro.¹³

En las siguientes tablas, se puede observar las características de absorptancia y emitancia (ϵ) de algunos de materiales.

Tabla 3. Emitancia y absorptancia de algunos materiales.

Absortancia solar y emisividad de algunas superficies constructivas		
Material (superficie)	Absortancia	Emisividad
Hoja de aluminio brillante	0.05 - 0.10	0.05 - 0.10
Lámina de aluminio con pátina de oxidación	0.30 - 0.50	0.20 - 0.50
Pintura de aluminio	0.40 - 0.55	0.40 - 0.55
Hierro galvanizado con pátina normal	0.30 - 0.50	0.20 - 0.40
Encalado reciente	0.12	0.90
Madera	0.40	0.90
Ladrillo, teja, piedra	0.70	0.90
Concreto aparente	0.45 - 0.60	0.90
Pintura de aceite blanca	0.20	0.90
Pintura verde o gris, clara	0.40	0.90
Pintura verde o gris, oscura	0.70	0.90
Pintura negra, asfalto	0.85	0.90

¹³(Jaume Ribot i Martín, Tercera edición, abril 1995)

b) Reflectancia.

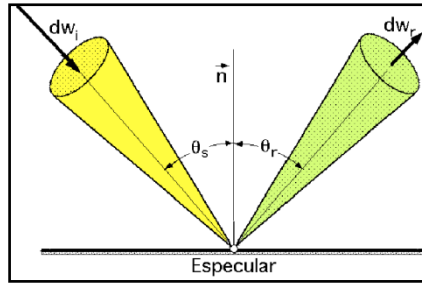


Fig. 21. Luz reflejada por un espejo perfecto.

La reflectancia (ρ), es la fracción de flujo luminoso incidente reflejada por la superficie de un material en una escala de 0 a 1.

En la tabla 4, se puede observar los materiales más apropiados que se deben utilizar en trabajos donde se requiere alto índice de reflexión como es el caso de los sistemas de concentración solar.

Tabla 4. Reflectancias Globales. (Fuente INENCO)

MATERIAL REFLECTANTE	P
PVC blanco	0,871
Aluminio de alta reflectividad (verde)	0,839
Aluminio de alta reflectividad (rosado)	0,853
Aluminio de alta reflectividad (celeste)	0,820
Chapadurrepintado blanco	0,741
Chapa galvanizada	0,588
Chapa pintada de blanco nueva	0,582
Chapa pintada de blanco envejecido	0,656
Fibra de vidrio pintada de blanco	0,709
Espejo de vidrio de 2mm	0,795
Espejo de vidrio de 3mm	0,754
Espejo de vidrio de 4mm	0,712
Acero inoxidable pulido	0,7-0,8
Mylar	0,833
Película de Aluminio	0,799

c) Transmitancia.

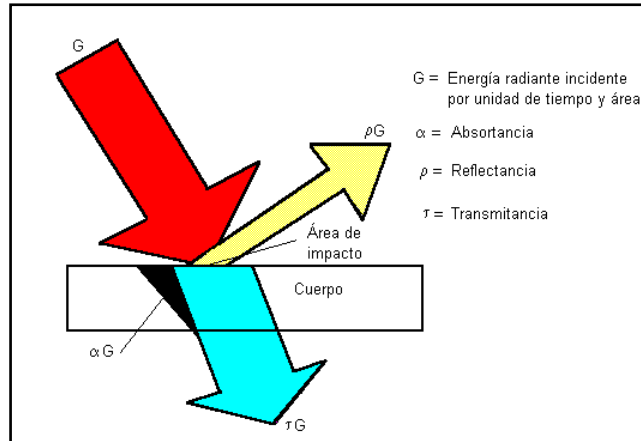


Fig. 22. Energía radiante incidente sobre un cuerpo.

La transmitancia (τ), es la fracción entre el flujo luminoso transmitido y el flujo luminoso incidente.

De acuerdo a la ley de la conservación de la energía, la absortancia, la reflectancia y la transmitancia se relacionan entre sí, expresándose de la siguiente manera:¹⁴

- Para cuerpos transparentes:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad \text{Ecuación (17)}$$

- Para cuerpos opacos, $\tau = 0$:

$$\alpha + \rho = 1 \quad \text{Ecuación (18)}$$

4.4.2 La Parábola.

Una parábola es el lugar geométrico de un punto que se mueve en un plano de tal manera que su distancia de una recta fija, situada en el plano, es siempre igual a su distancia de un punto fijo del plano y que no pertenece a la recta. El punto fijo se llama foco y la recta fija directriz de la parábola.¹⁵

De esta manera, un paraboloide de revolución se obtiene por rotación de una parábola alrededor de su eje, lo cual es fundamental ya que captan los rayos solares en un sólo punto (foco), aumentando gradualmente la energía calorífica.

La ecuación de la parábola, en un sistema de coordenadas xy es:

$$y^2 = 4fx \quad \text{Ecuación (19)}$$

¹⁴(Holman, J. P., 199)

¹⁵(LEHMANN, CHARLES H., 1982)

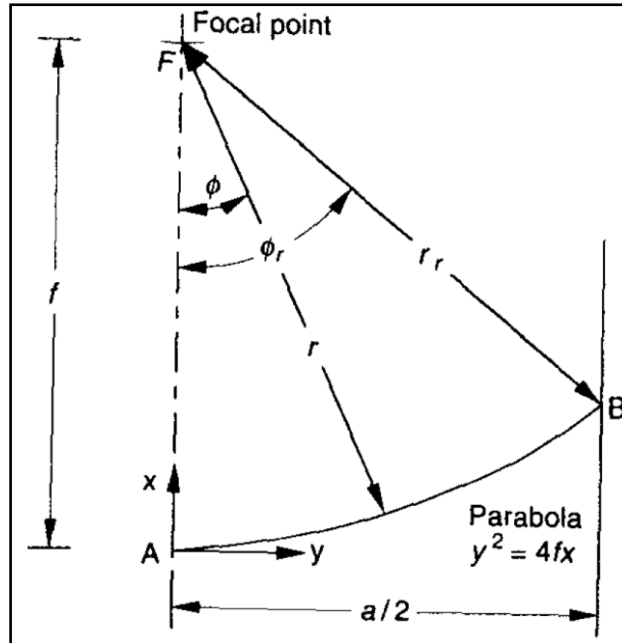


Fig. 23. Sección de un concentrador parabólico mostrando las dimensiones principales y las coordenadas x, y, z . (Duffie&Beckman).

En la Fig. 23, se aprecia la apertura $a/2$ y la longitud focal (la distancia desde el punto focal al vértice) f , pero no limita las dimensiones del paraboloide. Una de estas dimensiones es el ángulo de borde que secciona al paraboloide y limita el diámetro de apertura del concentrador $D_{ac} = a$.

4.4.3 Área de una Superficie de Revolución.

El área de una superficie de revolución se encuentra mediante la relación de una ecuación integral:

$$S_x = 2\pi \int_a^b y \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx \quad \text{Ecuación (20)}$$

4.4.4 Imagen Solar Formada en el Plano Focal.

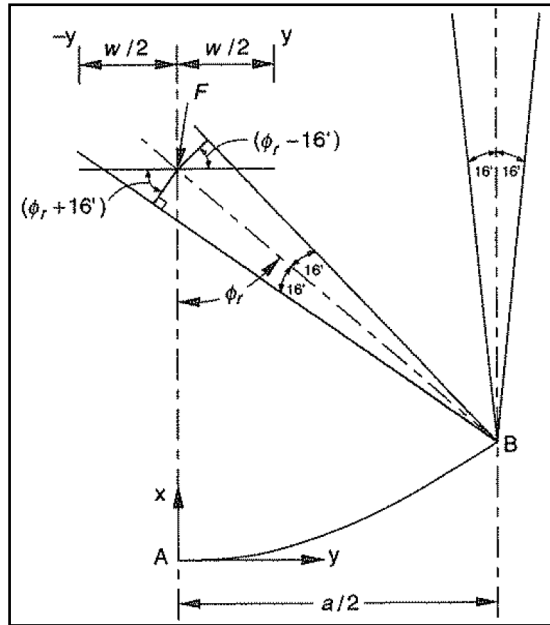


Fig. 24. Dimensiones de imagen para un concentrador parabólico. (Duffie&Beckman).

Este análisis se basa en el tamaño de la imagen solar formada en el plano focal del espejo parabólico al ser interceptada por un receptor circular o plano.

En la Fig. 24, se bosqueja la radiación solar directa incidente y cómo ésta es reflejada por la superficie especular del concentrador. Así, la geometría del paraboloides de revolución permite concentrar la radiación incidente en su plano receptor. Se establece que la radiación solar directa se encuentra en un cono angular $\alpha = 0.53^\circ$ (el ángulo que sustente el Sol a la distancia Tierra-Sol, $\alpha = 32'$), es decir, un ángulo medio θ_s de $0,267^\circ$ ó $16'$ y que la radiación entrante es normal a la apertura del concentrador. Se especifica que la radiación concentrada impacta un receptor circular o plano, el cual se sitúa en el plano focal del concentrador.

Así, se determinan algunas relaciones útiles para el análisis de la razón de concentración en el paraboloides de revolución con receptor plano, citando algunas de ellas:¹⁶

El ángulo Φ_r es el ángulo de borde descrito por AFB y está dado por:

$$\Phi_r = \tan^{-1} \left[\frac{\frac{8f}{a}}{16 \left(\frac{f}{a} \right)^2 - 1} \right] \quad \text{Ecuación (21)}$$

¹⁶ (Duffie&Beckman, 1991)

Seguidamente, el radio de borde está dado por:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \Phi_r} \quad \text{Ecuación (22)}$$

El ancho w está dado por:

$$w = \frac{2r_r \sin 0,267^\circ}{\cos(\Phi_r + 0,267^\circ)} \quad \text{Ecuación (23)}$$

El área de apertura del concentrador es:¹⁷

$$A_{ac} = \frac{\pi}{4} D_{ac}^2 \quad \text{Ecuación (24)}$$

4.4.5 Relación entre el Ángulo de Borde y la Razón f/d .

Los concentradores solares utilizan una parte truncada de la curva parabólica. El alcance de este truncamiento se define generalmente en términos del ángulo de borde ó de la relación de la longitud focal por el diámetro de apertura (f/d). La escala de la curva se especifica en términos de una dimensión lineal tal como el diámetro de apertura d o la longitud focal f .¹⁸ Esto se evidencia en la figura 25, que muestra diversas parábolas finitas que tienen un foco común y el mismo diámetro apertura.

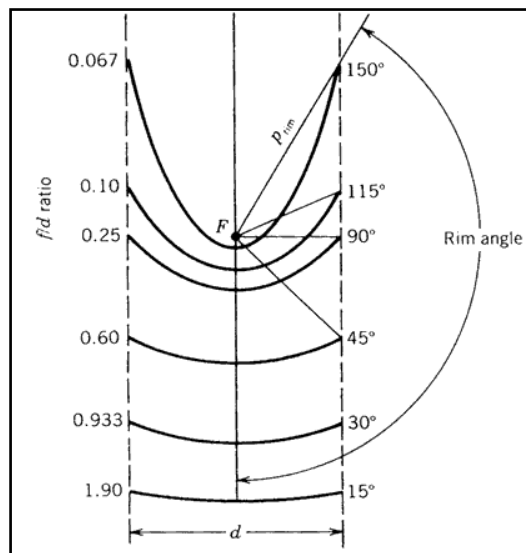


Fig. 25. Segmentos de una parábola que tiene un foco común F y el mismo diámetro de apertura. (Stine&Harrigan, 1985).

¹⁷(Lluís Jutglar, 2004)

¹⁸(Geyer, William B. Stine amd Michael)

Se puede ver que una parábola con un pequeño ángulo de borde es relativamente plana y la longitud focal es larga en comparación con su diámetro de apertura. Una vez que una parte específica de la curva parabólica ha sido seleccionada, la altura de la curva, h puede ser definido como la distancia máxima desde el vértice a una línea trazada a través de la apertura de la parábola.

Analizando esta relación y el ángulo límite Φ_r , resulta que el factor de concentración máximo a un ángulo límite es de 45° , equivale a una relación focal de $f/d = 0,6$. De ahí se deduce que un concentrador óptimo ha de tener una relación focal de 0,6. Por lo tanto, la relación entre f/d y el ángulo límite viene dada por la geometría del paraboloide.

En aquellos casos donde se usan receptores de cavidad, los ángulos límite son inferiores a 50° , por lo que normalmente el receptor está situado lejos y la curvatura del concentrador es pequeña.

En términos de la longitud focal y el diámetro de apertura, la altura de la parábola es:

$$x = \frac{y^2}{4p} \quad \text{Ecuación (25)}$$

4.4.6 Razón de Concentración.

La razón de concentración para un concentrador parabólico está en función de la geometría del receptor, ya que ésta determina la manera en que son interceptados los rayos solares que han sido concentrados. Así, cada receptor presenta una forma particular de interceptar la radiación solar concentrada estableciéndose entonces diferentes distribuciones de energía por unidad de área.

La razón de concentración es igual al área de apertura de captación del paraboloide de revolución y el área mínima de captura para la radiación que se encuentra en la imagen solar formada en el receptor, tal que:

$$C = \frac{A_{ac}}{A_r} \quad \text{Ecuación (26)}$$

Donde A_{ac} el área de apertura del concentrador y A_r el área del receptor.

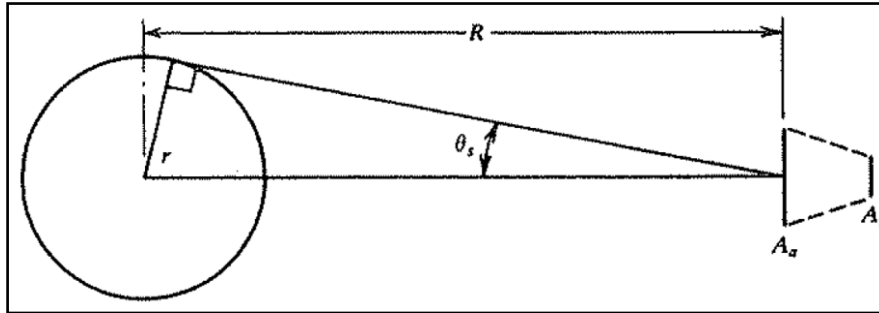


Fig. 26. Esquema del sol a T_s a una distancia R desde un concentrador con área de apertura A_a y área de receptor A_r . (Duffie&Beckman).

Según el esquema anterior basado del estudio de Rabl, la máxima razón de concentración para los concentradores circulares está dada por:

$$C_{m\acute{a}x} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \quad \text{Ecuación (27)}$$

Así con $\theta_s = 0,267$, la máxima razón de concentración para concentradores circulares es 45000.¹⁹

4.4.7 Errores de Dispersión.

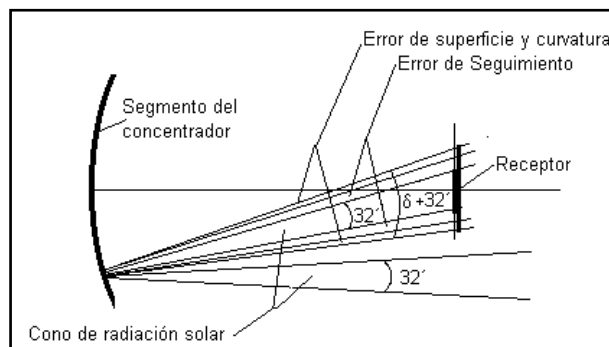


Fig. 27. Factores que afectan el diámetro del receptor.

¹⁹ (Duffie&Beckman, 1991)

A más del tamaño finito angular del Sol, los errores independientes en la conformidad del reflector para formar una parábola perfecta como son la reflexión no especular del haz de luz incidente, los errores de seguimiento y los errores de alineamiento del receptor contribuyen a la existencia de más dispersiones de la luz reflejada por el reflector.²⁰ (Ver Fig. 27).

Por lo tanto, el ángulo de dispersión es un factor que debe tomarse en cuenta en el diseño del receptor. De no ser así, una fracción de la energía concentrada se encontrará fuera del área de absorción en el receptor, lo que puede ocasionar daños en los componentes del mismo.

Harris y Duff (1981) han evaluado el uso de una distribución normal para describir la intensidad del Sol. Encontraron que la aproximación no introduce errores significativos para los cilindro-parabólicos y disco parabólicos. La tabla 5, muestra una lista típica de los errores de concentradores junto con el ancho equivalente del Sol.

Estos errores están por una unidad de distribución estándar, lo que significa que aproximadamente el 68 % de todas las mediciones de los errores caen dentro de las desviaciones angulares anotadas.²¹

Tabla 5. Errores típicos de los concentradores parabólicos.

Tipo y Fuente	Magnitud efectiva (1σ)	σ^2
<u>Unidimensional</u> (σ_{1D})		
Estructura (σ_{forma})	2,5 mrad \times 2 = 5 mrad	25
Seguimiento:		
Sensor (σ_{sensor})	2 mrad	4
Seguimiento no uniforme (σ_{cond})	2 mrad	4
Receptor:		
Alineamiento, etc (σ_{rec})	2 mrad	4
		$\sum \sigma_{1D}^2 = 37$

²⁰ (Duffie&Beckman, 1991)

²¹(Geyer, William B. Stine amd Michael)

		$\sigma_{1D} = 6,1 \text{ mrad}$
<u>Bidimensional (σ_{2D})</u>		
Reflectancia especular del espejo	$0,25 \text{ mrad} \times 2 = 0,50 \text{ mrad}$	0,25
Anchura del Sol (σ_{sun})	2,8 mrad	7,84
		$\sum \sigma_{2D}^2 = 8,09$
		$\sigma_{2D} = 2,8 \text{ mrad}$
<u>Error Total Efectiva</u>		
$\sigma_{tot} = \sqrt{\sigma_{1D}^2 + \sigma_{2D}^2} = \mathbf{6,7 \text{ mrad}}$		

Es común usar ± 2 a ± 3 veces la σ_{tot} en los análisis solares para asegurar que el 95% o más de toda la energía posible sea capturada.²² En la siguiente tabla se indica los múltiplos de desviación estándar:

Tabla 6. Porcentaje de mediciones de flujo que cae dentro de múltiplos de una desviación estándar (σ).

Múltiplos de Estándar	Número de desviaciones estándar	Porcentaje
Desviación (σ)	N	Dentro de los límites
± 1	2	68,27 %
± 2	4	93,45 %
± 3	6	99,73 %

²²(Geyer, William B. Stine and Michael)

4.5 FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR.

4.5.1 Ley de Stefan-Boltzmann.

La ley de Stefan-Boltzmann establece que un cuerpo negro emite radiación térmica con una potencia emisiva superficial (W/m^2) proporcional a la cuarta potencia de su temperatura:

$$E = \sigma T_e^4 \quad \text{Ecuación (28)}$$

Donde:

E = Potencia emisiva superficial (W/m^2).

$\sigma = 5,67E^{-8} W/m^2K^4$... Constante de Stefan – Boltzmann.

T_e = Temperatura efectiva o absoluta (K).

4.5.2 Máxima Temperatura Teórica del Receptor.

Una consecuencia clara de la definición de la razón de concentración es que mientras mayor sea la razón de concentración mayor serán las temperaturas alcanzables sobre el punto de recepción. Esto se demuestra con el siguiente razonamiento: el balance de energía para un receptor perfectamente aislado, que no se refrigerase por ningún otro medio que no fuese la emisión de radiación correspondiente a su propia temperatura (sin pérdidas por conducción o convección, y despreciando la temperatura del ambiente contra el que radia), sería:²³

$$\varepsilon_{ef}\sigma T_{máx}^4 = \alpha_{ef}CG \quad \rightarrow \quad T_{máx} = \left(\frac{\alpha_{ef}CG}{\varepsilon_{ef}\sigma} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación (29)}$$

Donde:

$T_{máx}$ = Máxima temperatura sobre el receptor (K).

α_{ef} = Absortancia efectiva del receptor.

ε_{ef} = Emitancia efectiva del receptor.

σ = Constante de Stefan – Boltzmann.

G = Irradiancia solar total que incide sobre el concentrador (W/m^2).

C = Razón de concetntración

²³(Javier Muñoz Antón, 2008)

4.5.3 Calor Ganado o Cedido.

El calor absorbido o cedido por un cuerpo de masa m siempre que no experimente ningún cambio de estado cuando su temperatura varía desde una temperatura $T1$ hasta otra $T2$, viene dado por la expresión:²⁴

$$Q = m \times c \times \Delta T \quad \text{Ecuación (30)}$$

Donde:

Q = Cantidad de calor ganado o cedido por el cuerpo.

m = Masa del cuerpo o sustancia.

c = Calor específico del cuerpo o sustancia.

ΔT = Incremento o variación de temperatura del cuerpo o sustancia.

Las unidades más habituales de calor específico son J/(kg · K) y cal/(g · °C).

El calor específico de un material depende de su temperatura; no obstante, en muchos procesos termodinámicos su variación es tan pequeña que puede considerarse que el calor específico es constante. Asimismo, también se diferencia del proceso que se lleve a cabo, distinguiéndose especialmente el "calor específico a presión constante C_p " (en un proceso isobárico) y "calor específico a volumen constante C_v (en un proceso isocórico).

Para sustancias incompresibles (sólidos y gases) $C_v = C_p = C$.

4.5.4 Captura de la energía óptica.

La tasa de incidencia de radiación óptica sobre el colector/receptor será el recurso de radiación solar para cada tipo de colector y su seguimiento, la radiación global o total para los colectores planos y la radiación directa para los colectores de concentración solar. Entonces el recurso solar incidente es:²⁵

$$E_{in} = I_o A_o \quad (W) \quad \text{Ecuación (31)}$$

Donde:

I_o = Radiación solar incidente a la apertura del colector (W/m^2).

A_o = Área de apertura del colector (m^2).

²⁴(Holman, J. P., 199)

²⁵(Geyer, William B. Stine and Michael)

4.5.5 Eficiencia de una Máquina Térmica.

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como:²⁶

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto,salida}}{Q_{entrada}} \quad \text{Ecuación (32)}$$

4.5.6 Curvas de eficiencia.

El rendimiento térmico de un colector solar es determinado parcialmente obteniendo valores de eficiencias instantáneas para las diferentes combinaciones de radiación incidente, temperatura ambiente y temperatura de entrada del fluido. Esto requiere mediciones experimentales de la radiación incidente en el colector así como la tasa de energía que se añade al fluido de transferencia cuando está circulando a través del colector, todo bajo estado estacionario o casi-estacionario.²⁷

4.6 SISTEMAS MECÁNICOS Y ELEMENTOS DE MÁQUINAS.

4.6.1 Fuerzas y Equilibrio de un Sólido Rígido.

La estática determina las condiciones bajo las cuales un cuerpo actuado por diversas fuerzas permanece en equilibrio, es decir en reposo.

4.6.2 Sistemas de Fuerzas Bidimensionales.

4.6.2.1 Componentes rectangulares.

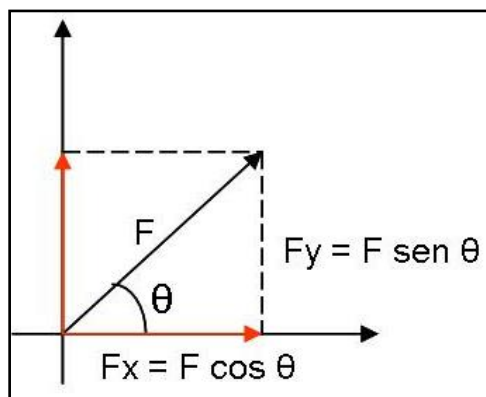


Fig. 28. Componentes rectangulares de una fuerza.

²⁶(Faires, 1983)

²⁷(Solar Thermal collectors and applications, 2004)

La descomposición bidimensional más común de una fuerza se hace mediante componentes rectangulares. Al tratarse de un triángulo rectángulo, las componentes de la fuerza resultante, su magnitud y dirección pueden ser expresadas (notación escalar) así:²⁸

$$F_x = F \cos \theta \quad F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad \text{Ecuación (34 y 35)}$$

$$F_y = F \sin \theta \quad \theta = \tan^{-1} \frac{F_y}{F_x} \quad \text{Ecuación (36 y 37)}$$

En el caso general, la resultante de cualquier número de fuerza tanto de la componente x como de la componente y, pueden ser expresados de la siguiente forma:

$$F_{Rx} = \sum F_x = F_{1x} + F_{2x} + \dots + F_{nx} \quad \text{Ecuación (38)}$$

$$F_{Ry} = \sum F_y = F_{1y} + F_{2y} + \dots + F_{ny} \quad \text{Ecuación (39)}$$

4.6.2.2 Condiciones de Equilibrio.

La condición necesaria y suficiente para que un sólido esté en equilibrio es que las fuerzas exteriores formen un sistema de vectores deslizantes nulo, es decir, que la resultante y el momento resultante en un punto cualquiera del espacio deben ser nulos.

Estas condiciones se expresan mediante las ecuaciones de equilibrio, las cuales aplicadas a dos dimensiones pueden escribirse como sigue, en forma escalar:

$$\sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0; \quad \sum M_O = 0 \quad \text{Ecuación (40)}$$

La tercera ecuación representa la suma nula de los momentos de todas las fuerzas respecto a un punto O interior o exterior al cuerpo.

²⁸(J.L. Meriam-L.G. Kraige, 1999)

4.6.3 Momento Flector.

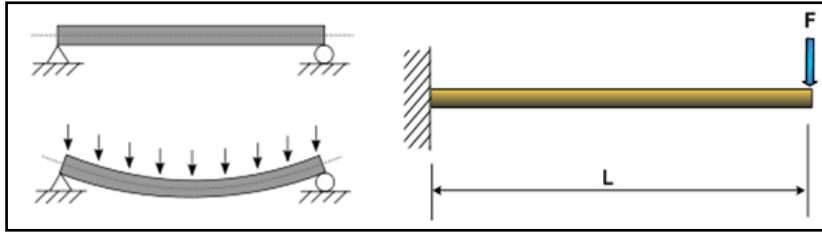


Fig. 29. Vigas con soportes simples sometidas a flexión.

Se denomina momento flector, o momento de flexión, un momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión. El momento flector se representa por la siguiente ecuación:

$$M = F \times l \quad \text{Ecuación (41)}$$

4.6.4 Momento torsor.

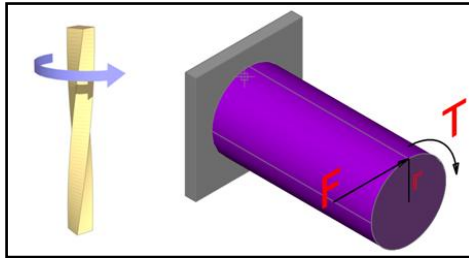


Fig. 30. Barras sometida a torsión.

En ingeniería, torsión es la sollicitación que se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento constructivo o prisma mecánico, como pueden ser ejes o, en general, elementos donde una dimensión predomina sobre las otras dos, aunque es posible encontrarla en situaciones diversas. Matemáticamente se expresa así:

$$T = F \times r \quad \text{Ecuación (42)}$$

Para secciones no circulares el esfuerzo cortante máximo debido a la torsión es:²⁹

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T}{Q} \quad \text{Ecuación (43)}$$

Donde:

$Q =$ Función de la geometría de las sección transversal.

²⁹(Norton, 1995)

Para una sección cuadrada hueca Q , viene determinado por:

$$Q = 2bht \quad \text{Ecuación (44)}$$

El esfuerzo máximo en relación al módulo de sección viene expresado por:³⁰

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{S} \quad \text{Ecuación (45)}$$

4.6.5 Factores de diseño.

El término factor de diseño, N , es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. La resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño (σ_d) que a veces se llama esfuerzo admisible o esfuerzo permisible. Entonces, el esfuerzo real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño.

Con frecuencia, el valor del factor de diseño está definido por códigos establecidos por organizaciones de normalización como ASME, AISC, entre otros. Entre los valores de factor de diseño utilizados con frecuencia, se citan a continuación:

Tabla 7. Factores de diseño

Materiales Dúctiles	
$N=1.25-2$	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
$N=2-2.5$	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
$N=2.5-4$	Diseño de estructuras estáticas o elemento de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o al ambiente.
$N=4\text{-más}$	Diseño de estructuras estáticas o elementos de cargas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente.
Materiales Frágiles	
$N=3-4$	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de

³⁰(Andrew Pytel&Ferdinand L. Singer, 1994)

	confianza en todos los datos de diseño.
$N=4-8$	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades del material, análisis d esfuerzo o al ambiente.

4.6.6 Columnas.

Una columna es un elemento axial sometido a compresión, lo bastante delgado respecto de su longitud, para que bajo la acción de una carga gradualmente creciente se rompa por flexión lateral o pandeo ante una carga mucho menor que la necesaria para romperlo por aplastamiento.

4.6.6.1 Factor de diseño y carga admisible.- Como se espera una falla con una carga límite y no con un esfuerzo, el factor de diseño se lo aplicará directamente a la carga crítica calculada. El objetivo del análisis y diseño de las columnas es garantizar que la carga aplicada a una columna sea segura, que sea bastante menor que la carga crítica pandeo. Entonces:³¹

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \quad \text{Ecuación (46)}$$

Donde:

$P_a =$ Carga admisible.

$P_{cr} =$ Carga crítica de pandeo.

$N =$ Factor de diseño.

La carga real aplicada P debe ser menor que P_a .

4.6.6.2 Propiedades de la sección transversal de una columna.

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal y también de su longitud y la forma de fijarla a miembros o apoyos adyacentes. Las propiedades importantes de la sección transversal son:

1. El área de la sección transversal A .
2. El momento de inercia I de la sección transversal, con respecto al eje para el que I es mínimo.
3. El valor mínimo del radio de giro de la sección transversal, r .

³¹(Mott, Robert L., 2006)

El radio de giro se calcula con la siguiente fórmula:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ecuación (47)}$$

Una columna tiende a pandearse respecto al eje para el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos.

4.6.6.3 Fijación de un extremo y longitud efectiva.

El término fijación de un extremo se refiere a la forma en que se soportan los extremos de una columna. La variable más importante es la cantidad de restricción a la tendencia de rotación que existe en los extremos de la columna. Existen tres formas de restricción de extremos que son: articulada, empotrada y libre.

La figura 31, nos proporciona el factor K para cada tipo de configuración.

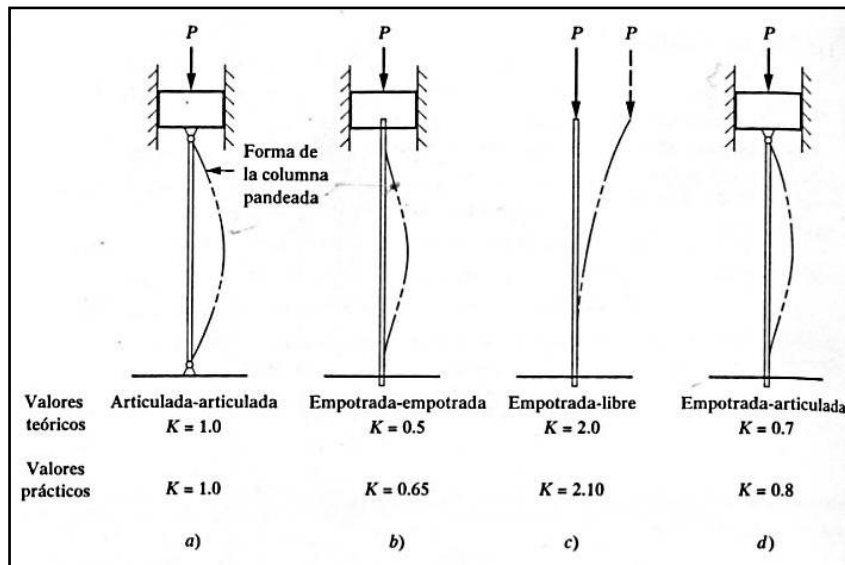


Fig. 31. Valores de K para obtener la longitud efectiva, para distintas conexiones en los extremos.

La forma de soportar ambos extremos de la columna afecta la longitud efectiva de la columna, y se define de la siguiente manera:

$$L_e = K \times L \quad \text{Ecuación (48)}$$

Donde:

L = Longitud real de la columna entre los soportes.

K = Constante que depende del extremo fijo.

4.6.6.4 Relación de esbeltez.

La relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Esto es:

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{L_e}{r_{\text{mín}}} = \frac{KL}{r_{\text{mín}}} \quad \text{Ecuación (49)}$$

La relación de esbeltez se emplea para ayudar a seleccionar el método de análisis de columnas rectas y con carga central.

4.6.6.5 Relación de esbeltez de transición.

Existen dos métodos para analizar columnas rectas con carga central:

- La fórmula de Euler para columnas largas y esbeltas.
- La fórmula de J.B. Johnson para columnas cortas.

La elección del método apropiado depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analice, comparado con la relación de esbeltez de transición, o constante de columna, C_c , que se define como sigue:³²

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Ecuación (50)}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material de la columna.

S_y = Resistencia de fluencia del material.

El procedimiento para analizar columnas rectas con carga central es:

1. Para la columna, calcule su relación de esbeltez real.
2. Calcule el valor de C_c .
3. Compare C_c con KL/r . Como C_c representa el valor de la relación de esbeltez que separa una columna larga de una corta, el resultado de la comparación indica qué clase de análisis se debe usar.
4. Si la KL/r real es mayor que C_c , la columna es larga. Se emplea la ecuación de Euler.
5. Si la KL/r es menor que C_c , la columna es corta. Se emplea la fórmula de J. B. Johnson.

³²(Mott, Robert L., 2006)

4.6.6.6 Análisis de columnas cortas.

Cuando la relación de esbeltez real en una columna, KL/r , es menor que el valor de transición C_c , la columna es corta y se debe emplear la fórmula de J. B. Johnson. Si se aplica la ecuación de Euler en esta región, se calcularía una carga crítica mayor que la que en realidad es. La fórmula de J. B. Johnson se escribe como sigue:

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y(KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Ecuación (51)}$$

4.6.7 Ejes.

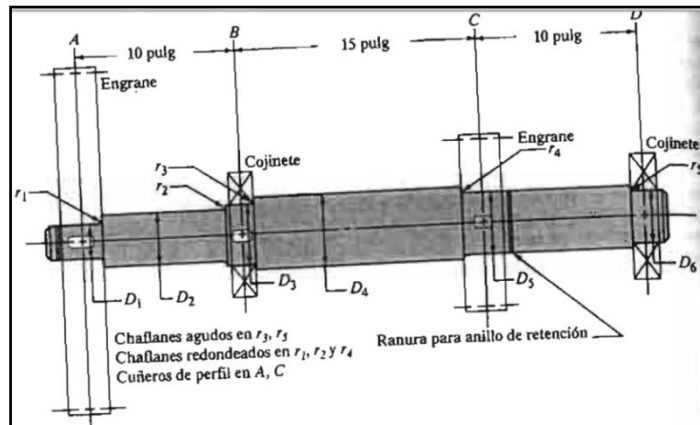


Fig. 32. Eje de transmisión.

Un eje de transmisión (o árbol) es un elemento cilíndrico de sección circular, que puede estar fijo o estar girando, sobre el que se montan elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia. Los ejes de transmisión, o simplemente ejes, son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinadas.

Un eje de soporte es el que no transmite carga de torsión y puede ser fijo o rotatorio. Para el diseño de los ejes, se debe hacer inicialmente un análisis de resistencia estática del eje y luego un análisis de resistencia dinámica (a la fatiga).

4.6.7.1 Diseño por resistencia estática.

La resistencia del eje está determinada por los modelos de falla de Gerber, Soderberg, ASME y otros. Mediante la teoría de la energía de distorsión se tiene la siguiente fórmula de diámetro mínimo:³³

$$d = \left[\frac{32 \times N}{\pi \times S_y} \left(M^2 + \frac{3}{4} \times T^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (52)}$$

4.6.7.2 Diseño por resistencia a la fatiga.

Para el diseño por fatiga, se debe tomar en cuenta el cálculo de la resistencia a la fatiga real del material.

4.6.7.2.1 Resistencia a la fatiga (S_n).

La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga.

Los datos publicados de resistencia a la fatiga típicamente provienen de pruebas de carga a flexión o axial totalmente alternante, sobre pequeños especímenes pulidos. Sin embargo, no siempre se encuentran con facilidad esos datos. La Figura 44, muestra la relación entre S_u y S_n para un gran número de hierros y aceros forjados.

³³(Joseph E. Shigley & Larry D. Mitchell, 1985)

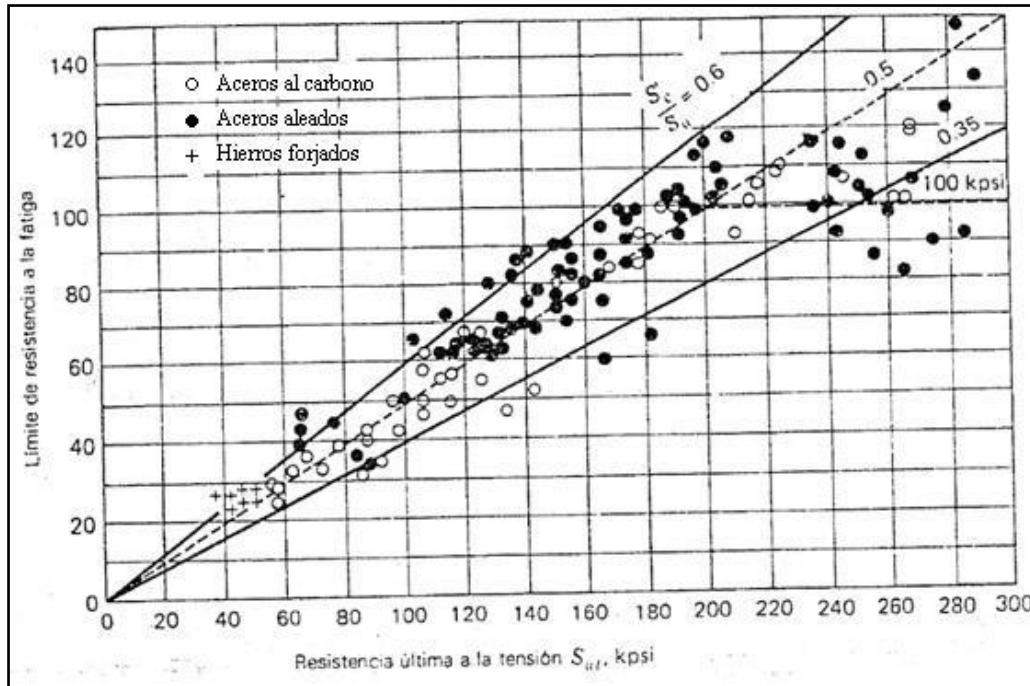


Fig. 33. Gráfica de límites de fatiga en función de resistencia a la tensión, con base en resultados de prueba reales para un gran número de hierros y aceros forjados.

En el caso de los aceros, a partir de la gráfica anterior se puede estimar aproximaciones básicas para la resistencia a la fatiga como:

$$S_n \cong \begin{cases} 0,5(S_{ut}) & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ ksi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \end{cases} \quad \text{Ecuación (53)}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia última a la tensión.

4.6.7.2.2 Factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga.

Varios factores se incorporan en un conjunto de factores de reducción de resistencia, que entonces se multiplican por la estimación teórica (resistencia a la fatiga), a fin de obtener la resistencia a la fatiga real, para la aplicación en particular.³⁴

³⁴(Norton, 1995)

4.6.7.2.3 Ecuación de la resistencia a la fatiga real (S'_n).

De acuerdo a lo descrito anteriormente y según Robert L. Norton, la ecuación aplicada para obtener la resistencia a la fatiga real es:

$$S'_n = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_n \quad \text{Ecuación (54)}$$

4.6.7.2.4 Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga.

- Se especifica el material para la pieza y determina su resistencia última de tensión S_{ut} , mediante la consideración de su condición, tal como se usará en servicio.
- Emplee la Ecuación (54), para estimar la resistencia a la fatiga.
- Aplique un factor de carga de reducción de resistencia:

$$C_{carga} = 1 \text{ para el esfuerzo flexionante.}$$

$$C_{carga} = 0,70 \text{ para la tensión axial.}$$

- Aplique un factor de tamaño. Varios autores han sugerido diferentes valores para el factor de tamaño. Shigley y Mitchell ofrecen una expresión sencilla, que es razonablemente conservadora:

$$\text{para } d \leq 0,3 \text{ in (8mm):} \quad C_{tamaño} = 1$$

$$\text{para } 0,3 \text{ in} \leq d \leq 10 \text{ in:} \quad C_{tamaño} = 0,869d^{-0,097}$$

$$\text{para } 8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm:} \quad C_{tamaño} = 1,189d^{-0,097}$$

- Aplique un factor de superficie. Shigley y Mischke proponen que se maneje una ecuación exponencial de la forma:

$$C_{superficie} \cong A(S_{ut})^b \quad \text{si } C_{superficie} > 1, \text{ set } C_{superficie} = 1$$

Para aproximar el factor superficial con S_{ut} ya sea en kpsi o en MPa. Los coeficientes A y los exponentes b para diversos acabados aparecen en la Tabla 8.

Tabla 8. Coeficientes para la ecuación de factor superficial.

Acabado superficial	MPa		kpsi	
	A	B	A	b
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

➤ Aplique un factor de temperatura. Shigley y Mitchell sugieren lo siguiente:

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450^{\circ}\text{C } (840^{\circ}\text{F}): & \quad C_{tem} = 1 \\ \text{para } 450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C}: & \quad C_{tem} = 1 - 0.0058 (T - 450) \\ \text{para } 840^{\circ}\text{F} < T \leq 1020^{\circ}\text{F}: & \quad C_{tem} = 1 - 0.0032 (T - 840) \end{aligned}$$

Los criterios antes citados se basan en datos solamente para aceros, no debiéndose utilizar para otros metales, como aleaciones de Al, Mg, y Cu.

➤ Aplique un factor de confiabilidad. Haugen y Wirsching informan que las desviaciones estándar de la resistencia a la fatiga de los aceros rara vez exceden del 8% sobre sus valores medios. La Tabla 9, muestra los factores de confiabilidad para una desviación estándar supuesta del 8%.

Tabla 9. Coeficientes para la ecuación de factor superficial.

Confiabilidad %	C _{confiabilidad}
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

4.6.7.2.5 Ecuación de diseño para ejes por resistencia a la fatiga.

Una vez obtenida la resistencia a la fatiga real, se procede a calcular el diámetro mínimo del eje. En este caso se utilizará el método ASME. La ecuación publicada por ASME es:³⁵

$$d = \left\{ \frac{32 \times N}{\pi} \left[\left(\frac{K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación (55)}$$

Donde:

d = Diámetro mínimo del eje.

N = Factor de seguridad.

k_t = Factor de concentración de esfuerzos.

S'_n = Resistencia a la fatiga real.

³⁵(Mott, Robert L., 2006)

$S_y =$ Resistencia a la fluencia.

$M =$ Momento flector.

$T =$ Momento torsor.

4.6.7.2.6 Presión de un fluido.

De acuerdo a la energía cinética la presión de un fluido (líquido o gas) viene expresada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{1}{2} \delta v^2 \quad \text{Ecuación (56)}$$

Donde:

$\delta =$ Densidad del fluido.

$v =$ Velocidad del fluido en dicho punto.

4.6.8 Recipientes a Presión.

Se considera como un recipiente a presión cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna o vacío, independientemente de su forma y dimensiones.

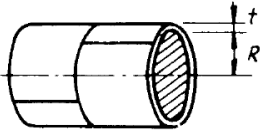
4.6.8.1 Esfuerzos en cilindros de pared delgada.

La presión uniforme, interna o externa, induce en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que obra en la costura circunferencial, por la geometría misma del cilindro.³⁶

De lo anterior, las fórmulas expresadas a continuación se dan para la costura longitudinal, ya que esta es la que rige generalmente.

³⁶(Megyesy, 1992)

Tabla 10. Fórmulas para cilindros de pared delgada.

PRESION INTERNA		
FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCION DE LAS DIMENSIONES INTERIORES		
<p> P = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida, lb/pulg² S = Valor del esfuerzo del material, lb/pulg², página 159 E = Eficiencia de la junta, página 142 R = Radio interior, pulgadas D = Diámetro interior, pulgadas t = Espesor de pared, pulgadas C.A. = Margen por corrosión, pulgadas </p>		
<p>A</p> 	CASCO CILINDRICO (COSTURA LONGIT.)¹	
	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="text-align: center;">$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$</td> <td style="text-align: center;">$P = \frac{SE t}{R + 0.6t}$</td> </tr> </table> <p> 1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal. Ver página anterior. 2. Cuando el espesor de pared exceda de la mitad del radio interior o P exceda de 0.385 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice del Código, 1-2. </p>	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$
$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$	$P = \frac{SE t}{R + 0.6t}$	

4.6.8.2 Tipos de tapas.

Para cerrar recipientes cilíndricos, existen varios tipos de tapas, entre otras tenemos las siguientes: tapas planas, planas con ceja, únicamente abombadas, abombadas con ceja invertida, toriesféricas, semielípticas, etc.

4.6.8.2.1 Tapas planas.

Se utilizan para cerrar recipientes sujetos a presión atmosférica generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes sujetos a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo, se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.

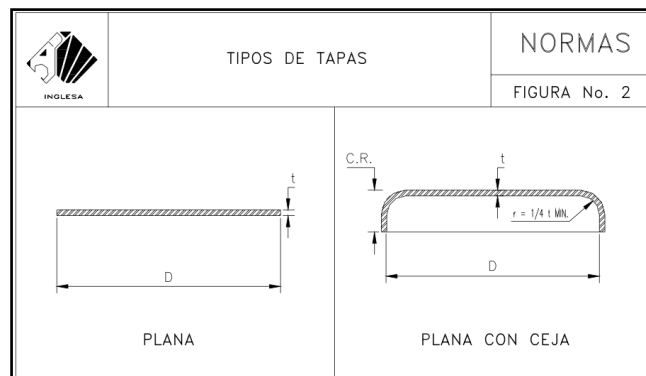


Fig. 34. Tapas planas para recipientes a presión.

La ecuación usada para determinar el espesor mínimo requerido en la tapa es:

$$t = d \sqrt{C'P/SE} \quad \text{Ecuación (57)}$$

Donde:

d = Diámetro interno del cilindro.

C' = Ctte adimensional que depende de la forma de unión entre la tapa y el cilindro.

P = Presión de diseño.

$S = S_y$ = Esfuerzo máximo permisible del material.

E = Eficiencia de la soldadura.

Nota: Para nuestro cálculo usaremos un factor de eficiencia igual a 0,6 y $C'=0.33$.

4.6.9 Rodamientos.

Los árboles, ejes y en general todos aquellos elementos mecánicos que poseen un movimiento de rotación alrededor de un eje geométrico y están sometidos a cargas, tanto estáticas como dinámicas precisan de un elemento que facilite su movimiento de rotación, de forma que se sustituya el movimiento de rozamiento por deslizamiento por un movimiento de rodadura. Para ello, se utilizan los rodamientos.

- **Rodamientos radiales.**- Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula.



Fig. 35. Rodamientos radiales SKF.

4.6.9.1.2 Selección del tamaño del rodamiento.

El tamaño del rodamiento necesario para una aplicación determinada se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga comparada con las cargas que previsiblemente tendrá que soportar en servicio y las exigencias en cuanto a duración y fiabilidad requeridas para la aplicación en cuestión.

4.6.9.1.2.1 Capacidad de carga estática.

El tamaño del rodamiento deberá seleccionarse en base a su capacidad de carga estática C_o y no en base a su duración, es decir, cuando los rodamientos deben:

- Girar a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm)
- Realizar movimientos oscilantes muy lentos.
- Permanecer estacionarios bajo carga durante largos períodos de tiempo.

4.6.9.1.2.2 Carga estática equivalente.

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Esta carga se obtiene mediante la siguiente ecuación general:

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{Ecuación (58)}$$

Donde:

P_o = Carga estática equivalente, kN.

F_r = Carga radial real del rodamiento, kN.

F_a = Carga axial real del rodamiento, kN.

X_o = Factor de carga radial del rodamiento.

Y_o = Factor de carga axial del rodamiento.

Para calcular P_o se deberá utilizar la máxima carga a la cual pueda estar sometido el rodamiento e introducir sus componentes radial y axial en la ecuación anterior.

4.6.9.1.2.3 Capacidad de carga estática requerida.

Cuando el tamaño del rodamiento requerido se determina en base a la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad S_o que representa la relación entre la capacidad de carga estática C_o y la carga estática equivalente P_o para calcular la capacidad de carga estática básica requerida.

La capacidad de carga estática requerida C_{or} se puede calcular según:

$$C_{or} = S_o P_o \quad \text{Ecuación (59)}$$

Donde:

C_{or} = Capacidad de carga estática requerida (KN).

S_o = Factor de seguridad estática (KN).

P_o = Carga estática equivalente.

Para los rodamientos rígidos de bolas el factor de seguridad estática S_o , para funcionamientos normales es igual a 1.

4.7 SISTEMAS DE SEGUIMIENTO SOLAR.

Los sistemas de seguimiento solar permiten una mejor rentabilidad para el colector solar debido principalmente a la cantidad de energía que puede captar a diferencia de un sistema fijo.

Los sistemas Disco-Parabólicos permiten obtener temperaturas sumamente elevadas, pero presentan el problema de que precisan un seguimiento del sol (seguidor solar) muy preciso y además en dos direcciones: de este a oeste y de abajo a arriba, esto requiere un mecanismo complejo de seguimiento con dos motores, uno para efectuar el movimiento horizontal y otro para el movimiento vertical. (Fig. 36)

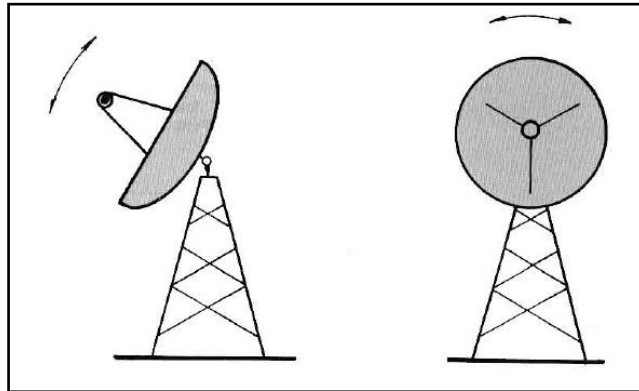


Fig. 36. Movimientos que realiza el colector.

Actualmente estos sistemas se pueden dividir en dos tipos:

- **Seguimiento de elevación-acimutal.**

El disco concentrador está asentado en un plato que gira en un plano paralelo a la tierra (azimut) y en otro plano perpendicular a ella (altitud). Estos sistemas proporcionan al colector la capacidad de rotar a izquierda/derecha y arriba/abajo mediante el uso de unos pequeños servomotores.

El valor de la velocidad de rotación varía a lo largo del día, pero se puede calcular fácilmente, en la mayoría de los sistemas disco Stirling más grandes pesados utilizan este método de seguimiento, mediante un algoritmo de un programa de computación.

- **Seguimiento de rastreo polar.**

El disco concentrador gira en torno a un eje paralelo al eje de rotación de la tierra y se realiza su seguimiento en coordenadas polares, en la actualidad sólo se utiliza en sistemas de pequeño porte, debido a las cargas a soportar de la estructura en una sola columna.

El movimiento en un eje es muy lento, pues sólo debe seguir las variaciones estacionales del sol, y el movimiento en el otro eje es a velocidad constante.

La diferencia radica que en lugar de sólo con un programa de computación, la posición del Sol se corrige en correcciones pequeñas mediante por un sensor de seguimiento por cada uno de los ejes. (Ver Fig. 37)



Fig. 37. Imagen de un Seguidor Solar.

Los sistemas de seguimiento evolucionaron del seguimiento polar a seguimiento en elevación- acimut.

4.7.1 Funcionamiento del Seguidor Solar.

El sistema consta básicamente de tres partes principales que son: el sensor, el controlador y la actuación. El principio de funcionamiento se basa en un control básico a lazo cerrado el cual mide, compara y luego actúa. Ver Fig. 38.

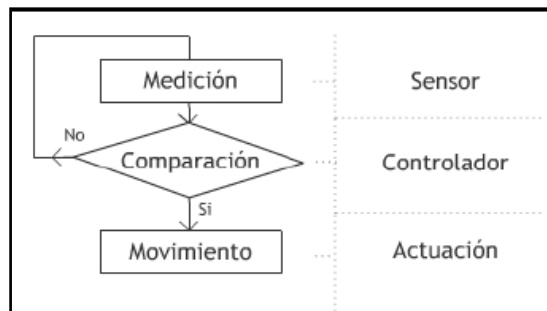


Fig. 38. Diagrama de operación del sistema.

En los sistemas que utilizan sensores de luz, el sensor detecta el movimiento del sol a través de una diferencia de luminosidad generada por la sombra en la sonda. Luego, el controlador compara la señal y si sobrepasa el umbral establecido (calibrado por el usuario con anterioridad) envía una señal para que el motor desplace la estructura a la nueva posición de óptimo lumínico.

4.7.2 Sensores.

Un sensor es un dispositivo que puede transformar magnitudes químicas o físicas en señales eléctricas.

Las principales características de los sensores son:

- Rango.- Se especifica por los valores máximos y mínimos de entrada y salida.
- Alcance.- Máxima variación entre la entrada y la salida
- Resolución.- Mínima variación de la magnitud de entrada que puede apreciarse a la salida.
- Velocidad de respuesta.- Depende de la capacidad del sistema para seguir las variaciones de la entrada.
- Precisión.- Es el error de medida máximo que se espera.
- Sensibilidad.- Relación entre la variación de la salida y la variación de la Entrada
- Linealidad.- Cuánto se acerca la relación entre entradas y salidas a una relación lineal.

4.7.2.1 Sensores en sistemas de seguimiento solar.

Se pueden utilizar primordialmente sensores de luz o sensores inductivos de proximidad.

Los sensores de luz detectan la iluminancia. Básicamente, existen 3 tipos de sensores de luz:

- Fotorresistencias.- Son resistencias variables con la luz, son muy parecidos a los potenciómetros y se conocen también como fotocélulas.
- Fotodiodos.- Tienen una gran sensibilidad, producen una salida lineal en un amplio rango de niveles de luz, y responden rápidamente a los cambios de iluminación.
- Fototransistores.- Tienen una mayor sensibilidad a la luz que las fotorresistencias.

Los sensores inductivos, por su parte, pueden actuar como elementos para encender o apagar el movimiento en posiciones específicas del seguidor.

4.7.3 Actuator Lineal.

Un actuador lineal es un dispositivo que, teniendo una fuente de energía, desarrolla una fuerza y movimiento de manera lineal.

Existen varias formas de lograr este movimiento, o sea, el actuador puede ser mecánico, hidráulico o electromecánico. La aplicación más conocida son los alza vidrios de los automóviles o los brazos hidráulicos utilizados para abrir los portones de los pasajes.

Un actuador lineal electromecánico es un artefacto que convierte el movimiento de rotación de un motor en un movimiento lineal de un brazo o actuador. Dependiendo del giro del motor, el brazo se acorta o se alarga.

Como se ve en la Fig. 39, un actuador electromecánico cuenta con un motor (el cual puede ser DC o AC), el cual está conectado a través de una correa con un tornillo sin fin. Las poleas que realizan esta conexión tienen una diferencia de radio considerable, lo cual aumenta el torque y disminuye la velocidad del tornillo.

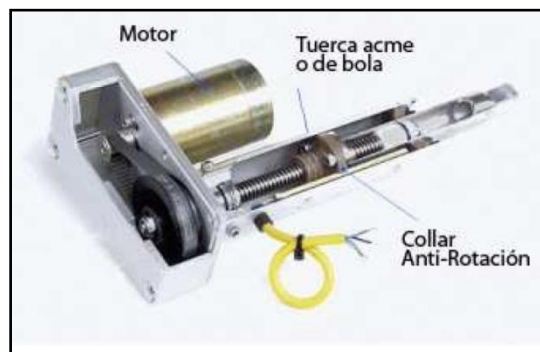


Fig. 39. Esquema de un actuador lineal electromecánico.

Para que el brazo no gire solidario al tornillo, se coloca un collar que fija el brazo con la superficie exterior, permitiéndole solamente un movimiento lineal.

Los actuadores electromecánicos encontrados en el mercado pueden tener altas velocidades y baja fuerza, altas fuerzas y bajas velocidades o un compromiso medio entre ambas, su elección depende de la aplicación en que se quieran ocupar.

Para aplicaciones donde el actuador lineal funcione conectado a un sistema de seguimiento, es esencial que cuente con limitadores de movimiento, los cuales definen

los límites en distancia que se puede mover el brazo, la Fig. 40 sirve como guía para entender el funcionamiento de estos dispositivos.

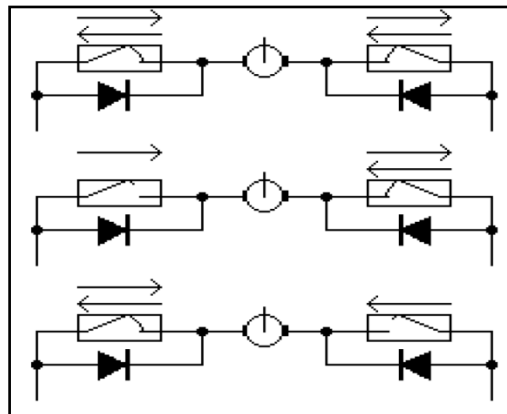


Fig. 40. Limitador de movimiento.

- En el primer esquema el motor funciona de manera normal en un intervalo entre los limitadores de movimiento.
- En el segundo esquema, el limitador de movimiento izquierdo se ha accionado, impidiendo el giro del motor en un sentido y permitiendo a través del diodo solo el giro contrario.
- El tercer esquema es análogo al segundo invirtiendo los giros.

Los limitadores de movimiento deben actuar antes de que el límite mecánico haya sido alcanzado, sino se generan corrientes elevadas que pueden dañar el sistema electrónico de seguimiento.

5. MATERIALES Y MÉTODOS.

5.1 Materiales.

Para la realización del presente trabajo investigativo se consideró importante utilizar los siguientes recursos y materiales:

- **Recursos Humanos:**

- Adriano Nayants Guzmán Shakay.
- Jorge Manuel Ramírez Criollo.
- Ing. Armando Salgado "Director de Tesis".

- **Recursos Económicos:**

Los gastos fueron solventados por parte de los investigadores.

- **Herramientas:**

Los instrumentos, materiales y herramientas que utilizamos son los siguientes:

- **Materiales de oficina:**

Computador

Calculadora

Impresora

Hojas de papel bond

Esferográficos

- **Materiales informáticos:**

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Microsoft Office PowerPoint 2007

- **Herramientas Cad:**

Mathcad

SolidWorks 2010

AutoCAD 2010

Livewire

5.2 Métodos, Técnicas y Procedimientos:

El presente trabajo de investigación se enmarca en las características de un estudio de carácter analítico – descriptivo y explicativo, pues se pretende analizar la posible generación de energía eléctrica a través de un colector solar disco-parabólico. Todo esto, mediante el registro minucioso de todas las evidencias relacionados con la medición y estructura de sus componentes que nos permitan conjuntamente con el respaldo teórico, describir en primera instancia, las manifestaciones del fenómeno y así dar a conocer los factores que influyen en el proceso de estudio, para la generación de energía eléctrica.

Entre los métodos y técnicas que se utilizaron para la ejecución de la investigación están los siguientes:

- Método descriptivo.- Dentro de este método se hizo uso la técnica de recolección de la información con el propósito de recoger la información en forma adecuada y ordenada para el desarrollo de la investigación.
- Método experimental.-Mediante éste método, se realizó el diseño y construcción del colector solar, para poder establecer con claridad el principio de la relación causa-efecto.
- La técnica de la observación.- A través de ésta técnica se observó atentamente el funcionamiento del colector, así como la toma de datos y registro, para su posterior análisis.
- Método analítico y sintético.- Una vez recopilados los datos, se inició un análisis minucioso de éstos, para determinar y explicar las causas del fenómeno.

De esta forma, se siguió cuidadosamente los procedimientos para la ejecución del desarrollo investigativo, con lo cual se dio algunas propuestas alternativas:

5.2.1 Criterios de diseño.

Para determinar el diseño apropiado del colector solar disco-parabólico se hizo un análisis minucioso de los principales componentes que intervienen en el funcionamiento de la misma, sin dejar de lado la incidencia de éste para la realización de un estudio con la finalidad de generar energía eléctrica a futuro, empleando un motor Stirling.

- **Diseño estructural.-** La parte estructural se la diseñó de manera que pueda brindar estabilidad, seguridad, facilidad de traslado para instalar en zonas rurales y sobre todo permita realizar movimientos libres para el seguimiento continuo del sol, los mismos que fueron evaluados desde el punto de vista técnico, económico y operacional.

Con la finalidad de implementar una estructura que cumpla las condiciones antes citadas se hizo una comparación entre dos tipos de estructuras (ver Fig. 41y 42), propias para este tipo de operaciones.

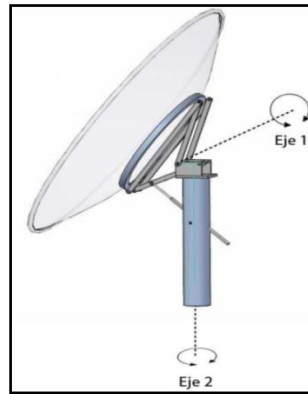


Fig. 41. Estructura 1 para seguimiento solar.

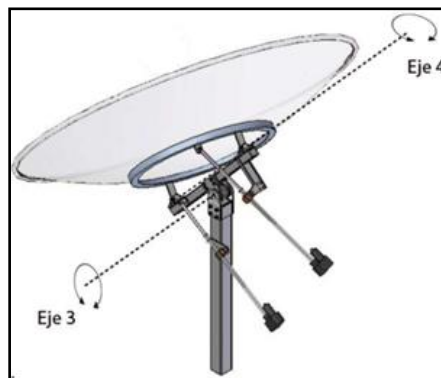


Fig. 42. Estructura 2 para seguimiento solar.

De acuerdo a las figuras mostradas anteriormente:

- La Fig. 41 consta de una estructura que realiza su movimiento en azimut girando su eje central en torno al eje 2 y su giro en elevación lo hace con un actuador lineal en torno al eje 1. Tanto el motor que gira la estructura en azimut como el actuador lineal que gira en elevación deben operar en el seguimiento solar de manera intermitente a lo largo del día.

- La Fig. 42 consta de dos actuadores lineales para realizar el seguimiento del sol. Uno de los actuadores gira en elevación en torno al eje 1 y el otro gira en azimut en torno al eje 2. Esta montura, debido a su configuración de diseño estructural, no necesita ocupar ambos actuadores lineales constantemente en el día para seguir al sol, ya que el seguimiento lo realizaría casi en su totalidad con el actuador de giro en azimut, y por lo tanto, el actuador de elevación se ocuparía principalmente para levantar al concentrador-receptor al inicio del día, realizar pequeñas correcciones a lo largo del día y bajarlo en el ocaso.

En el siguiente cuadro se resume las características principales de las dos estructuras descritas anteriormente:

Tabla 11. Tabla comparativa de estructuras 1 y 2. (Quinteros, 2008)

DESCRIPCIÓN	ESTRUCTURA 1	ESTRUCTURA 2
Dificultad de construcción	Media	Baja
Giro en azimut	0°-360°	0°-180°
Giro en altitud	0°-90°	0°-90°
Nivel de mantención	Bajo	Bajo
Precio comparativo	1.5	1
Robustez para trabajo en intemperie	Muy Buena	Buena

Según el cuadro anterior, la estructura 1 tiene una libertad de giro en azimut ya que su eje central puede rotar sin restricciones, siendo una ventaja con respecto a la estructura 2 la cual aunque cubre el giro en azimut, tiene una restricción en este movimiento.

Desde el punto de vista técnico-económico, la construcción de la estructura para el giro en torno al eje 2 de la estructura 1 posee un nivel de dificultad mayor ya que se deben colocar los rodamientos, ejes y motor dentro de la columna central, lo cual además encarece esta montura. La estructura 2 es más económica ya que sus piezas son de baja complejidad de manufactura y los actuadores lineales pueden funcionar en intemperie, por lo cual bastaría que estén agarrados a la estructura.

Desde el punto de vista operacional, la estructura 2 consume menos energía que la estructura 1 durante el seguimiento solar ya que sólo ocupa un actuador lineal de

manera intensa en el día para seguir al Sol, mientras que la estructura 2 necesita de ambos motores de manera continua para ejecutar el mismo seguimiento.

Tomando las consideraciones expuestas anteriormente, se eligió la estructura 2.

- **Selección de los actuadores lineales.**-Para la selección de los dos actuadores lineales se tomó muy en cuenta el cumplimiento de las siguientes características y puntos críticos:
 - Funcionamiento con energía eléctrica de corriente directa
 - Capaz de proporcionar movimientos pequeños sin la incorporación de más elementos mecánicos.
 - Adecuado para trabajar a la intemperie.
 - Fuerza requerida del actuador lineal para levantar el sistema de concentración y recepción al comienzo del día.
 - Fuerza requerida del actuador lineal para reposicionar al sistema de concentración y recepción después del ocaso.
 - Idealmente el seguidor solar debería recorrer 180° respecto a los dos ejes durante el día, sin embargo, debido a que las condiciones orográficas del sector difícilmente permiten una visualización del plano horizontal completo, además la radiación solar en las primeras y últimas horas del día es reducida y deja de ser conveniente realizar el seguimiento. Por lo tanto, se asumió que el prototipo trabaje en un rango de entre las 9h00 y las 16h00.

- **Selección del sistema de concentración y reflexión.**- La imagen solar producida por el concentrador de un colector solar depende principalmente de la geometría de éste. De esta forma se toma como referencia la geometría de un paraboloides de revolución ya que permite la concentración en el foco de los rayos solares que a su vez son paralelos a su eje de apertura. Para la selección del material reflectivo se analizó las opciones que se podrían tener para recubrir la superficie reflectora de la parábola, entre las más destacadas se citan las planchas de acero, láminas de fibra de vidrio, niquelado y la película de aluminio. Lo importante de esto es que el material reflectivo que se elija debe adaptarse fácilmente a la superficie de la parábola para evitar pérdidas por dispersión o por la mala configuración geométrica del concentrador debido al material reflectante adherido.

- **Diseño del sistema de recepción.-** El diseño del receptor está centrado a la recolección de datos que permitan compararlos con las características necesarias que los motores Stirling requieren para realizar su funcionamiento. Además, al estar en contacto la parte inferior del receptor éste simula a la parte externa del foco caliente de un motor Stirling que debe tener una temperatura de al menos 200°C para realizar la expansión del fluido (gas) en el interior del cilindro. Es por ello que se hizo un análisis comparativo de varios tipos de receptores existentes mediante la información recolectada. Entre éstos criterios se citan los siguientes:
 - El receptor tiene como objetivo recoger la mayor cantidad de rayos posibles emitidos por la radiación directa y así poder tener una referencia clara de cuánta concentración de calor existe en el punto focal y por ende la temperatura máxima alcanzada, el cual es indispensable para realizar el trabajo requerido por los motores Stirling.
 - Se necesita construir un receptor que permita almacenar un fluido para realizar las pruebas y toma de datos, y así poder determinar la energía útil y el rendimiento del sistema que son datos preponderantes para el seleccionamiento o posterior diseño de un motor Stirling. De esta manera para la implementación de un motor Stirling a futuro sobre el punto focal tendrá como base los datos proporcionados encontrados durante el monitoreo del colector solar. De acuerdo a lo anterior, se decidió construir dos receptores: uno de tipo cavidad y otro de tipo externo.
- **Selección de los sensores para el seguimiento solar.-** Para controlarlos actuadores lineales y así poder realizar el seguimiento continuo al Sol se necesitó de un centro de mando. Por esta razón, se analizaron primeramente los diferentes tipos de sensores existentes y así determinar las mejores opciones. Posteriormente, y luego de un extenso análisis comparativo se eligió el seguidor solar modelo LEDDRMPP24Vc3 Pack Standard Dual Axis, diseñado y fabricado por Red Rock Energy. Éste sistema de seguimiento ha sido diseñado con la idea de operar en conjunto con los actuadores lineales electromecánicos.

6. RESULTADOS.

6.1 DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR.

6.1.1 Análisis Geométrico del Concentrador.

Para la determinación de la ecuación de la parábola a emplearse, se dispuso de una antena disco-parabólico (concentrador del colector) de diámetro 1,85 m y una distancia focal de 0,682m. (Ver Anexo B).

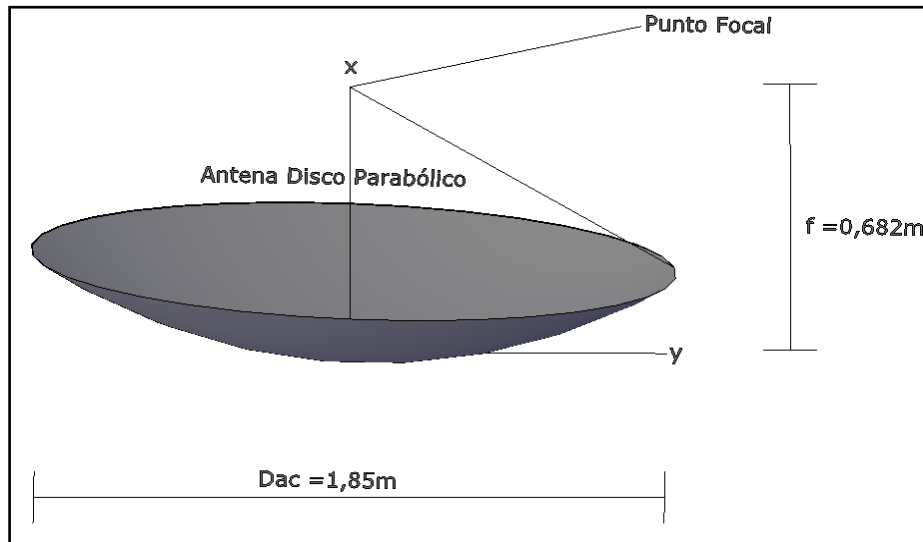


Fig.43. Dimensiones geométricas de la antena disco-parabólico (Concentrador).

Partiendo de la ecuación de la parábola con vértice en el origen:

$$y^2 = 4px \quad \text{Ecuación (19)}$$

Donde:

$$y = D_{ac}/2$$

$$p = f$$

$$x = H$$

Datos:

$D_{ac} = 1,85m$ Diámetro de apertura del concentrador.

$f = 0,682m$ Distancia focal.

$H = ?$ Altura del concentrador.

$$x = \frac{y^2}{4p} \quad \rightarrow \quad H = \frac{(D_{ac}/2)^2}{4f}$$

$$H = \frac{(1,85/2 \text{ m})^2}{4 \times 0,682m} \quad \rightarrow \quad \mathbf{H = 0,314m}$$

Además, la relación $f/D = 0,682m/1,85m = 0,369$

El peso del concentrador es de 20 kgf que es igual a 196,2 N.

En gráfica siguiente se muestra el perfil de la parábola adquirida.

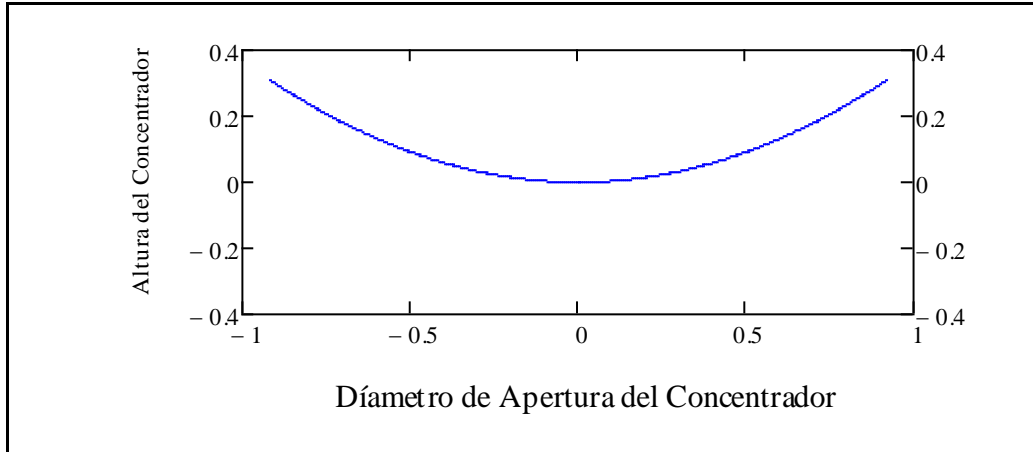


Fig.44. Representación gráfica de la parábola obtenida.

6.1.2 Determinación del Centro de Masa del Concentrador.

Para establecer el centro de masa del concentrador se realizó previamente una modelación del sólido en el software SolidWorks, utilizando los datos antes encontrados. Posteriormente se realizó una simulación matemática mediante el programa, el cual nos arrojó datos característicos del sólido, con lo cual se obtuvo el centro de masa de la misma. (Ver Anexo C).

De acuerdo a los datos proporcionados por el software, el centro de masa del concentrador es igual a 0,161 m.

6.1.3 Cálculo del Área de la Superficie Reflectante del Concentrador.

El área de reflexión del concentrador que debe ser cubierta con una superficie reflectora se determinó a partir de siguiente ecuación:

$$S_x = 2\pi \int_a^b y \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx \quad \text{Ecuación (20)}$$

Dada la ecuación de la parábola Ecuación (19) y siendo sus límites desde $H_1 = 0m$; $H_2 = 0,314m$, se tiene:

$$A_{sr} = 4\pi\sqrt{f} \int_{H_1}^{H_2} \sqrt{(H+f)} dH$$

$$A_{sr} = \frac{8\pi\sqrt{f}}{3} \left[(H+f)^{3/2} \right]_{H_1}^{H_2} \rightarrow A_{sr} = \frac{8\pi\sqrt{f}}{3} \left\{ \left[(H+f)^{3/2} \right]^{H_2} - \left[(H+f)^{3/2} \right]^{H_1} \right\}$$

$$A_{sr} = \frac{8\pi\sqrt{0.682m}}{3} \left\{ \left[(0.314m + 0.682m)^{3/2} \right] - \left[(0m + 0.682m)^{3/2} \right] \right\}$$

$$A_{sr} = \frac{20.755\sqrt{m}}{3} (0.431m\sqrt{m})$$

$$A_{sr} = 2,98m^2 \cong 3m^2$$

Por lo tanto se necesitó $3m^2$ de material reflectante para recubrir la superficie de reflexión del concentrador.

6.1.4 Determinación del Área de Apertura del Concentrador.

El área de apertura del concentrador es el espacio sobre el cual se concentra la radiación solar, y se determinó mediante el diámetro del concentrador:

$$A_{ac} = \frac{\pi D_{ac}^2}{4} \quad \text{Ecuación (24)}$$

$$A_{ac} = \frac{\pi(1,85m)^2}{4} \rightarrow A_{ac} = 2,688m^2$$

6.1.5 Cálculo del Diámetro de la Mancha Focal (Receptor).

El dimensionamiento del diámetro de la mancha focal es inevitable, ya que a partir de ella se diseña el diámetro de apertura requerida del receptor. En la Fig. 45. se puede apreciar como inciden los rayos solares en el concentrador. Estos se reflejan y a la vez se concentran en el punto focal del concentrador, produciendo así una mancha focal.

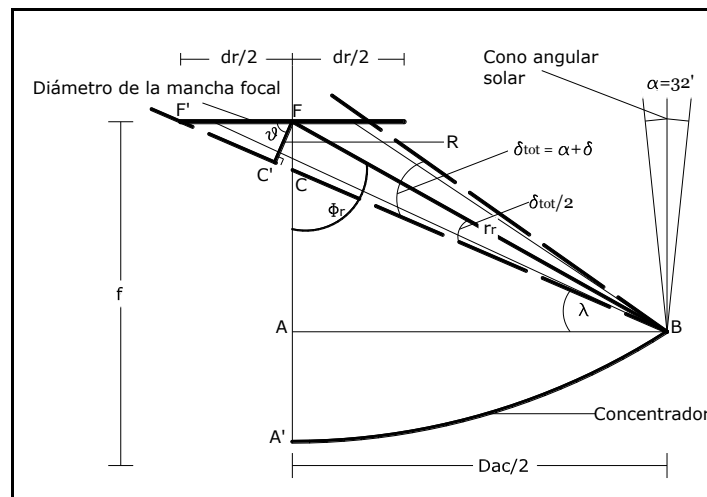


Fig. 45. Dimensión de la mancha focal producida por errores de dispersión.

Mediante la Ecuación (21) se obtiene el ángulo de borde:

$$\Phi_r = \tan^{-1} \left[\frac{\frac{8f}{a}}{16 \left(\frac{f}{a}\right)^2 - 1} \right] \quad \text{Ecuación (21)}$$

$$\Phi_r = \tan^{-1} \left[\frac{\frac{8 \times 0,682m}{1,85m}}{16 \left(\frac{0,682m}{1,85m}\right)^2 - 1} \right] \rightarrow \Phi_r = \tan^{-1} \left[\frac{2,95}{2,144 - 1} \right]$$

$$\Phi_r = 68,297^\circ = 1,192rad$$

El radio de borde se determina con la siguiente ecuación:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \Phi_r} \quad \text{Ecuación (22)}$$

$$r_r = \frac{2 \times 0,682m}{1 + \cos 68.297^\circ} \rightarrow r_r = \frac{1,364m}{1,3698}$$

$$r_r = 0,996m$$

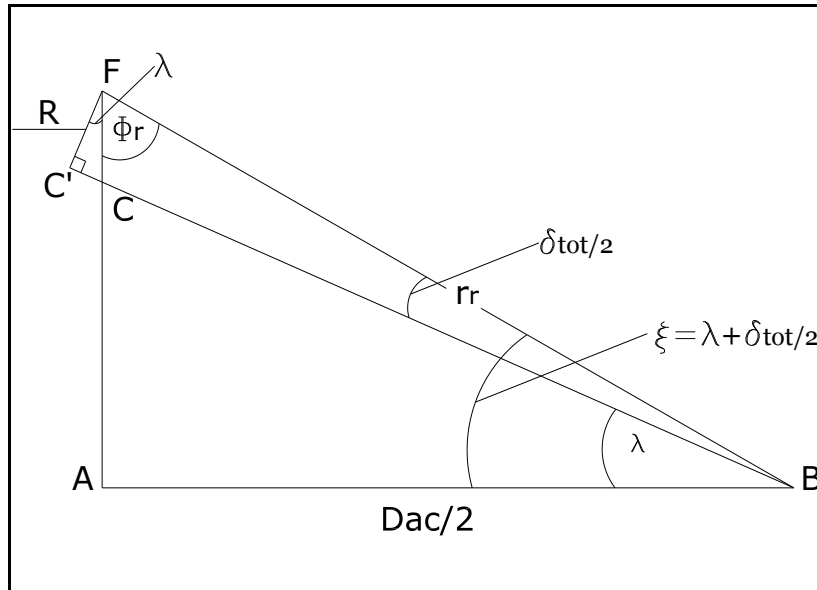


Fig.46. Relación geométrica de los triángulos ABF y BFC'.

Las siguientes relaciones se derivan de la Fig. 46:

Del triángulo BFC' se deduce que:

$$\sin(\delta_{tot}/2) = \frac{R}{r_r} \rightarrow R = r_r \sin(\delta_{tot}/2) \quad (1)$$

Si se sabe que la suma de los ángulos internos de un triángulo es igual a 180° , entonces del triángulo ABF se deduce que:

$$180 = 90 + \Phi_r + \xi \quad \rightarrow \quad \xi = 180 - 90 - \Phi_r \quad (2)$$

Siendo $\xi = [\lambda + (\delta_{tot}/2)]$ y al sustituir en la relación (2), se obtiene:

$$[\lambda + (\delta_{tot}/2)] = 180 - 90 - \Phi_r \quad \rightarrow \quad \lambda = 90 - \Phi_r - (\delta_{tot}/2) \quad (3)$$

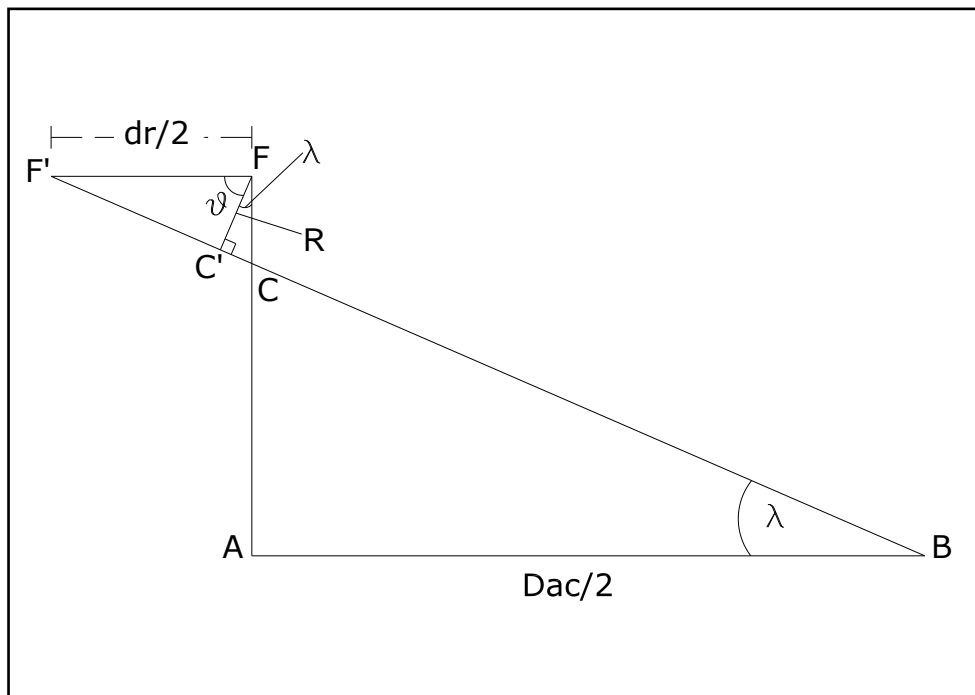


Fig. 47. Relación geométrica de los triángulos ABC , $CC'F$ y $C'FF'$.

Del triángulo $C'CF$, se deduce que:

$$\vartheta = 90 - \lambda \quad (4)$$

Al sustituir la relación (4) en la relación (3), se obtiene:

$$\vartheta = 90 - [90 - \Phi_r - (\delta_{tot}/2)] \quad \rightarrow \quad \vartheta = \Phi_r + (\delta_{tot}/2)$$

Así mismo, del triángulo $C'CF$ se obtiene la siguiente relación trigonométrica, donde d_r es el diámetro de la mancha focal:

$$\cos \vartheta = \frac{R}{d_r/2} \quad \rightarrow \quad d_r = \frac{2R}{\cos[\Phi_r + (\delta_{tot}/2)]} \quad (5)$$

Finalmente al remplazar la relación (1) en la relación (5), se tiene:

$$d_r = \frac{2r_r \sin(\delta_{tot}/2)}{\cos[\Phi_r + (\delta_{tot}/2)]} \quad (6)$$

Mediante la Tabla 5, la dispersión total es $\delta_{tot} = 6,7mrad$.

Además, para lograr capturar la energía reflejada por la superficie reflectante del concentrador en un 93,45% mediante la Tabla 6, se escogió un valor de $n = 4$. Entonces de la relación anterior se obtuvo:

$$d_r = \frac{2r_r \sin(n \times \delta_{tot}/2)}{\cos[\Phi_r + (n \times \delta_{tot}/2)]} \rightarrow d_r = \frac{2(0,996) \sin\left(4 \times 6,7E^{-3}rad/2 \times \frac{57,3^\circ}{1rad}\right)}{\cos\left[68,297^\circ + \left(\times \frac{57,3^\circ}{1rad}\right)\right]}$$

$$d_r = 0,075m = 7,5cm$$

Este es el diámetro óptimo necesario para recibir la radiación directa sobre el punto focal, por lo que para la implementación de un motor Stirling a futuro deberá tomarse en cuenta éste parámetro.

6.1.6 Cálculo del Área del Receptor.

El área del receptor es la superficie en el cual se concentra la radiación solar reflejada por el concentrador y se la determinó así:

$$A_{circunferencia} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_r = \frac{\pi \times (0,075m)^2}{4} \rightarrow A_r = 4,418E^{-3}m^2$$

6.1.7 Determinación de la Razón de Concentración.

$$C = \frac{A_{ac}}{A_r} \quad \text{Ecuación (26)}$$

$$C = \frac{2,688m^2}{4,418E^{-3}m^2} \rightarrow C = 608,42$$

6.1.8 Máxima Temperatura Teórica en el Receptor.

El análisis de la máxima temperatura teórica en el receptor es de vital importancia, ya que los materiales que constituyen el receptor deben soportar esta temperatura.

Datos

$$\alpha_{ef} = 0,85 \quad \varepsilon_{ef} = 0,90$$

$$\sigma = 5,6705E^{-8} \quad C = 608,42$$

$G = ?$ En este caso la radiación solar receptada es la directa

$$T_{m\acute{a}x} = ?$$

La radiación solar G se obtuvo mediante el atlas solar proporcionado por CONELEC (ver Anexo K), el mismo que se escogió para el mes de Julio en donde existe mayor radiación en el sector de Catamayo:

$$G = 4950 \text{Wh/m}^2/\text{día} \quad \rightarrow \quad 4950 \text{Wh/m}^2/24\text{h} = 206,25 \text{ W/m}^2$$

Para hallar $T_{m\acute{a}x}$, se procedió de la siguiente forma:

$$T_{m\acute{a}x} = \left(\frac{\alpha_{ef} C G}{\varepsilon_{ef} \sigma} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación (29)}$$

$$T_{m\acute{a}x} = \left(\frac{0,85 \times 608,42 \times 206,25 \text{ W/m}^2}{0,90 \times 5,6705E^{-8}} \right)^{1/4} \quad \rightarrow \quad T_{m\acute{a}x} = 1202,369 \text{K} = 929,12^\circ\text{C}$$

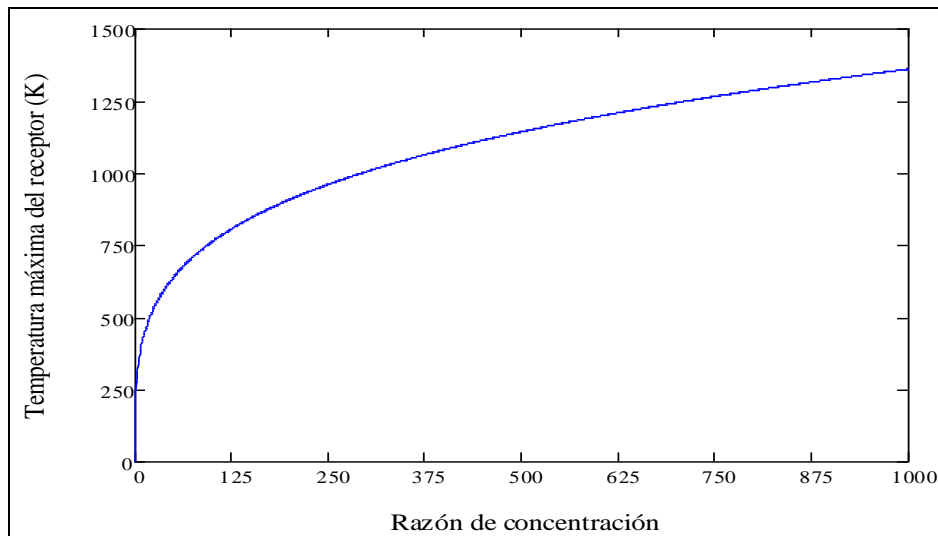


Fig.48. Variación de la temperatura máxima del receptor en función de la razón de concentración.

6.1.9 Diseño del Receptor.

Este análisis se hizo para la construcción del receptor dentro del cual se suministró 4 litros de agua cerrada herméticamente para fines propuestos en el capítulo anterior. Además, se propuso que la geometría del receptor sea de forma cilíndrica debido a que estará sometida a presión, ya que la presión sería compensada equitativamente sobre todas las paredes del cilindro.

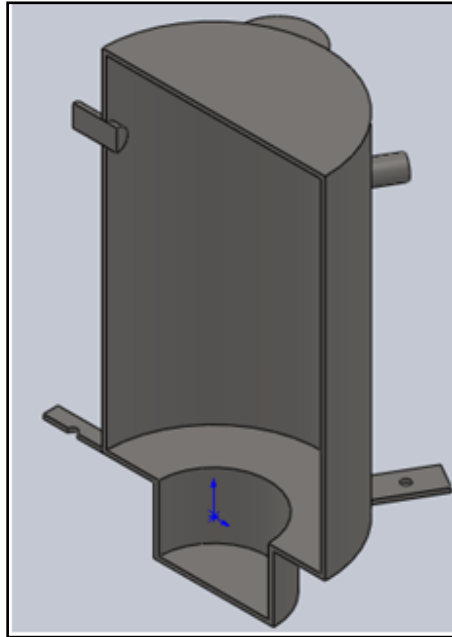


Fig.49. Receptor tipo externo con cavidad cilíndrica.

De acuerdo al diámetro de la mancha focal y a la temperatura hallada anteriormente se escogió un tubo de vapor (acero) normalizada de 6 pulgadas de diámetro por 7,11 mm de espesor.

Cabe recalcar que para la toma de datos, dentro del cilindro se introdujo agua a una presión de 2 atm, con la finalidad de evitar que cambie de estado debido a las altas temperaturas presentadas en el foco y así obtener más datos, debido a que el punto de ebullición del agua a 1 atm es igual a 100°C. Al estar sometido internamente a 2 atm y recibir calor continuamente aumentará esta presión continuamente, por lo que se eleva también el punto de ebullición del agua y por lo tanto la temperatura. De esta manera, se procede a diseñar y calcular las dimensiones necesarias que satisfagan las condiciones antes mencionadas.

Primeramente se procedió a dimensionar la altura necesaria del cilindro de manera que pueda contener los 4 litros de agua.

Datos:

$d_r = \phi_1 = 7,5\text{cm}$ Diámetro de la mancha focal.

$h_1 = 8\text{cm}$.

$d_e = \phi_2 = 15,24\text{cm}$.

$h_2 = ?$ Longitud del receptor.

$V_{H2O} = 4l = 4000\text{cm}^3$ Volumen del fluido.

$$V_{H2O} = \frac{\pi\phi_2^2}{4}h_2 + \frac{\pi\phi_1^2}{4}h_1 \quad \rightarrow \quad h_2 = \frac{4\left(V_{H2O} - \frac{\pi\phi_1^2}{4}h_1\right)}{\pi\phi_2^2}$$

$$h_2 = \frac{4\left[4000\text{cm}^3 - \frac{\pi(7,5\text{cm})^2}{4} \times 8\text{cm}\right]}{\pi(15,24\text{cm})^2} \quad \rightarrow \quad h_2 = 19,991\text{cm} \cong 20\text{cm}$$

6.1.10 Determinación de la Presión Máxima de Diseño del Receptor.

Para el diseño se sostuvo que el recipiente trabaje hasta

$$P_o = 100\text{psi} = 6,895E^5\text{N/m}^2.$$

Datos:

$P = ?$ Presión de diseño o presión máxima de diseño.

$S = S_y = 205E^6\text{N/m}^2$ Valor del esfuerzo del material.

$E = 1$ Eficiencia de la junta.

$D = 0,1524\text{m}$ Diámetro interior del cilindro.

$t = 7,11E^{-3}\text{m}$ Espesor de la pared del cilindro.

Mediante la tabla 10:

$$P = \frac{SEt}{R + 0,6t}$$

$$P = \frac{205E^6\text{N/m}^2 \times 1 \times 7,11E^{-3}\text{m}}{0,0762\text{m} + 0,6(7,11E^{-3}\text{m})} \quad \rightarrow \quad P = 18,114E^6\text{N/m}^2$$

$$P \gg P_o$$

6.1.11 Determinación del Espesor Mínimo Requerido en la Tapa del Cilindro.

Mediante la ecuación (57), se tiene:

$$t = d \sqrt{C'P/SE} \quad \text{Ecuación (57)}$$

$$t = 0,1524m \sqrt{\frac{0,33 \times 6,895E^5 N/m^2}{205E^6 N/m^2 \times 0,6}} \rightarrow t = 6,555mm$$

Utilizando el software de diseño SolidWorks se simuló el receptor obteniendo los siguientes resultados:

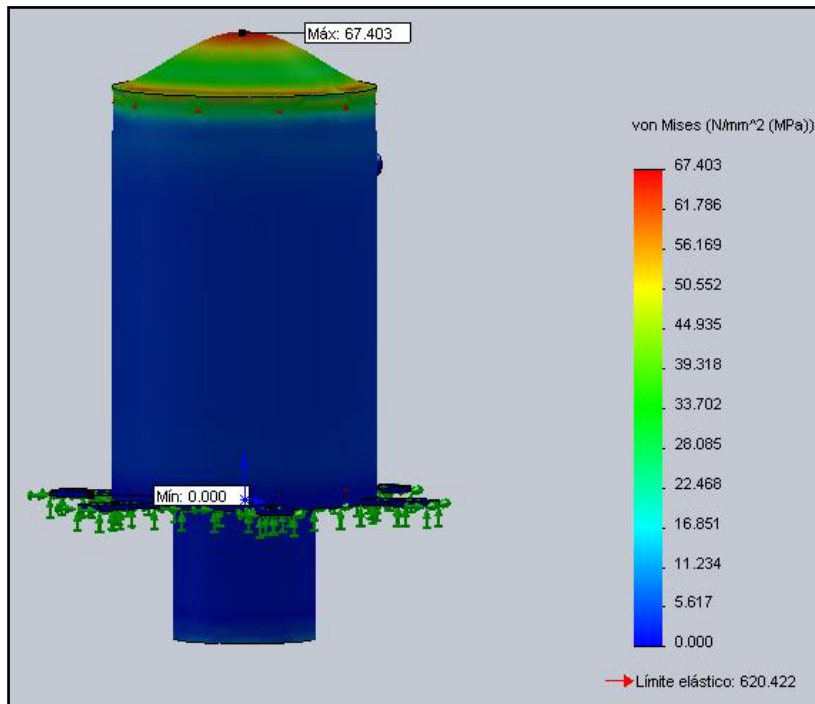


Fig.50. Simulación del comportamiento del receptor en el cual se indica los esfuerzos producidos por la presión interna.

Como se puede apreciar en la gráfica anterior el esfuerzo producido por la presión interna no supera el esfuerzo máximo del material. De esta manera el recipiente seleccionado satisface las características necesarias de condiciones de trabajo.

Nota: El colector solar disco-parabólico tiene como finalidad implementar a futuro la utilización de un motor Stirling en el punto focal. Por lo tanto, para el diseño del receptor se usará una carga de 15kg, que es una carga aproximada del motor Stirling.

6.1.12 Diseño Mecánico y Análisis Estructural.

Para el diseño y análisis de los elementos mecánicos y estructurales del colector solar disco-parabólico, se empleó el método de elementos finitos mediante el programa SolidWorks. Con este software se pudo variar fácilmente el espesor, el material y la geometría de los elementos para ajustarlos a los requerimientos de rigidez y resistencia. Aplicando criterios de ingeniería mencionados anteriormente, se modeló el diseño a ser analizado. Ver Fig. 51.

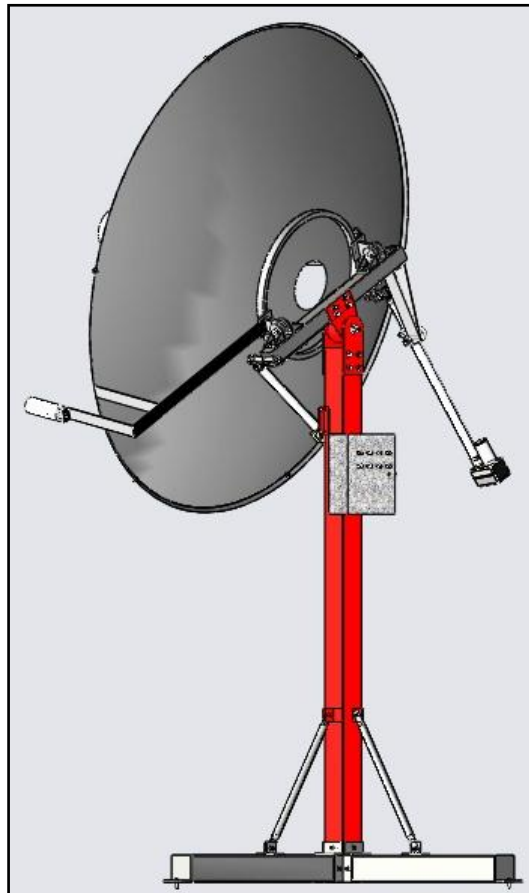


Fig. 51. Modelado del colector solar disco-parabólico.

Cada componente mecánico del sistema solar térmico está sujeto a varias cargas y fuerzas, entre ellas están: el torque, el propio peso del cuerpo, la presión producida por la velocidad del viento, entre otras.

En la fig. 52 se observan las fuerzas externas que inciden sobre los componentes mecánicos del sistema.

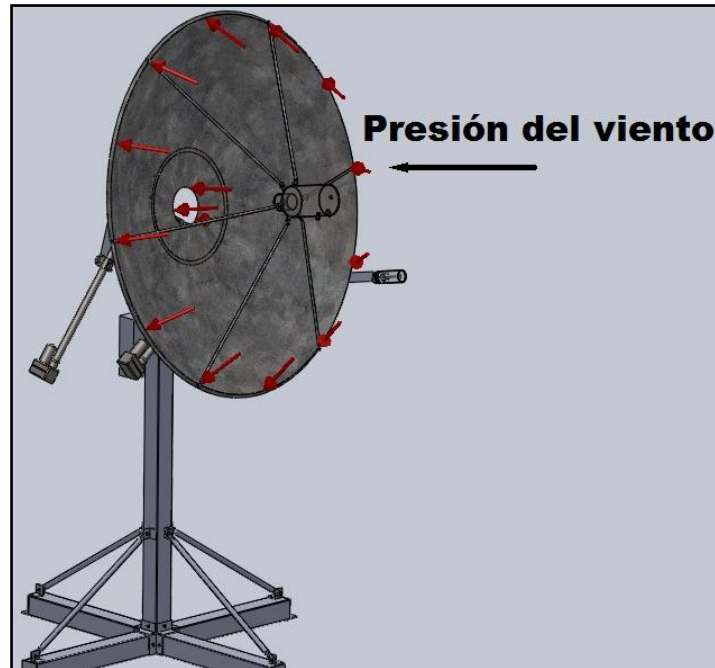


Fig. 52. Fuerzas externas que inciden sobre el colector solar disco-parabólico.

Para el análisis estructural de los componentes se aísla el componente o ensamblaje a examinar de todos los cuerpos que lo rodean, esto se logra identificando muy claramente que tipo y en qué punto actúan las cargas y apoyos.

Entre las cargas que actúan sobre el equipo, están:

- Cargas muertas.- Son cargas de magnitudes constantes que permanecen fijas en el mismo lugar, entre ellos está el propio peso de los componentes.
- Cargas vivas.- Las cargas vivas pueden cambiar de lugar y magnitud, por lo general es debido al empleo del equipo y entre ellas están las cargas debido a la fuerza del viento y demás pesos móviles.

Una vez expuesto y definido los tipos de cargas existentes y necesarias para el análisis del equipo, se procedió a realizar los cálculos de diseño de cada uno de los elementos que lo componen. Debido a las bajas velocidades que está sometido el prototipo, ya que al tratarse de un sistema de seguimiento solar la velocidad de giro no supera las condiciones necesarias para un análisis de carácter dinámico, de esta forma para la realización de los cálculos se tomó todo el sistema como un sistema inercial (estático).

A continuación, se cita cada uno de ellos:

6.1.12.1 Selección de los Actuadores Lineales.

6.1.12.1.1 Actuador lineal requerido para el movimiento en elevación.

- Fuerza y longitud requeridos al comienzo del día con respecto al Norte (9am)

Según las hojas de cálculo concernientes a la determinación de la posición solar para las 9 a.m., el mínimo ángulo de altitud previsto durante el año es de $38,273^\circ$ con respecto al Norte. (Ver Anexo M). Sin embargo para el diseño y por seguridad se utilizó un ángulo de altitud igual a 35° .

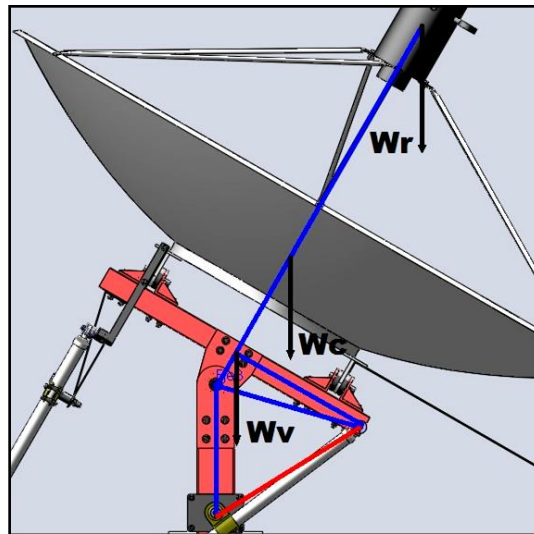


Fig. 53. Cargas generadas por los componentes del colector.

Datos:

$$F_v = 29,352N$$

$$F_c = 196,2N$$

$$F_r = 147,15N$$

$$\alpha = 35^\circ$$

$$\theta = 90 - \alpha = 55^\circ$$

$$b = 0,398m$$

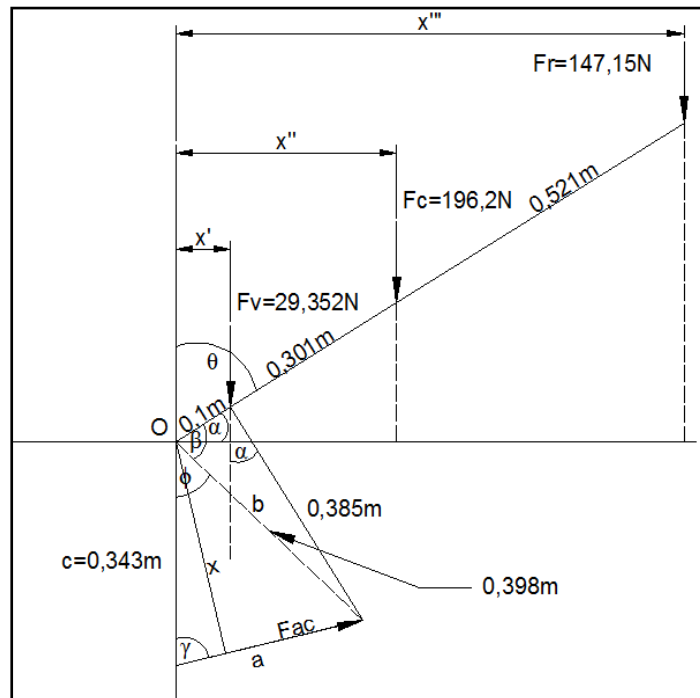


Fig. 54. Diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en elevación.

Posteriormente se analizó el diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en elevación posicionado para el inicio del día, así:

Se obtuvo los ángulos β y \emptyset :

$$\tan \beta = \frac{0,385m}{0,1m} \rightarrow \beta = 75,439^\circ$$

$$\therefore \emptyset = 180 - \beta - 55 \rightarrow \emptyset = 49,561^\circ$$

Luego, se aplicó la ley de cosenos para encontrar el cateto "a" correspondiente a la longitud del actuador lineal:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \emptyset$$

$$a^2 = (0,398m)^2 + (0,343m)^2 - 2(0,398m)(0,343m) \cos 49,561^\circ$$

$$a = 0,315m.$$

Con la ley de senos se encontró el ángulo γ para poder encontrar el brazo "x" correspondiente al momento que ejerce la fuerza del actuador lineal:

$$\frac{b}{\sin \gamma} = \frac{a}{\sin \emptyset} \rightarrow \sin \gamma = \frac{b \sin \emptyset}{a}$$

$$\sin \gamma = \frac{0,398m \times \sin 49,561^\circ}{0,315m}$$

$$\gamma = 74,079^\circ$$

Se obtuvo "x":

$$\sin \gamma = \frac{x}{0,343m} \rightarrow x = 0,343m \times \sin 74,079^\circ \rightarrow x = 0,329m$$

Se obtuvo x':

$$\cos \alpha = \frac{x'}{0,1m} \rightarrow x' = 0,1m \times \cos 35^\circ \rightarrow x' = 0,082 m$$

Se obtuvo x'':

$$\cos \alpha = \frac{x''}{0,401m} \rightarrow x'' = 0,401m \times \cos 35^\circ \rightarrow x'' = 0,328 m$$

Se obtuvo x''':

$$\cos \alpha = \frac{x'''}{0,922m} \rightarrow x''' = 0,922m \times \cos 35^\circ \rightarrow x''' = 0,755 m$$

Aplicando sumatoria de momentos en "O" y despejando, se obtuvo la fuerza aplicada por el actuador lineal (Fac):

$$\sum M_o = 0$$

$$Fac(x) - Fv(x') - Fc(x'') - Fr(x''') = 0 \rightarrow Fac = \frac{Fv(x') + Fc(x'') + Fr(x''')}{(x)}$$

$$Fac = \frac{29,325 N(0,082 m) + 196,2 N(0,328 m) + 147,15 N(0,755 m)}{0,329 m}$$

$$Fac = 540,597 N$$

Aplicando un factor de seguridad de $Fs = 2$, se obtuvo la fuerza requerida por el actuador lineal:

$$Frac1 = 540,597 N(2) \rightarrow \mathbf{Frac1 = 1081,194 N}$$

- **Fuerza y longitud requeridos al comienzo del día con respecto a Sur (9 am)**

Según las hojas de cálculo concernientes a la determinación de la posición solar para las 9 a.m., el mínimo ángulo de altitud previsto durante el año es de $42,443^\circ$ con respecto al sur. (Ver Anexo M). Sin embargo por seguridad se utilizó un ángulo de altitud igual a 40° .

Datos:

$$Fv = 29,352 N$$

$$Fc = 196,2 N$$

$$Fr = 147,15 N$$

$$\alpha = 40^\circ$$

$$\beta = 75,439^\circ$$

$$b = 0,398 m$$

$$c = 0,343 m$$

$$\phi = ?$$

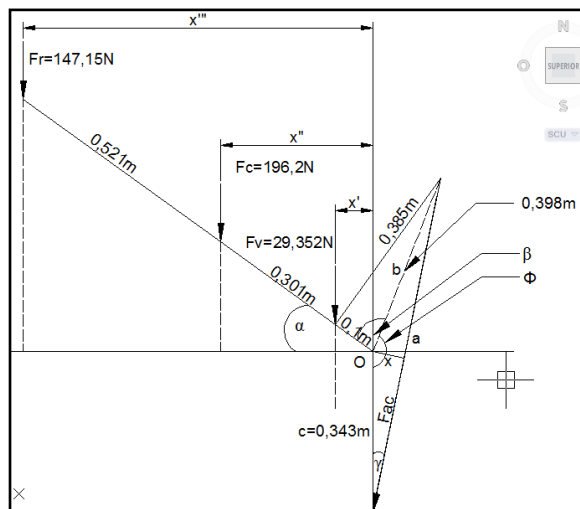


Fig. 55. Diagrama del cuerpo libre del actuador lineal en elevación.

A partir del análisis del diagrama del cuerpo libre, se realizó lo siguiente:

Se obtuvo el ángulo " ϕ ":

$$\phi = 270^\circ - \beta - \alpha \rightarrow \phi = 270^\circ - 75,439^\circ - 40^\circ \rightarrow \phi = 154,561^\circ$$

Se aplicó la ley de cosenos para encontrar el cateto "a" correspondiente a la longitud del actuador lineal:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \phi$$

$$a^2 = (0,398m)^2 + (0,343m)^2 - 2(0,398m)(0,343m) \cos 154,561^\circ$$

$$a = 0,632 m$$

Con la ley de senos se encontró el ángulo " γ " para poder encontrar el brazo " x " correspondiente al momento que ejerce la fuerza del actuador lineal.

$$\frac{b}{\sin \gamma} = \frac{a}{\sin \phi} \rightarrow \sin \gamma = \frac{b \sin \phi}{a}$$

$$\sin \gamma = \frac{0,398m \times \sin 154,561^\circ}{0,632 m} \rightarrow \gamma = 15,694^\circ$$

Se obtuvo " x ":

$$\sin \gamma = \frac{x}{0,343m} \rightarrow x = 0,343m \times \sin 15,694^\circ \rightarrow x = 0,093m$$

Se obtuvo x' :

$$\cos \alpha = \frac{x'}{0,1m} \rightarrow x' = 0,1m \times \cos 40^\circ \rightarrow x' = 0,077m$$

Se obtuvo x'' :

$$\cos \alpha = \frac{x''}{0,401m} \rightarrow x'' = 0,401m \times \cos 40^\circ \rightarrow x'' = 0,307m$$

Se obtuvo x''' :

$$\cos \alpha = \frac{x'''}{0,922m} \rightarrow x''' = 0,922m \times \cos 40^\circ \rightarrow x''' = 0,706m$$

Aplicando sumatoria de momentos en "O" y despejando, se obtiene la fuerza aplicada por el actuador lineal "Fac".

$$\sum M_O = 0$$

$$Fac(x) - Fv(x') - Fc(x'') - Fr(x''') = 0 \rightarrow Fac = \frac{Fv(x') + Fc(x'') + Fr(x''')}{(x)}$$

$$Fac = \frac{29,325N(0,077m) + 196,2N(0,307m) + 147,15N(0,706m)}{0,093m}$$

$$Fac = 1789,047 N$$

Aplicando un factor de seguridad de $Fs = 2$ se obtuvo la fuerza requerida por el actuador lineal:

$$Frac2 = 1789,047 N \times 2 \rightarrow \mathbf{Frac2 = 3578,094 N}$$

De acuerdo a los cálculos anteriores se escoge un actuador lineal con una fuerza mínima de 3578,094 N. Mediante el catálogo de los actuadores lineales electromecánicos disponibles de PowerTech se elige el actuador lineal modelo **QARL-2424 POWER TECH HEAVY DUTY**.

6.1.12.1.2 Actuador lineal requerido para el movimiento en azimut.

- **Fuerza y longitud requeridos al comienzo del día (9 a.m.) Este.**

Es importante notar que dada la configuración de la montura se cumple que:

$$\alpha = \omega$$

Entonces mediante la ecuación Ecuación (12):

$$\omega = 15(TSV - 12) \rightarrow \omega = 15(9 - 12) \rightarrow \omega = -45^\circ$$

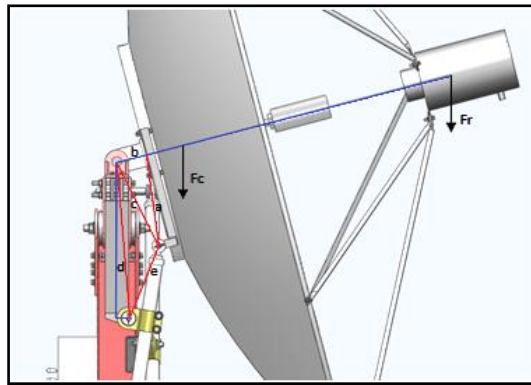


Fig. 56. Cargas generadas por los componentes del colector.

Datos:

$$F_c = 196,2N$$

$$F_r = 147,15N$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$a = 0,237m$$

$$b = 0,076m$$

$$c = 0,24m$$

$e = ?$... Longitud del actuador.

$F_{rac} = ?$... Fuerza requerida por el actuador lineal electrom.

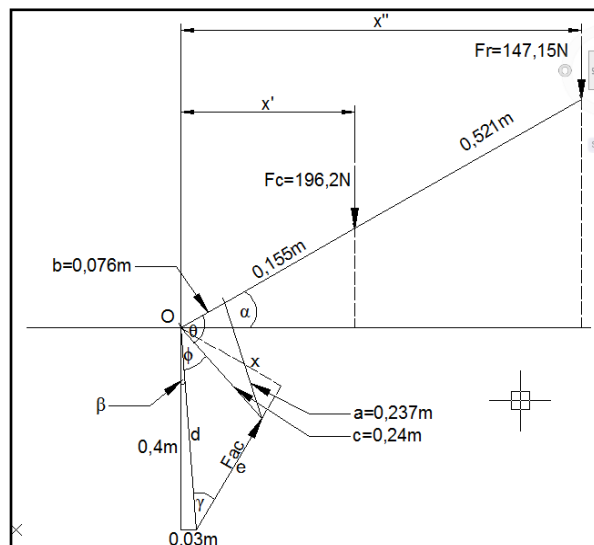


Fig. 56. Diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en azimut (9 a.m.).

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre anterior:

Se obtuvo el cateto "d":

$$d = \sqrt{0,4 \text{ m}^2 + 0,03 \text{ m}^2} \rightarrow d = 0,401 \text{ m}$$

Se obtuvo el ángulo "β":

$$\tan \beta = \frac{0,03 \text{ m}}{0,4 \text{ m}} \rightarrow \beta = 4,289^\circ$$

Seguidamente se aplicó la ley de cosenos para encontrar el ángulo θ:

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \theta \rightarrow \cos \theta = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}$$

$$\cos \theta = \frac{(0,076 \text{ m})^2 + (0,24 \text{ m})^2 - (0,237 \text{ m})^2}{2(0,076 \text{ m})(0,24 \text{ m})}$$

$$\theta = 78,606^\circ$$

Se obtuvo el ángulo "ϕ":

$$\phi = 135^\circ - \theta - \beta \rightarrow \phi = 135^\circ - 78,606^\circ - 4,289^\circ \rightarrow \phi = 52,105^\circ$$

Posteriormente, se aplicó la ley de cosenos para encontrar el cateto "e" correspondiente a la longitud del actuador lineal:

$$e^2 = c^2 + d^2 - 2cd \cos \phi$$

$$e^2 = (0,24 \text{ m})^2 + (0,401 \text{ m})^2 - 2(0,24 \text{ m})(0,401 \text{ m}) \cos 52,105^\circ$$

$$e = \mathbf{0,317 \text{ m} = 317 \text{ mm}}$$

Luego con la ley de senos se encontró el ángulo "γ" para poder encontrar el brazo "x" correspondiente al momento que ejerce la fuerza del actuador lineal:

$$\frac{c}{\sin \gamma} = \frac{e}{\sin \phi} \rightarrow \sin \gamma = \frac{c \sin \phi}{e}$$

$$\sin \gamma = \frac{0,24 \text{ m} \times \sin 52,105^\circ}{0,317 \text{ m}} \rightarrow \gamma = 36,688^\circ$$

Se obtuvo "x":

$$\sin \gamma = \frac{x}{d} \rightarrow x = 0,401 \text{ m} \times \sin 36,688^\circ \rightarrow x = 0,239 \text{ m}$$

Se obtuvo x':

$$\cos \alpha = \frac{x'}{0,231 \text{ m}} \rightarrow x' = 0,231 \text{ m} \times \cos 45^\circ \rightarrow x' = 0,163 \text{ m}$$

Se obtuvo x":

$$\cos \alpha = \frac{x''}{0,752m} \rightarrow x'' = 0,752m \times \cos 45^\circ \rightarrow x'' = 0,532m$$

Aplicando sumatoria de momentos en "O" y despejando se obtuvo la fuerza aplicada por el actuador lineal "Fac":

$$\sum M_O = 0$$

$$Fac(x) - Fc(x') - Fr(x'') = 0 \rightarrow Fac = \frac{Fc(x') + Fr(x'')}{(x)}$$

$$Fac = \frac{196,2 N(0,163 m) + 147,15 N(0,532 m)}{0,239m}$$

$$Fac = 461,357 N$$

Finalmente aplicando un factor de seguridad de $Fs = 2$, se obtuvo la fuerza requerida por el actuador lineal:

$$Frac1 = 461,357 N \times 2 \rightarrow \mathbf{Frac1 = 922,714 N}$$

- **Fuerza y longitud requeridos al atardecer (16p.m.).**

Al igual que el anterior se cumple que:

$$\alpha = \omega$$

Entonces mediante la ecuación Ecuación (12):

$$\omega = 15(TSV - 12) \rightarrow \omega = 15(16 - 12) \rightarrow \mathbf{\omega = 60^\circ}$$

Datos:

$$F_c = 196,2N$$

$$F_r = 147,15N$$

$$\alpha = 150^\circ$$

$$\beta = 4,289^\circ$$

$$\theta = 78,606^\circ$$

$$a = 0,237m$$

$$b = 0,076m$$

$$c = 0,24m$$

$$d = 0,401m$$

$$e = ? \dots \text{Longitud del actuador.}$$

$$F_{rac} = ? \dots \text{Fuerza requerida}$$

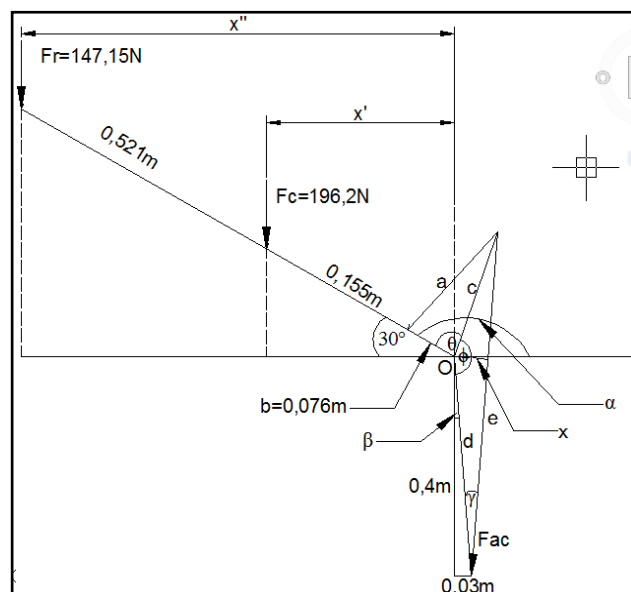


Fig. 57. Diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en azimut (16p.m.).

A partir del diagrama de cuerpo libre del actuador lineal en azimut:

Se obtuvo el ángulo " ϕ ":

$$\phi = 270^\circ - \theta - 30^\circ - \beta \quad \rightarrow \quad \phi = 157,105^\circ$$

Después se aplicó la ley de cosenos para encontrar el cateto "e" correspondiente a la longitud del actuador lineal:

$$e^2 = c^2 + d^2 - 2cd \cos \phi$$

$$e^2 = (0,24m)^2 + (0,401m)^2 - 2(0,24m)(0,401m) \cos 157,105^\circ$$

$$e = 0,629m = 629mm$$

Con la ley de senos se encontró el ángulo " γ " para poder encontrar el brazo "x" correspondiente al momento que ejerce la fuerza del actuador lineal:

$$\frac{c}{\sin \gamma} = \frac{e}{\sin \phi} \quad \rightarrow \quad \sin \gamma = \frac{c \sin \phi}{e}$$

$$\sin \gamma = \frac{0,24m \times \sin 157,105^\circ}{0,629m} \quad \rightarrow \quad \gamma = 8,537^\circ$$

Se obtuvo "x":

$$\sin \gamma = \frac{x}{d} \quad \rightarrow \quad x = 0,401m \times \sin 8,537^\circ \quad \rightarrow \quad x = 0,06m$$

Se obtuvo x':

$$\cos \alpha = \frac{x'}{0,231m} \quad \rightarrow \quad x' = 0,231m \times \cos 30^\circ \quad \rightarrow \quad x' = 0,2m$$

Se obtuvo x'':

$$\cos \alpha = \frac{x''}{0,752m} \quad \rightarrow \quad x'' = 0,752m \times \cos 30^\circ \quad \rightarrow \quad x'' = 0,651m$$

Seguidamente, aplicando sumatoria de momentos en "O" y despejando se obtuvo la fuerza aplicada por el actuador lineal "Fac":

$$\sum M_o = 0 \quad \rightarrow \quad Fac = \frac{Fc(x') + Fr(x'')}{(x)}$$

$$Fac = \frac{196,2N(0,2m) + 147,15N(0,651m)}{0,06m}$$

$$Fac = 2250,578N$$

Finalmente, aplicando un factor de seguridad de $Fs = 2$ se obtuvo la fuerza requerida por el actuador lineal:

$$Frac2 = 2250,578N(2) \quad \rightarrow \quad Frac2 = 4501,156N$$

De acuerdo a los cálculos anteriores se escoge un actuador lineal con una fuerza mínima de 4501,156 N. Mediante el catálogo de los actuadores lineales electromecánicos disponibles de PowerTech se elige el actuador lineal modelo **QARL-2424 POWER TECH HEAVY DUTY**. (Ver Anexo E).

6.1.12.2 Diseño de Ejes (Giro en azimut).

Para el movimiento de giro en azimut (de Este a Oeste), se hizo uso de dos pequeñas articulaciones montadas simétricamente, las mismas que soportan los esfuerzos producidos por las cargas de diseño ubicadas en el punto focal (147,15N) y en el centro del concentrador (196,2N).

Las articulaciones antes mencionadas consisten en dos ejes que permiten el libre movimiento de una manzana con rodamientos aseguradas en la estructura de la base del concentrador.

Las figura 58 muestra el esquema general de las articulaciones antes mencionadas.

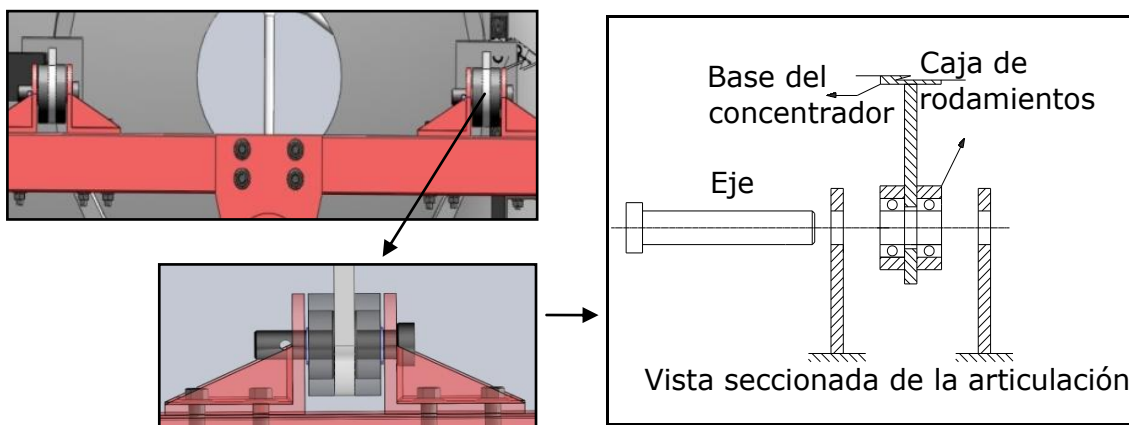


Fig. 58. Sistema de articulaciones para el giro en azimut.

Se consideró importante determinar el diámetro mínimo del eje con el fin de asegurar el diseño mecánico del mismo. Para ello se calculó los esfuerzos producidos en el eje tomando en cuenta el momento máximo que se produce cuando la línea que une el vértice y el foco del concentrador se encuentra horizontal. De esta manera se procedió a encontrar los momentos que actúan en el movimiento para determinar los máximos esfuerzos. Es así que se empezó calculando el momento flector y luego el momento torsor.

6.1.12.2.1 Cálculo del momento flector sobre el eje 1.

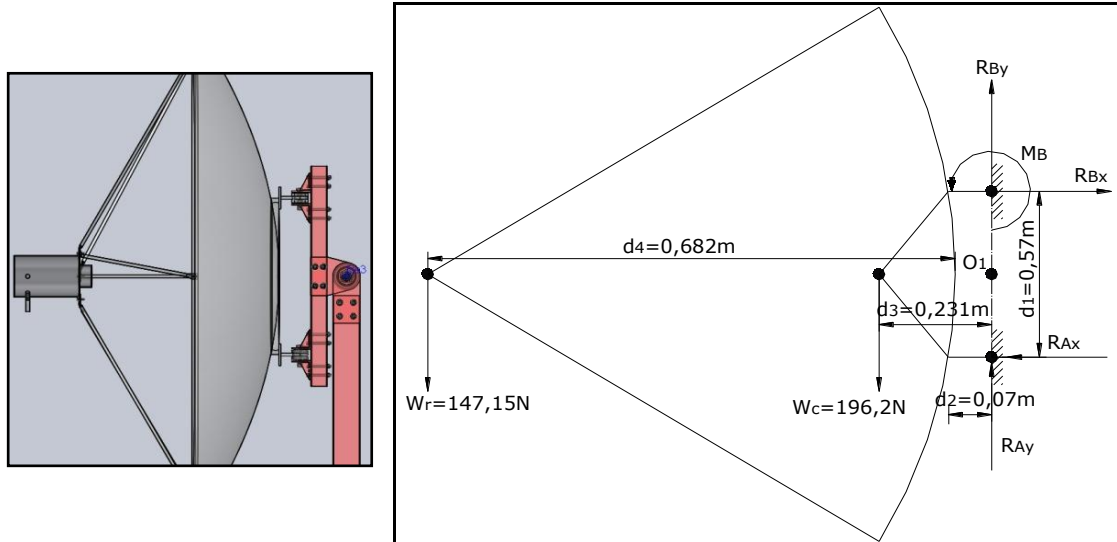


Fig. 59. Diagrama de cuerpo libre del concentrador-receptor.

De la Fig. 59, se procedió a obtener el momento flector que actúa en cada base de giro en azimut.

Para lo cual se determinó la R_{AX} de la siguiente manera:

$$\sum M_B = 0 \quad \rightarrow \quad W_r(d_2 + d_4) + W_c d_3 - R_{AX} d_1 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{[147,15 \times (0,07 + 0,682) + 196,2 \times 0,231] Nm}{0,570 m}$$

$$R_{AX} = 273,647 N$$

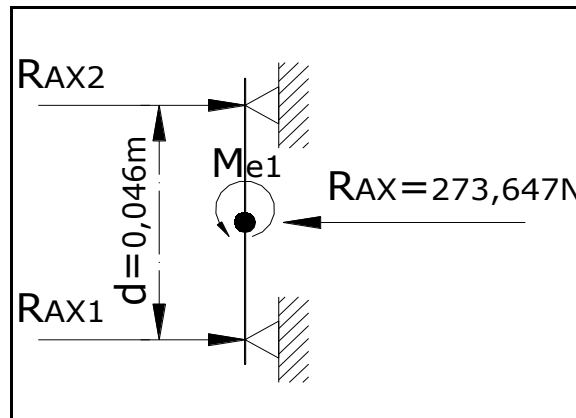


Fig. 60. Momento flector sobre el eje 1 en azimut.

De la figura 60 se deduce:

$$\sum M_{R_{AX1}} = 0 \quad \rightarrow \quad R_{AX2} = R_{AX} \frac{d}{2d}$$

$$R_{AX2} = \frac{273,647 \text{ N}}{2} \quad \rightarrow \quad R_{AX2} = 136,824 \text{ N}$$

Por lo tanto, el momento flector máximo sobre el eje 1 es:

$$M = F \times d \quad \rightarrow \quad M_{e1} = R_{AX2} \frac{d}{2}$$

$$M_{e1} = 136,824 \text{ N} \times \frac{0,046 \text{ m}}{2} \quad \rightarrow \quad M_{e1} = 3,147 \text{ Nm}$$

Luego de haber encontrado el momento flector sobre el eje 1, se procedió a calcular el momento torsor sobre dicho eje.

6.1.12.2.2 Cálculo del momento torsor sobre el eje 1.

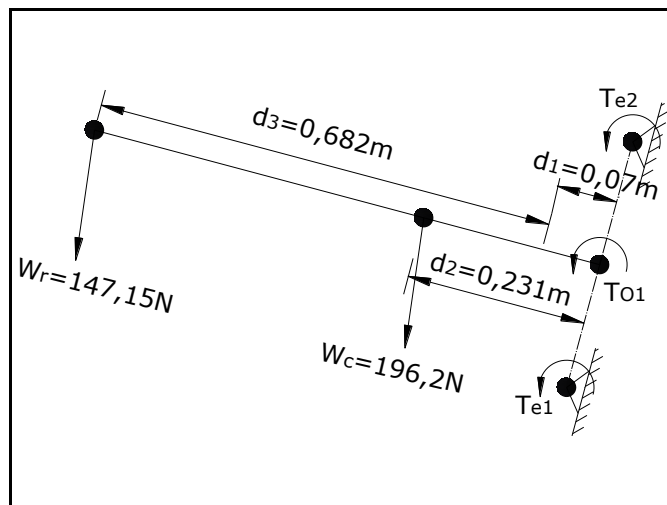
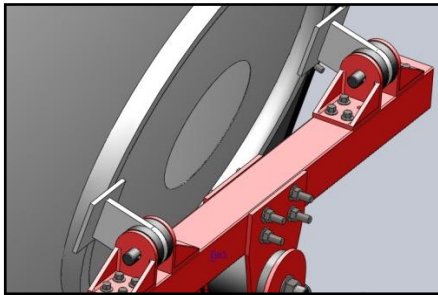


Fig. 61. Diagrama de cuerpo libre del concentrador-receptor

Con la ayuda de la Figura 61, se calculó el momento torsor total T_{O1} mediante la ecuación 42:

$$T = F \times r \quad \rightarrow \quad T_{O1} = W_r(d_1 + d_3) + W_c d_2$$

$$T_{O1} = [147,15 \times (0,07 + 0,682) + (196,2 \times 0,231)] \text{ Nm}$$

$$T_{O1} = 155,979 \text{ Nm}$$

Como se mencionó anteriormente, para el giro en azimut se dispone de dos articulaciones sobre los extremos de la viga, por lo que el momento torsor T_{O1} se divide equitativamente sobre cada eje.

De esta forma el momento torsor sobre el eje 1 es:

$$T_{e1} = \frac{T_{O1}}{2} \quad \rightarrow \quad T_{e1} = 77,989 \text{ Nm}$$

Una vez encontrado los dos momentos que actúan sobre el eje 1, se realizó el diseño del mismo mediante dos análisis: Por resistencia estática y por resistencia a la fatiga.

6.1.12.2.3 Diseño por resistencia estática.

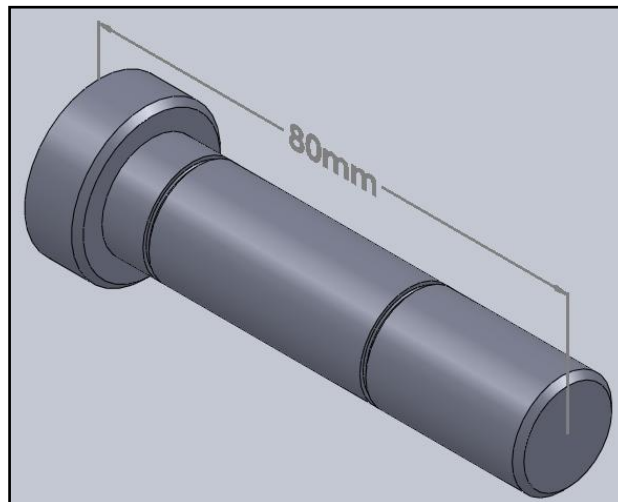


Fig. 62. Longitud y ranuras en el eje 1.

De acuerdo al catálogo de materiales de ingeniería de IVAN BOHMAN C.A el tipo de material utilizado para los ejes de transmisión es el acero SAE 1018 (laminado en frío).

Las propiedades mecánicas de este acero son:

$$S_y = 31 \text{ kg/mm}^2 = 304,11E^6 \text{ N/m}^2$$

$$S_u = 51 \text{ kg/mm}^2 = 500,31E^6 \text{ N/m}^2$$

Para el diseño del eje utilizamos un factor de seguridad de $N = 2$

Mediante este análisis el diámetro mínimo requerido del eje 1 es:

$$d = \left[\frac{32 \times N}{\pi \times S_y} \left(M^2 + \frac{3}{4} \times T^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (52)}$$

$$d_{e1} = \left\{ \frac{32 \times 2}{\pi \times 304,11E^6 \text{ N/m}^2} \left[(3,147 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \times (77,989 \text{ Nm})^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = \left\{ 6,699E^{-8} \text{ m}^2/\text{N} [4571,617 \text{ N}^2\text{m}^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = 16,545 \text{ mm}$$

6.1.12.2.4 Diseño por resistencia a la fatiga.

Para analizar el eje por resistencia a la fatiga se utilizó el procedimiento descrito por Robert Norton, así:

Primeramente se halló la resistencia a la fatiga del acero SAE 1018 mediante la ecuación:

$$S_n = 0,5S_u \quad \text{Ecuación (53)}$$

$$S_n = 0,5 \times 500,31E^6 \text{ N/m}^2 \quad \rightarrow \quad S_n = 250,155E^6 \text{ N/m}^2$$

Una vez determinado la resistencia a la fatiga, se tomó en cuenta los diversos factores que modifican dicha resistencia.

El factor de carga para el esfuerzo flexionante es:

$$C_{carga} = 1$$

Tomando en cuenta los criterios de Shigley y Mitchell se utilizó la siguiente relación:

$$C_{tamaño} = 1,189d^{-0,097}$$

$$C_{tamaño} = 1,189(16,545)^{-0,097} \quad \rightarrow \quad C_{tamaño} = 0,906$$

El factor de superficie para un acabado superficial mediante maquinado (ver Tabla 8) es:

$$C_{superficie} = A(S_u)^b$$

$$C_{superficie} = 4,51 \times (500,31)^{-0,265} \quad \rightarrow \quad C_{superficie} = 0,869$$

Debido a que el eje no supera los 450°C de temperatura de trabajo, el factor de temperatura es:

$$C_{temperatura} = 1$$

De acuerdo a la Tabla 9, se determinó el factor de confiabilidad:

$$C_{confiabilidad} = 99,9\% = 0,753$$

Finalmente, la resistencia a la fatiga real es:

$$S'_n = C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_n \quad \text{Ecuación (54)}$$

$$S'_n = 1 \times 0,906 \times 0,869 \times 1 \times 0,753 \times 250,155E^6 \text{ N/m}^2$$

$$S'_n = 148,304E^6 \text{ N/m}^2$$

A través de la Tabla de factores de concentración de esfuerzos, (ver Anexo I) se elige el factor de concentración de esfuerzos para un eje ranurado a flexión en el cual se insertará el anillo de retención o seguro de exterior. En este caso se toma un valor de $k_t = 3$.

Por lo tanto, el diámetro mínimo requerido del eje 1 es:

$$d = \left\{ \frac{32 \times N}{\pi} \left[\left(\frac{K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación (55)}$$

$$d_{e1} = \left\{ \frac{32 \times 2}{\pi} \left[\left(\frac{3 \times 3,147 \text{ Nm}}{148,304E^6 \text{ N/m}^2} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{77,989 \text{ Nm}}{304,11E^6 \text{ N/m}^2} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = \left\{ \frac{64}{\pi} [5,338E^{-14} \text{ m}^6]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = 16,758 \text{ mm}$$

De acuerdo a los análisis anteriores el diámetro de 16,758mm satisface a las condiciones de resistencia y fatiga (rigidez). Debido a la compatibilidad con los rodamientos comerciales se escoge un diámetro de 17mm.

El diámetro de la ranuras para los anillos de retención del eje 1, vienen especificados conjuntamente con el catálogo de los anillos de retención.

6.1.12.3 Selección de los rodamientos.

Para la selección de los rodamientos se siguió el siguiente procedimiento:

- **Rodamientos A1 y A2:**

- El diámetro del eje 1 en el cual se asientan los dos rodamientos es:

$$d_{e1} = 17 \text{ mm.}$$

- La reacción radial sobre los rodamientos A1 y A2 es:

$$R_{AX} = 273,647 \text{ N}$$

- La velocidad del eje 1 es:

$$w = 4.363 \times 10^{-4} \text{ rad/s}$$

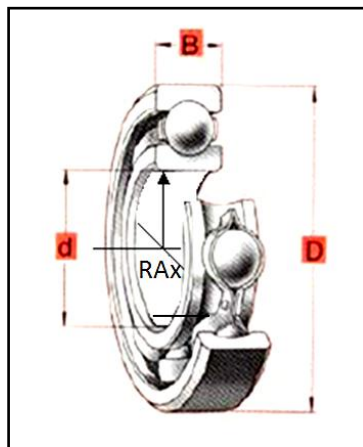


Fig. 63. Rodamiento rígido de bolas.

Las características principales que deben cumplir los dos rodamientos para este trabajo son:

- Carga radial.
- Trabajo a la intemperie.
- Bajas velocidades.
- Funcionamiento silencioso.
- Temperaturas bajas.
- Larga duración.
- Alta fiabilidad.
- Mínimo mantenimiento.
- Costos bajos.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente el tipo de rodamiento que cumple con estas condiciones es “**el rodamiento rígido de bolas**”.

Debido a que el rodamiento gira a una velocidad muy baja se lo puede considerar como estático, y por lo tanto la selección del tamaño del rodamiento se hizo mediante la capacidad de carga estática requerida.

Primeramente se calcula P_o :

$$P_o = X_o F_r + y_o F_a$$

Para una carga puramente radial ($F_a=0$) y se tiene $P_o = F_r$. Por lo tanto:

$$R_{AX} = F_r = P_o = 273,647 \text{ N}$$

Por lo tanto, de la ecuación (58):

$$C_{o_r} = (1)(273,647 \text{ N})$$

$C_{o_r} = 273,647 \text{ N}$ → Se necesita que el rodamiento satisfaga esta carga.

Mediante el catálogo proporcionado por SKF (ver Anexo D) y los datos encontrados anteriormente se eligió el rodamiento rígido de bolas 6203-2Z/VA228.

$$C_o \gg C_{o_r} \quad \rightarrow \quad \therefore \quad \text{Satisface la carga estática requerida.}$$

Nota: Los 4 rodamientos que se utilizaron para el giro en azimut son iguales, ya que al ser un diseño simétrico, estos rodamientos están sujetos a las mismas cargas y condiciones de trabajo.

Una vez determinado el diámetro del eje y seleccionado los rodamientos, se especificó los límites del tamaño del eje y del barreno de las manzanas en el cual irán insertados a presión los respectivos rodamientos. Para lo cual, se dedujeron los límites de tolerancia para los elementos antes mencionados.

- **Límites de tamaño del eje.**

Para la aplicación al que va a ser sometido el eje, es satisfactorio un ajuste de tipo RC4.

Los límites de tolerancia para el eje de 17mm son:³⁷

CLASE RC4
Eje
-15,24
-33,02

Estos valores vienen expresados en milésimas de milímetro, es decir, se multiplicará por E^{-3} . Por lo tanto, los límites de tamaño del eje que resultan son los siguientes:

$$17,000 \text{ mm} - 0,01524 \text{ mm} = 16,98476 \text{ mm} \quad (\text{máximo})$$

$$17,000 \text{ mm} - 0,03302 \text{ mm} = 16,96698 \text{ mm} \quad (\text{mínimo})$$

De esta forma, la tolerancia total del eje es:

$$16,98476 \text{ mm} - 16,96698 \text{ mm} = 0,01778 \text{ mm}$$

- **Límites del tamaño del barreno de la manzana.**

Como ya se conoce que el diámetro exterior del rodamiento es de 40mm, entonces el diámetro del barreno de la manzana será de 40mm. Para la aplicación al que va a ser sometido la manzana, es satisfactorio un ajuste de tipo RC4.

Los límites de tolerancia para el orificio de 40mm son:³⁸

CLASE RC4
Agujero
+25,40
0

Estos valores vienen expresados en milésimas de milímetro es decir se multiplicará por E^{-3} . Por lo tanto, los límites de tamaño del barreno que resultan son los siguientes:

$$40,000 \text{ mm} + 0,02540 \text{ mm} = 40,02540 \text{ mm} \quad (\text{máximo})$$

$$40,000 \text{ mm} - 0,00000 \text{ mm} = 40,00000 \text{ mm} \quad (\text{mínimo})$$

De esta forma, la tolerancia total del orificio de la manzana es:

$$40,02540 \text{ mm} - 40,00000 \text{ mm} = 0,0254 \text{ mm}$$

³⁷(V.M. FAIRES)

³⁸(V.M. FAIRES)

6.1.12.4 Diseño de los Brazos Sujetadores de la Viga con el Concentrador-Receptor.

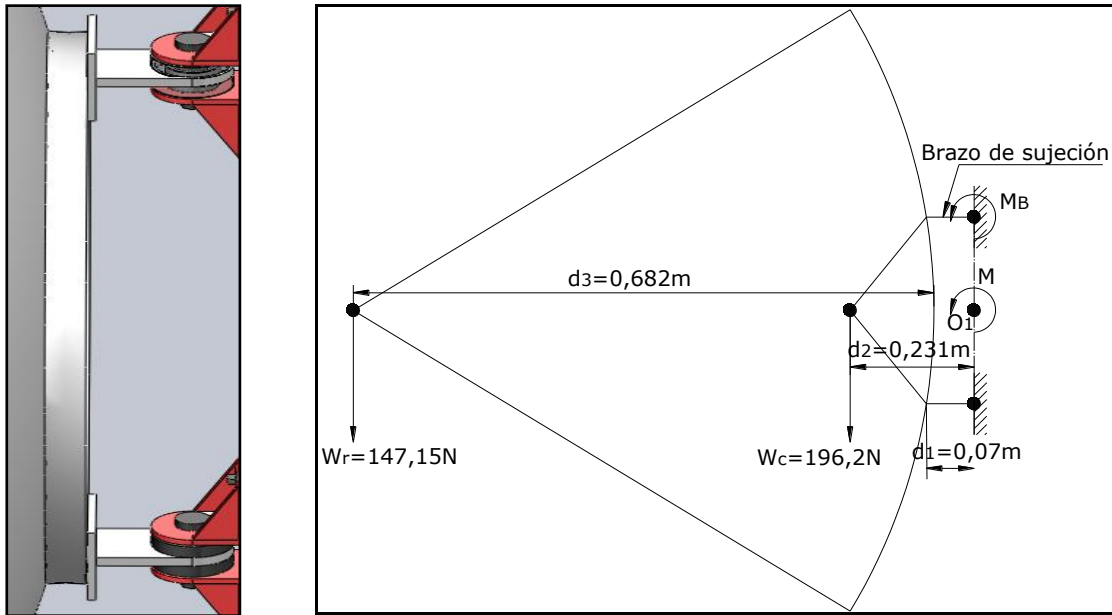


Fig. 64. Diagrama de cuerpo libre.

Mediante la Figura 64, se obtuvo el momento flector M :

$$M = F \times r \quad \rightarrow \quad M = (147,15 \times 0,752 + 196,2 \times 0,231) \text{ Nm}$$

$$M = 155,979 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, el momento flector M_B es:

$$M_B = \frac{M}{2} \quad \rightarrow \quad M_B = 77,989 \text{ Nm}$$

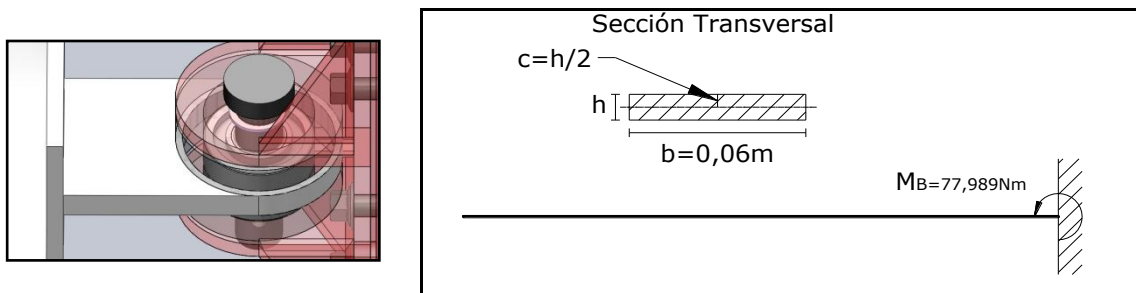


Fig. 65. Diagrama de cuerpo libre del brazo sujetador.

Para el diseño de los dos brazos sujetadores se utilizaron platinas de acero ASTM A36 (laminado en caliente) de IPAC. La resistencia a la fluencia de este acero es $S_y = 250E^6 \text{ N/m}^2$.

Posteriormente se procedió a calcular el espesor (h) necesario, tomando en cuenta el esfuerzo admisible del material. Para ello, se utilizó un factor de seguridad de $N = 2,5$.

$$\sigma_{adm} = \frac{Sy}{N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250 E^6 N/m^2}{2,5} \rightarrow \sigma_{adm} = 100E^6 N/m^2$$

El esfuerzo en las fibras extremas del brazo sujetador superior e inferior es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación (x)} \quad \rightarrow \quad S = \frac{M_B}{\sigma_{adm}}$$

Donde, el módulo de sección para una geometría rectangular (ver Anexo G) es:

$$S = \frac{bh^2}{6}$$

Por lo tanto, combinando, se tiene:

$$h^2 = \frac{6M_B}{b \times \sigma_{adm}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times 77,989 Nm}{0,06m \times 100E^6 N/m^2}}$$

$$h = \sqrt{\frac{467,934N}{6E^6 N/m^2}}$$

$$\mathbf{h = 8,831mm}$$

Según las tablas normalizadas del catálogo IPAC se elije la platina de 65x9.5mm.

El diseño de uno de los dos brazos sujetadores es el mismo para el otro, ya que los dos brazos están sujetos a las mismas condiciones de trabajo.

6.1.12.5 Selección de la viga para la base del movimiento en azimut.

Debido a que los perfiles de tubos huecos presentan características favorables respecto a los sólidos y por condiciones de diseño se plantea que la sección transversal tenga una forma cuadrada hueca, con las siguientes medidas:

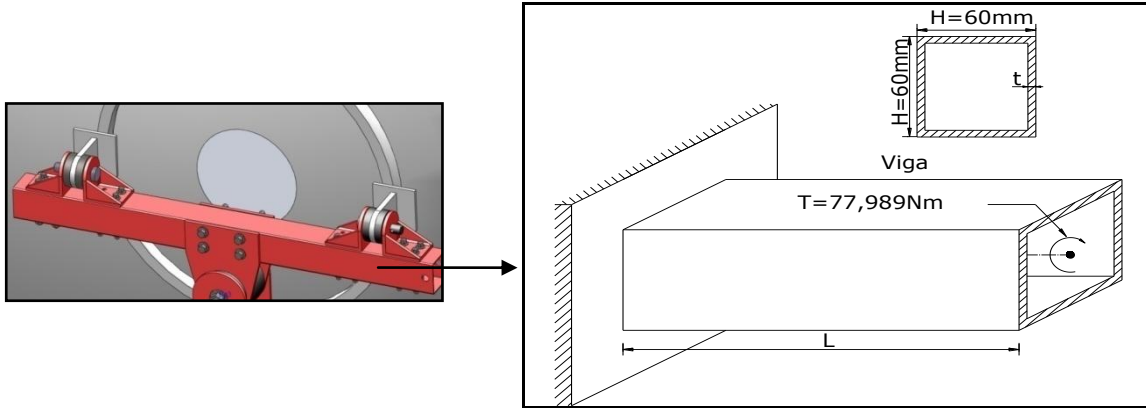


Fig. 66. Momento torsor en la viga.

Ya que el momento torsor se divide equitativamente a lo largo de la viga, para el análisis se tomó la media parte de la viga.

El material que utiliza el IPAC para la construcción de estos perfiles es el acero ASTM A569 (ASTM A1011). La resistencia a la fluencia del acero ASTM A569 es $S_y = 250E^6 N/m^2$.

Con las características indicadas anteriormente se procede a calcular el espesor mínimo (t), debido a la carga flectora.

La resistencia de fluencia al corte de acuerdo a la ley de energía de distorsión es:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 \times 250E^6 N/m^2 \quad \rightarrow \quad S_{sy} = 144,25E^6 N/m^2$$

El esfuerzo cortante admisible es:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{N}$$

$$\tau_{adm} = \frac{144,25E^6 N/m^2}{3} \quad \rightarrow \quad \tau_{adm} = 48,083E^6 N/m^2$$

A la vez el esfuerzo cortante máximo debido a la torsión en secciones no circulares es igual a:

$$\tau_{adm} = \frac{T}{Q} \quad \text{Ecuación (43)}$$

Donde:

$$Q = 2bht$$

Por lo tanto:

$$2bht = \frac{T}{\tau_{adm}} \quad \rightarrow \quad t = \frac{T}{2bh\tau_{adm}}$$

$$t = \frac{77,989 \text{ Nm}}{2 \times 0,06 \text{ m} \times 0,06 \text{ m} \times 48,083E^6 \text{ N/m}^2}$$

$$t = \mathbf{0,23 \text{ mm}}$$

Debido a las condiciones de trabajo y por aspectos de diseño se ha seleccionado del catálogo del IPAC una viga de 60x60mm y 2mm de espesor.

El peso de la viga w_v se determina de la siguiente forma:

Datos:

$q_v = 22,44 \text{ kg/6m} = 3,74 \text{ kg/m}$... Carga de la viga obtenida del catálogo de IPAC.

$L_v = 0,8 \text{ m}$... Longitud de la viga.

Por lo que el peso de la viga es:

$$w_v = q_v \times L_v \quad \rightarrow \quad w_v = 29,352 \text{ N}$$

6.1.12.6 Selección de los Pernos para la Base de Soporte del Eje 1 para Giro en Azimut.

Los pernos están contruidos de acero ASTM A307, el mismo que tiene la siguiente característica mecánica:

$$S_y = 36Kpsi = 248,21E^6 N/m^2$$

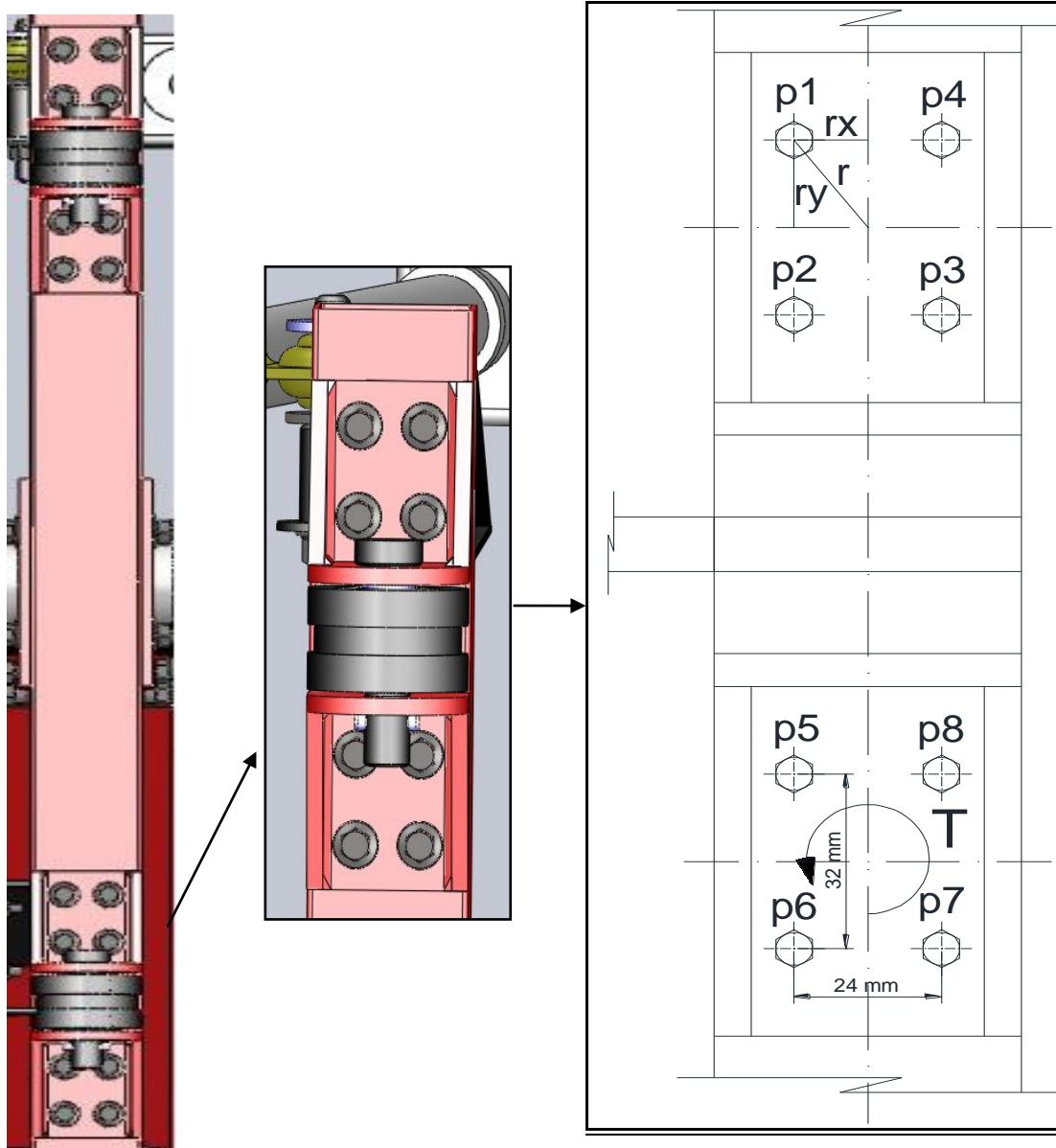


Fig. 67. Distribución de los pernos según el criterio de diseño.

La carga total ejercida por el concentrador y el receptor se encuentran soportados por dos extremos de la viga, los mismos que a su vez están compuesto por 8 pernos distribuidos equitativamente. De esta forma, tanto la carga total como el momento torsor

se dividen uniformemente sobre cada extremo donde están sujetos los pernos con la viga.

$$T = T_{e1}/2 = 38,995 \text{ Nm}$$

$$w_{cr} = w_r + w_c = 343,35 \text{ N} \quad \rightarrow \quad \text{Carga total sobre los pernos}$$

Entonces, para analizar cada uno de los pernos tomaremos como referencia un sólo extremo ya que son simétricas que a su vez se distribuye equitativamente. Por lo tanto, la carga o fuerza cortante sobre cada perno es:

$$F_c = \frac{w_{cr}}{16} \quad \rightarrow \quad 21,459 \text{ N}$$

$$F_c = F_{cp1} = F_{cp2} = F_{cp3} = F_{cp4} = 21,459 \text{ N}$$

La distancia radial del centroide desde el conjunto de pernos hasta el centro de cada de uno de ellos mediante Pitágoras es:

$$r^2 = r_x^2 + r_y^2 \quad \rightarrow \quad r = \sqrt{(12 \text{ mm})^2 + (16 \text{ mm})^2} \quad \rightarrow \quad r = 20 \text{ mm}$$

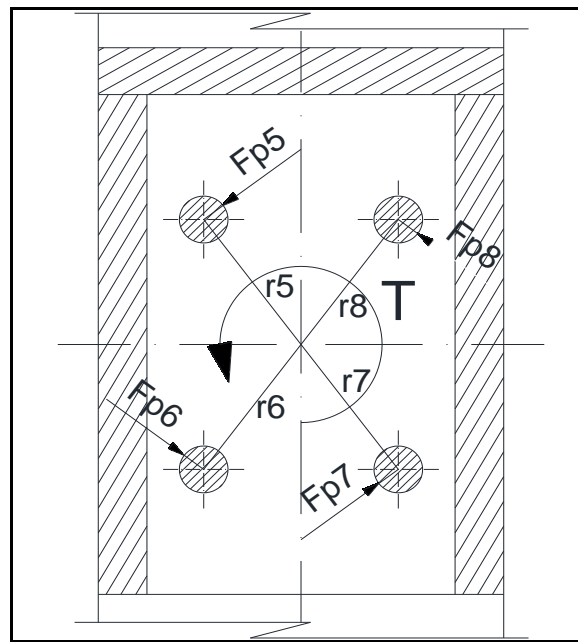


Fig. 68. Fuerzas actuantes sobre cada perno.

A partir del gráfico anterior se analizó y se dedujo la fuerza sobre cada perno, necesaria para resistir el momento de torsión, así:

$$F_{p5} = F_{p6} = F_{p7} = F_{p8} \quad \wedge \quad r = r_5 = r_6 = r_7 = r_8$$

$$T = F_{p5}r_5 + F_{p6}r_6 + F_{p7}r_7 + F_{p8}r_8 \quad \rightarrow \quad F_{p5} = \frac{T}{4 \times r_5}$$

Por lo tanto:

$$F_{p5} = \frac{38,995 \text{ Nm}}{4 \times 20E^{-3} \text{ m}} \rightarrow F_{p5} = 487,434 \text{ N}$$

La fuerza resultante de todas las fuerzas que actúan sobre cada perno se dedujo analíticamente, mediante el siguiente gráfico:

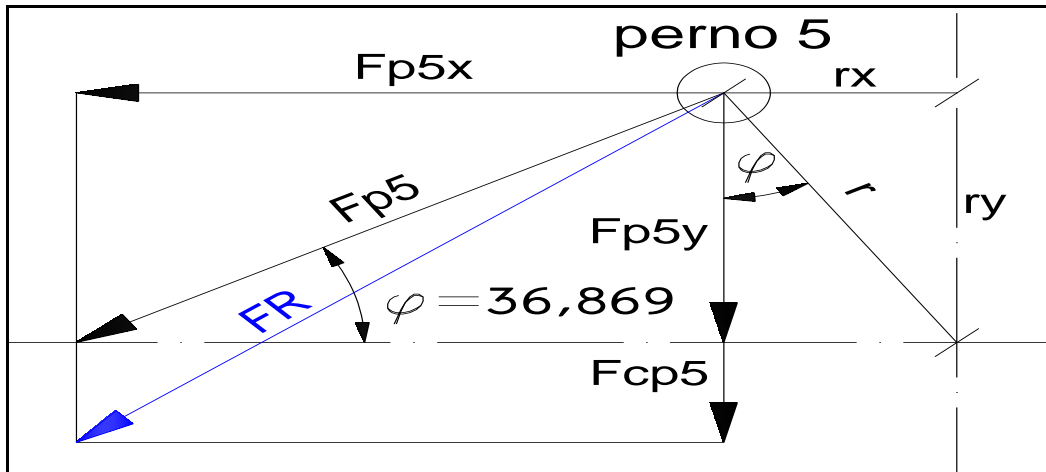


Fig. 69. Fuerzas sobre el perno 5.

$$F_x = F \cos \varphi$$

$$F_{p5x} = 487,434 \text{ N} \times \cos 36,869 \rightarrow F_{p5x} = 389,952 \text{ N}$$

$$F_y = F \sin \varphi$$

$$F_{p5y} = 487,434 \text{ N} \times \sin 36,869 \rightarrow F_{p5y} = 292,454 \text{ N}$$

Entonces, la fuerza total sobre el perno 5 en la dirección y es:

$$F_{tp5y} = F_{cp5} + F_{p5y}$$

$$F_{tp5y} = 21,459 \text{ N} + 292,454 \text{ N}$$

$$F_{tp5y} = 313,913 \text{ N}$$

Por lo tanto, mediante Pitágoras:

$$F_R^2 = F_{p5x}^2 + F_{tp5y}^2$$

$$F_R = \sqrt{(389,952 \text{ N})^2 + (313,913 \text{ N})^2}$$

$$F_R = V = 500,604 \text{ N}$$

La resistencia de fluencia del material al corte de acuerdo a la ley de energía de distorsión, es:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 \times 248,21E^6 \text{ N/m}^2 \rightarrow S_{sy} = 143,217E^6 \text{ N/m}^2$$

El factor de seguridad aplicado al esfuerzo de fluencia al corte es de $N = 3$. Por lo cual, el esfuerzo cortante admisible es:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{N}$$

$$\tau_{adm} = \frac{143,217E^6 \text{ N/m}^2}{3} \rightarrow \tau_{adm} = 47,739E^6 \text{ N/m}^2$$

Siendo:

$$\tau = \frac{V}{A} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4F_R}{\pi\tau_{adm}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 500,604 \text{ N}}{\pi \times 47,739E^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$D = \sqrt{1,335E^{-5} \text{ m}^2} \rightarrow D = 3,654 \text{ mm} \cong 4 \text{ mm}$$

6.1.12.7 Selección de los Pernos para la Sujeción de la Viga.

Anteriormente ya se indicó la resistencia a la fluencia del acero ASTM A307.

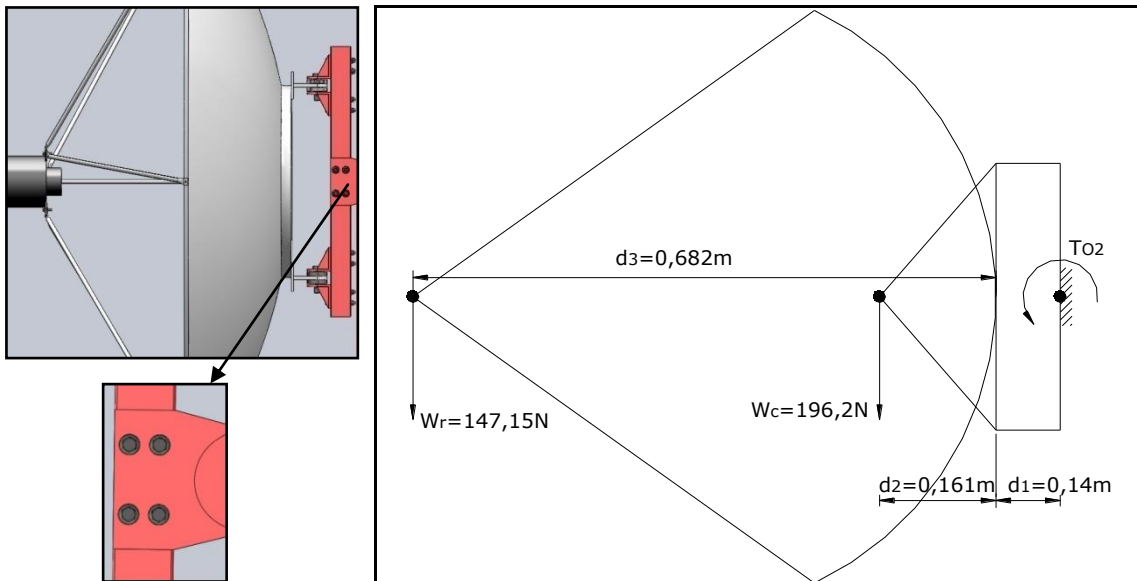


Fig. 70. Diagrama del cuerpo libre.

$$T = F \times r \quad \rightarrow \quad T_{O2} = w_r(d_1 + d_3) + w_c(d_1 + d_2)$$

$$T_{O2} = [147,15 \times (0,14 + 0,682) + 196,2 \times (0,14 + 0,161)] Nm$$

$$T_{O2} = 180,014 Nm$$

$$\sum F_y = F_R = F_{1y} + F_{2y} + \dots + F_{ny} \quad \rightarrow \quad w_t = w_r + w_c$$

$$w_t = 147,15N + 196,2N$$

$$w_t = 343,35N \quad \rightarrow \quad \text{Carga o fuerza cortante sobre el conjunto de pernos.}$$

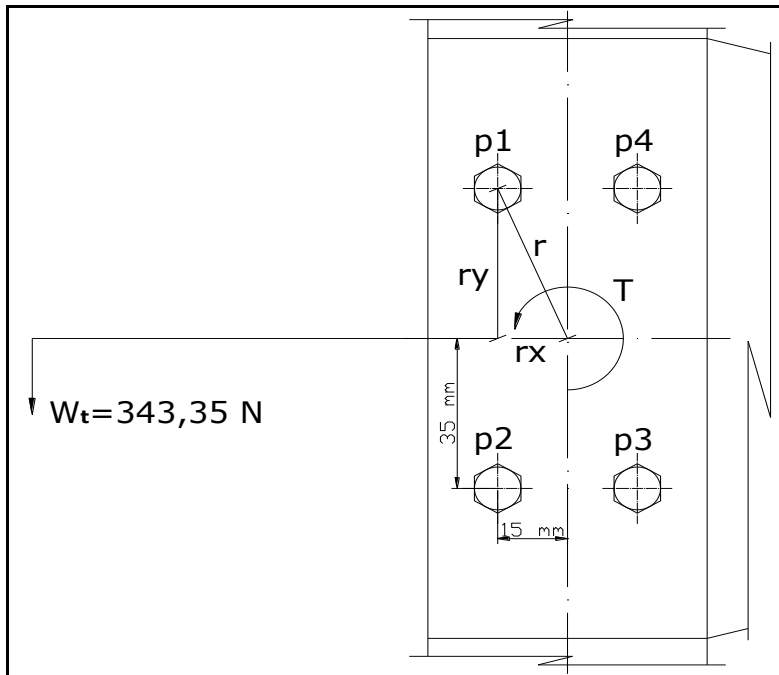


Fig. 71. Distribución de pernos según el criterio de diseño.

Por lo tanto, la carga o fuerza cortante sobre cada perno es:

$$F_c = \frac{w_t}{4} \quad \rightarrow \quad F_c = \frac{343,35 N}{4}$$

$$F_c = F_{cp1} = F_{cp2} = F_{cp3} = F_{cp4} = 85,838 N$$

La distancia radial del centroide desde el conjunto de pernos hasta el centro de cada de uno de ellos mediante Pitágoras es:

$$r^2 = r_x^2 + r_y^2 \quad \rightarrow \quad r = \sqrt{(15mm)^2 + (35mm)^2} \quad \rightarrow \quad r = 38,079mm$$

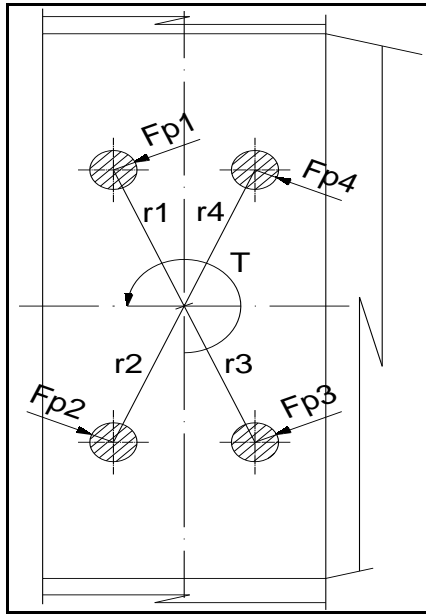


Fig. 72. Fuerzas actuantes sobre cada perno.

A partir del gráfico anterior podemos analizar y deducir la fuerza sobre cada perno, necesaria para resistir el momento de torsión, así:

$$F_{p1} = F_{p2} = F_{p3} = F_{p4} \quad \wedge \quad r = r_1 = r_2 = r_3 = r_4$$

$$T_{O2} = F_{p1}r_1 + F_{p2}r_2 + F_{p3}r_3 + F_{p4}r_4 \quad \rightarrow \quad F_{p1} = \frac{T_{O2}}{4 \times r_1}$$

Por lo tanto:

$$F_{p1} = \frac{180,014 \text{ Nm}}{4 \times 38,079E^{-3}m} \quad \rightarrow \quad F_{p1} = 1181,846 \text{ N}$$

La fuerza resultante de todas las fuerzas que actúan sobre cada perno se puede deducir analíticamente, mediante el siguiente gráfico:

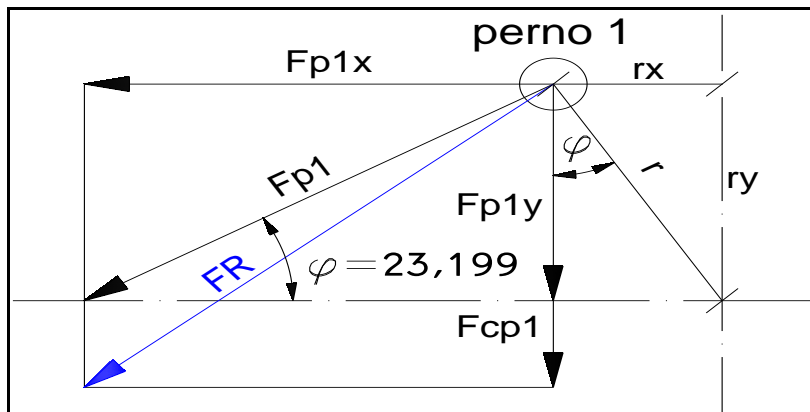


Fig. 73. Fuerzas sobre el perno 1.

$$F_x = F \cos \varphi$$

$$F_{p1x} = 1181,846 \text{ N} \times \cos 23,199 \quad \rightarrow \quad F_{p1x} = 1086,285 \text{ N}$$

$$F_y = F \sin \varphi$$

$$F_{p1y} = 1181,846 \text{ N} \times \sin 23,199 \quad \rightarrow \quad F_{p1y} = 465,559 \text{ N}$$

Entonces la fuerza total sobre el perno 1 en la dirección y es:

$$F_{tp1y} = F_{cp1} + F_{p1y}$$

$$F_{tp1y} = 85,838 \text{ N} + 465,559 \text{ N} \quad \rightarrow \quad F_{tp1y} = 551,397 \text{ N}$$

Por lo tanto, mediante Pitágoras:

$$F_R^2 = F_{p1x}^2 + F_{tp1y}^2$$

$$F_R = \sqrt{(1086,285 \text{ N})^2 + (551,397 \text{ N})^2}$$

$$F_R = V = 1218,217 \text{ N}$$

La resistencia de fluencia del material al corte de acuerdo a la ley de energía de distorsión, es:

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 \times 248,21E^6 \text{ N/m}^2 \quad \rightarrow \quad S_{sy} = 143,217E^6 \text{ N/m}^2$$

El factor de seguridad aplicado al esfuerzo de fluencia al corte es de $N = 3$. Por lo cual, el esfuerzo cortante admisible es:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{N}$$

$$\tau_{adm} = \frac{143,217E^6 \text{ N/m}^2}{3} \quad \rightarrow \quad \tau_{adm} = 47,739E^6 \text{ N/m}^2$$

Siendo:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \rightarrow \quad D = \sqrt{\frac{4F_R}{\pi\tau_{adm}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 1218,217 \text{ N}}{\pi \times 47,739E^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$D = \sqrt{2,809E^{-5}m^2} \quad \rightarrow \quad \mathbf{D = 5,7mm \cong 6mm}$$

6.1.12.8 Diseño del eje (Giro en elevación).

Para el movimiento de giro en elevación (de Norte a Sur), se hará uso de una articulación el cual consta de dos rodamientos, las mismas que soportan los esfuerzos producidos por las cargas de diseño ubicadas en el punto focal (147,15N), en el centroide del concentrador (196,2N) y el peso de la viga (29,352N).

La articulación antes mencionada consiste de un eje que permita el libre movimiento de una manzana con rodamientos asegurada sobre el perfil de la columna.

Las figuras siguientes muestran el esquema general de las articulaciones antes mencionadas.

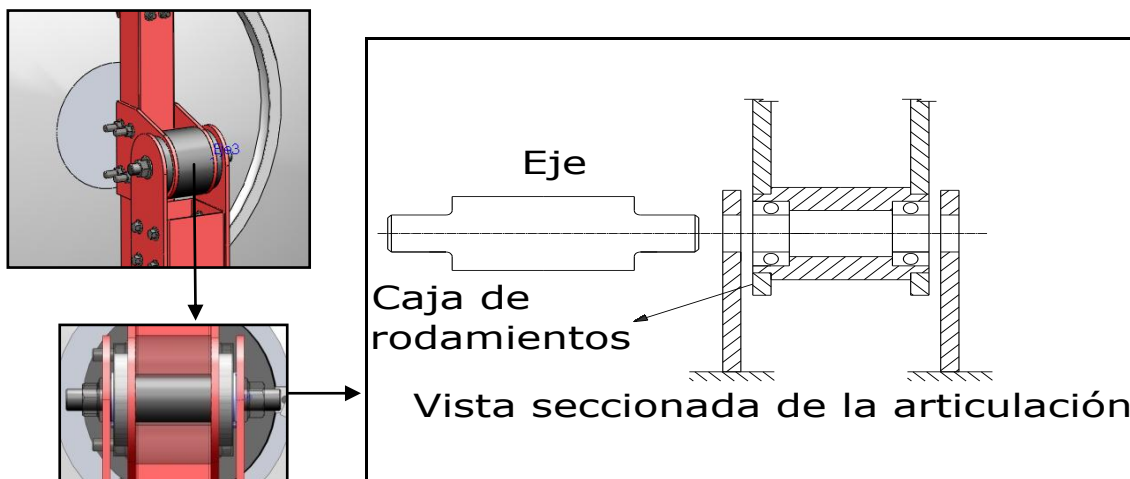


Fig. 74. Articulación para giro en elevación.

Hemos considerado importante determinar el diámetro mínimo del eje con el fin de asegurar el diseño mecánico del mismo. Para ello calculamos los esfuerzos que se producen en el eje tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- El momento máximo que se produce cuando la línea que une el vértice y el foco del concentrador se encuentra horizontal.
- Tomando en cuenta estas consideraciones procedemos a encontrar los momentos que actúan en el movimiento para determinar los máximos esfuerzos. Es así que empezamos calculando el momento flector y luego el momento torsor.

6.1.12.8.1 Cálculo del momento flector sobre el eje.

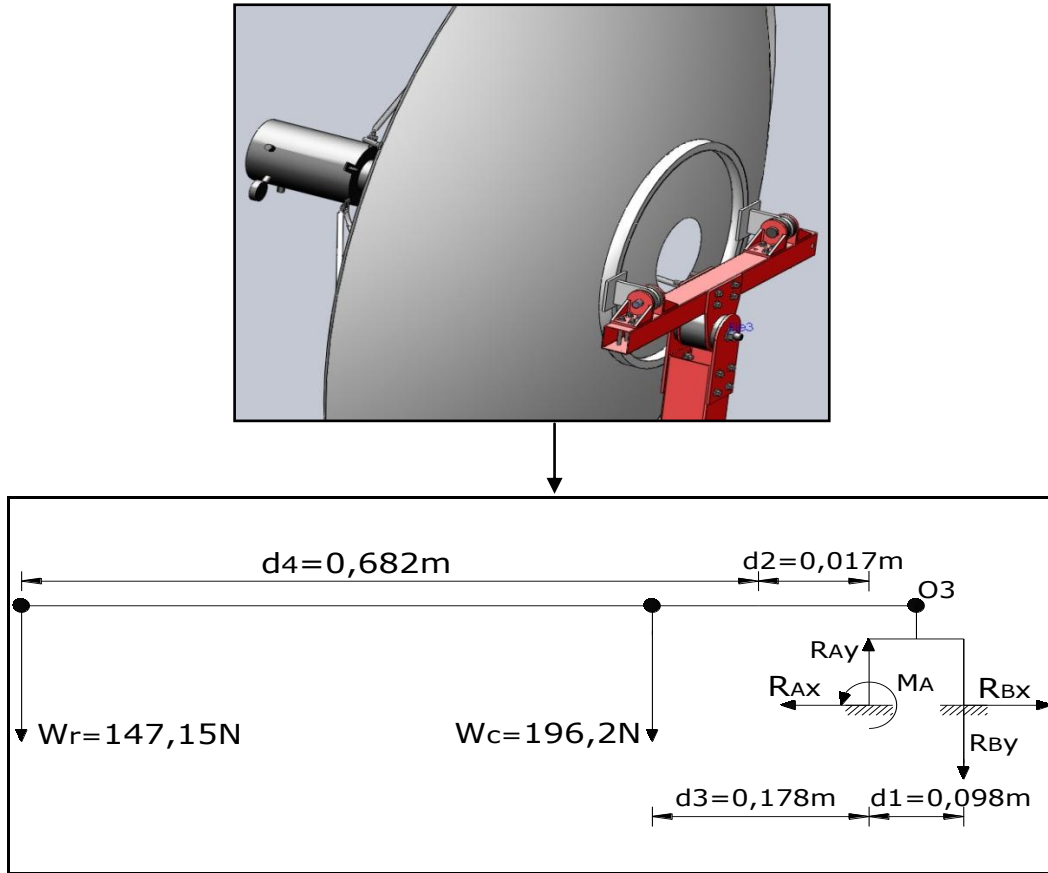


Fig. 75. Diagrama del cuerpo libre.

De la Figura 75, se procede a obtener el momento flector máximo que actúa en el eje de giro en elevación.

Para eso encontramos la R_{By} de la siguiente manera:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow W_r(d_2 + d_4) + W_c d_3 - R_{By} d_1 = 0$$

$$R_{By} = \frac{147,15\text{ N} \times (0,017\text{ m} + 0,682\text{ m}) + 196,2\text{ N} \times 0,178\text{ m}}{0,098\text{ m}}$$

$$R_{By} = 1405,933\text{ N}$$

Por condiciones de equilibrio se tiene:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} = W_r + W_c + R_{By}$$

$$R_{Ay} = 147,15\text{ N} + 196,2\text{ N} + 1405,933\text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1749,283\text{ N}$$

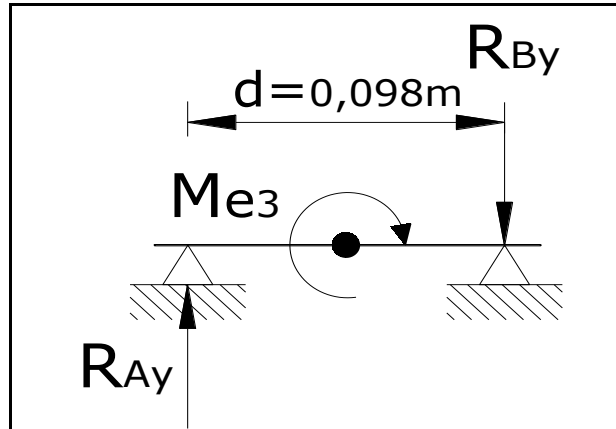


Fig. 76. Momento flector sobre el eje 3.

Por lo tanto, el momento flector máximo sobre el eje 3 es:

$$M = F \times d \quad \rightarrow \quad M_{e3} = R_{Ay} \frac{d}{2} + R_{By} \frac{d}{2}$$

$$M_{e3} = 1749,283 \text{ N} \times \frac{0,098 \text{ m}}{2} + 1405,933 \text{ N} \times \frac{0,098 \text{ m}}{2}$$

$$M_{e3} = 154,606 \text{ Nm}$$

Luego de haber encontrado el momento flector sobre el eje 3, se procedió a calcular el momento torsor sobre dicho eje.

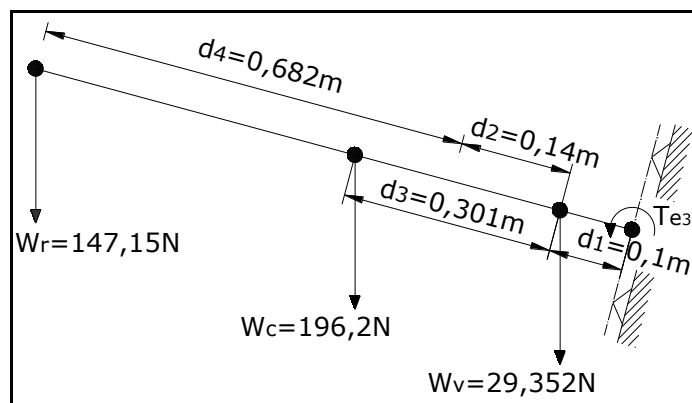
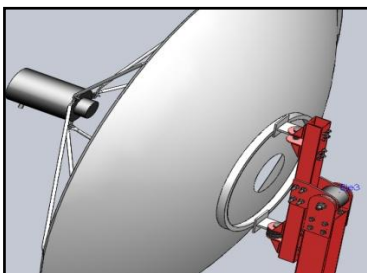


Fig. 77. Momento torsor sobre el eje de elevación.

Con la ayuda de la Fig. 77, se calcula el momento torsor máximo T_{e3} sobre el eje 3:

$$T = Fr \quad \rightarrow \quad T_{e3} = W_r(d_1 + d_2 + d_4) + W_c(d_1 + d_3) + W_v d_1$$

$$T_{e3} = [147,15 \times (0,922) + 196,2 \times (0,401) + 29,352 \times 0,1] \text{ Nm}$$

$$T_{e3} = 217,284 \text{ Nm}$$

Al igual que el eje anterior, el diseño del eje se realizó mediante dos análisis: Por resistencia estática y por resistencia a la fatiga.

- **Diseño por resistencia estática.**

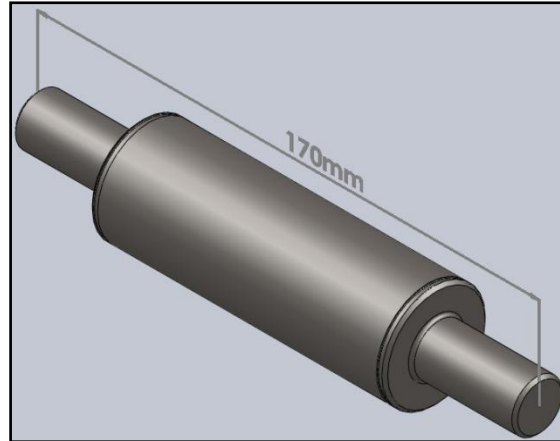


Fig. 78. Longitud y ranuras en el eje de elevación.

El tipo de material utilizado para este eje de rotación es el mismo que el eje en azimut.

Por lo cual las propiedades mecánicas son:

$$S_y = 31 \text{ kg/mm}^2 = 304,11E^6 \text{ N/m}^2$$

$$S_u = 51 \text{ kg/mm}^2 = 500,31E^6 \text{ N/m}^2$$

Para el diseño del eje utilizamos un factor de seguridad de $N = 1,5$

Mediante este análisis el diámetro mínimo requerido del eje 3 es:

$$d = \left[\frac{32 \times N}{\pi \times S_y} \left(M^2 + \frac{3}{4} \times T^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación (52)}$$

$$d_{e1} = \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi \times 304,11E^6 \text{ N/m}^2} \left[(154,606 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \times (217,284 \text{ Nm})^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = \left\{ 5,024E^{-8} \text{ N/m}^2 [59312,268 \text{ N}^2\text{m}^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = 23,043 \text{ mm}$$

- **Diseño por resistencia a la fatiga.**

Una vez encontrado el diámetro mínimo requerido por resistencia estática, para este análisis se debe hallar la resistencia a la fatiga real del acero utilizado para el diseño del eje.

Para eso, primeramente se halla la resistencia a la fatiga cuyo valor es la mitad de la resistencia última.

$$S_n = 0,5S_u \quad \text{Ecuación (53)}$$

$$S_n = 0,5 \times 500,31E^6 \text{ N/m}^2 \quad \rightarrow \quad S_n = 250,155E^6 \text{ N/m}^2$$

Una vez hallado la resistencia a la fatiga, se tomó en cuenta los diversos factores que modifican dicha resistencia.

$$C_{carga} = 1$$

$$C_{tamaño} = 1,189d^{-0,097}$$

$$C_{tamaño} = 1,189(23,043)^{-0,097} \quad \rightarrow \quad C_{tamaño} = 0,877$$

$$C_{superficie} = A(S_u)^b$$

$$C_{superficie} = 4,51 \times (500,31)^{-0,265} \quad \rightarrow \quad C_{superficie} = 0,869$$

$$C_{temperatura} = 1$$

$$C_{confiabilidad} = 99,9\% = 0,753$$

Finalmente, la resistencia a la fatiga real es:

$$S'_n = C_{carga}C_{tamaño}C_{superficie}C_{temperatura}C_{confiabilidad}S_n \quad \text{Ecuación (54)}$$

$$S'_n = 1 \times 0,877 \times 0,869 \times 1 \times 0,753 \times 250,155E^6 \text{ N/m}^2$$

$$S'_n = 143,557E^6 \text{ N/m}^2$$

A través de la Tabla de factores de concentración de esfuerzos, (ver Anexo I) se elige el factor de concentración de esfuerzos para un eje ranurado a flexión en el cual se insertará el anillo de retención o seguro de exterior. En este caso se toma un valor de $k_t = 2,445$.

Por lo tanto, el diámetro mínimo requerido del eje 1 es:

$$d = \left\{ \frac{32 \times N}{\pi} \left[\left(\frac{K_t \times M}{S'_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación (55)}$$

$$d_{e1} = \left\{ \frac{32 \times 1,5}{\pi} \left[\left(\frac{2,445 \times 154,606 \text{ Nm}}{143,557 E^6 \text{ N/m}^2} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{217,284 \text{ Nm}}{304,11 E^6 \text{ N/m}^2} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = \left\{ \frac{48}{\pi} [7,317 E^{-12} \text{ m}^6]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d_{e1} = 34,574 \text{ mm}$$

De acuerdo a los análisis anteriores el diámetro de 34,574 mm satisface a las condiciones de resistencia y fatiga (rigidez). Debido a la compatibilidad con los rodamientos comerciales se escoge un diámetro de 35mm.

El diámetro de la ranuras para los anillos de retención del eje 1, vienen especificados conjuntamente con el catálogo de los anillos de retención.

6.1.12.9 Selección de los rodamientos.

Para la selección de los rodamientos se siguió el siguiente procedimiento:

- **Rodamientos A1 y A2:**

- El diámetro en el cual se asientan los rodamientos del eje 3 es:

$$d_{e3} = 35 \text{ mm.}$$

- Las reacciones radiales sobre los rodamientos A1 y A2 son:

$$R_{Ay} = 1749,283 \text{ N} \quad \wedge \quad R_{By} = 1405,933 \text{ N}$$

- La velocidad del eje 3 es:

$$\omega = 4.363 \times 10^{-4} \text{ rad/s}$$

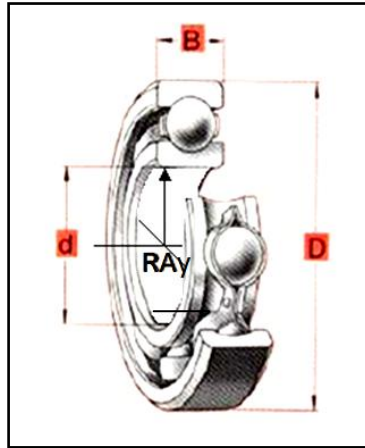


Fig. 79. Reacción sobre el rodamiento.

Debido a que el rodamiento A1 presenta una mayor reacción radial, para la selección de los dos rodamientos nos basaremos tomando en cuenta la reacción que existe en el punto A1.

Las características más principales que deben cumplir los dos rodamientos para este tipo de funcionamiento son:

- Carga radial.
- Trabajo a la intemperie.
- Bajas velocidades.
- Funcionamiento silencioso.
- Temperaturas bajas.
- Larga duración.
- Alta fiabilidad.
- Mínimo mantenimiento.
- Costos bajos.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente el tipo de rodamiento que cumple con estas condiciones es **“el rodamiento rígido de bolas”**.

Debido a que los dos rodamientos giran a una velocidad muy baja se lo considera como estático, y por lo tanto la selección del tamaño de los dos rodamientos se la emplea mediante la capacidad de carga estática requerida.

Primeramente se calcula P_o :

$$P_o = X_o F_r + y_o F_a$$

Para una carga puramente radial ($F_a=0$) y se tiene $P_o = F_r$. Por lo tanto:

$$R_A = F_r = P_o = 1749,283 \text{ N}$$

Por lo tanto, de la ecuación (58):

$$C_{o_r} = (1)(1749,283 \text{ N})$$

$C_{o_r} = 1749,283 \text{ N}$ → Se necesita que el rodamiento satisfaga esta carga.

Mediante el catálogo proporcionado por SKF (ver Anexo D) y los datos encontrados anteriormente se eligió el rodamiento rígido de bolas 6207-2Z/VA228.

$$C_o \gg C_{o_r} \quad \rightarrow \quad \therefore \quad \text{Satisface la carga estática requerida.}$$

Por lo tanto, los 2 rodamientos que se utilizarán para la base de rotación en elevación serán iguales.

Una vez determinado el diámetro del eje y seleccionado los rodamientos, se especificó los límites del tamaño del eje y del barreno de las manzanas en el cual irán insertados a presión los respectivos rodamientos. Para lo cual, se dedujeron los límites de tolerancia para los elementos antes mencionados.

- **Límites de tamaño del eje.**

Para la aplicación al que va a ser sometido el eje, es satisfactorio un ajuste de tipo RC4.

Los límites de tolerancia para el eje de 35mm son:³⁹

CLASE RC4
Eje
-25,40
-50,80

³⁹(V.M. FAIRES)

Estos valores vienen expresados en milésimas de milímetro, es decir, se multiplicará por E^{-3} . Por lo tanto, los límites de tamaño del eje que resultan son los siguientes:

$$35,000 \text{ mm} - 0,0254 \text{ mm} = 34,9746 \text{ mm} \quad (\text{máximo})$$

$$35,000 \text{ mm} - 0,0508 \text{ mm} = 34,9492 \text{ mm} \quad (\text{mínimo})$$

De esta forma, la tolerancia total del eje es:

$$34,9746 \text{ mm} - 34,9492 \text{ mm} = 0,0254 \text{ mm}$$

- **Límites del tamaño del barreno de la manzana.**

Como ya se conoce que el diámetro exterior del rodamiento es de 72mm, entonces el diámetro del barreno de la manzana será de 72mm. Para la aplicación al que va a ser sometido la manzana, es satisfactorio un ajuste de tipo RC4.

Los límites de tolerancia para el orificio de 72mm son:⁴⁰

CLASE RC4
Agujero
+30,48
0

Estos valores vienen expresados en milésimas de milímetro, es decir, se multiplicará por E^{-3} . Por lo tanto, los límites de tamaño del barreno que resultan son los siguientes:

$$72,000 \text{ mm} + 0,03048 \text{ mm} = 72,03048 \text{ mm} \quad (\text{máximo})$$

$$72,000 \text{ mm} - 0,00000 \text{ mm} = 72,00000 \text{ mm} \quad (\text{mínimo})$$

De esta forma, la tolerancia total del orificio de la manzana es:

$$72,03048 \text{ mm} - 72,00000 \text{ mm} = 0,03048 \text{ mm}$$

⁴⁰(V.M. FAIRES)

6.1.12.10 Diseño de la Estructura de Soporte.

La estructura de soporte es la encargada de dar rigidez y soportar el peso del receptor, concentrador, viga y demás elementos del colector, junto con la fuerza que produce el viento al que está sometido el sistema.

La mayor carga ejercida será por la presión del viento que incide sobre el área del concentrador haciendo que se transmita dicha carga a la estructura de soporte. Es por ello, de vital importancia el análisis del mismo.

A continuación detallamos los datos de la velocidad del viento proporcionados por la Estación Meteorológica del Aeropuerto “Camilo Ponce” de Catamayo, según la Dirección de Aviación Civil. (Ver Anexo F).

- Velocidad del viento en Catamayo (elevación 1238 msnm).

$$\bar{v} = 9,7kt = 4,989 \text{ m/s} \dots \dots \text{Velocidad media.}$$

$$v_{m\acute{a}x} = 34kt = 17,476 \text{ m/s} \dots \dots \text{Velocidad m\acute{a}xima.}$$

- La densidad del aire en Catamayo (elevación 1238 msnm), según la Tabla de propiedades de la atmósfera (ver Anexo H), y mediante interpolación es:

$$\frac{2000 - 1000}{1,007 - 1,112} = \frac{1238 - 1000}{x - 1,112}$$

$$-9523,81 = \frac{238}{x - 1,112}$$

$$-9523,81 x = 238 - 10590,48$$

$$x = 1,09 \quad \rightarrow \quad \delta_{aire} = 1,09 \text{ Kg/m}^3$$

6.1.12.10.1 Selección del perfil para la columna.

Debido a que los tubos huecos presentan características favorables respecto a los sólidos, por condiciones de diseño y estética se plantea que la sección transversal tenga una forma cuadrada hueca, con las siguientes características:

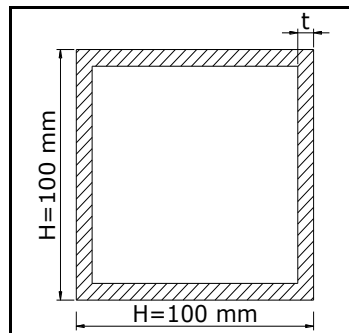


Fig. 80. Corte transversal del perfil de la columna.

$H = 100 \text{ mm} \dots \dots \text{Ancho del perfil.}$

$t = 2 \text{ mm} \dots \dots \text{Espesor del perfil.}$

El material que utiliza el IPAC para la construcción de este tipo de perfiles es el acero ASTM A569 (ASTM A1011). Las propiedades mecánicas de este acero son:

$$S_y = 250E^6 \text{ N/m}^2$$

$$E = 207E^9 \text{ N/m}^2$$

Una vez seleccionado las características del perfil se procede al análisis del mismo con la finalidad de verificar si el perfil satisface las condiciones de diseño. Para ello procedemos a realizar dos análisis diferentes: el análisis por esbeltez y el análisis por excentricidad de la carga.

6.1.12.10.2 Análisis de la columna por esbeltez.

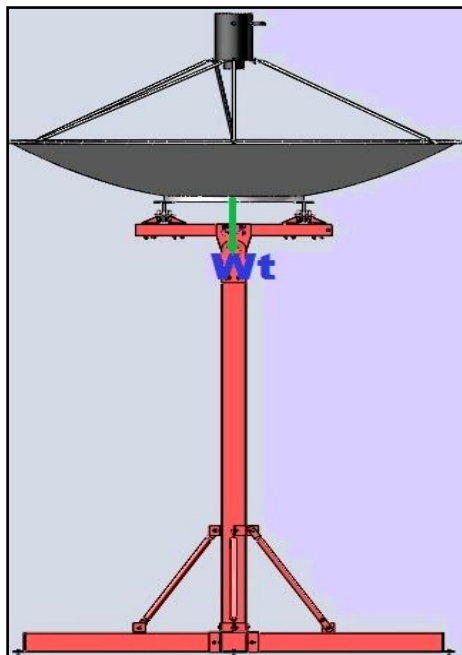


Fig. 81. Esquema de la carga concéntrica total sobre la columna.

La carga real (P_r) aplicada es igual la suma total de todas las cargas aplicadas sobre la columna:

$$P_r = w_r + w_c + w_v \quad \rightarrow \quad P_r = 372,702 \text{ N}$$

La longitud de la columna (L) de diseño es de 2m y de acuerdo a la Fig. 31, el factor de longitud efectiva (K) es igual a 2,1.

Calculo del área de la sección transversal del perfil:

$$A = 4Ht$$

$$A = 4 \times 100 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$$

$$A = 800 \text{ mm}^2 = 8E^{-4}m^2$$

Calculo del momento de inercia de la sección transversal del perfil:

$$I = \frac{2}{3}H^2t$$

$$I = \frac{2}{3}(100 \text{ mm})^3 \times 2 \text{ mm} \rightarrow I = 1333333,333 \text{ mm}^4 = 1,333E^{-6}m^4$$

Entonces, el radio de giro de la sección transversal del perfil mediante la ecuación (47) es:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{1,333E^{-6}m^4}{8E^{-4}m^2}} \rightarrow r = 0,041 \text{ m}$$

Para el análisis de la columna por esbeltez se obtiene primero la relación de esbeltez real con la siguiente ecuación:

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{L_e}{r} = \frac{KL}{r} \quad \text{Ecuación (48)}$$

Donde:

$L_e =$ Longitud efectiva.

$r =$ Radio de giro.

$$\text{Relación de esbeltez} = \frac{2,1 \times 2m}{0,041m}$$

$$\text{Relación de esbeltez} = 102,439$$

A continuación, se obtiene la relación de esbeltez de transición o constante de columna C_c mediante la Ecuación (50):

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Ecuación (50)}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(207 \times 10^9 N/m^2)}{250 \times 10^6 N/m^2}}$$

$$C_c = 127,844$$

De los dos resultados anteriores tenemos que la relación de esbeltez real es menor que la relación de esbeltez de transición esto es:

$$\frac{KL}{r} < C_c$$

Por lo tanto, se trata de un caso de columnas cortas y se debe utilizar la ecuación de J. B. Johnson para el análisis de la carga crítica de pandeo, es decir:

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Ecuación (51)}$$

$$P_{cr} = 8E^{-4}m^2 \times 250 \times 10^6 N/m^2 \left[1 - \frac{250 \times 10^6 N/m^2 \times (2,1 \times 2m/0,041m)^2}{4\pi^2 \times 207E^9 N/m^2} \right]$$

$$P_{cr} = 200000 N [1 - 0,321]$$

$$P_{cr} = 135800N$$

Luego, aplicamos un factor de diseño de $N = 3$ a la carga crítica y determinamos la carga admisible (P_{adm}) en la columna:

$$P_{adm} = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$P_{adm} = \frac{135800N}{3}$$

$$P_{adm} = 42266,667 N$$

Por último la carga real aplicada (P_r) debe ser menor que la carga admisible (P_{adm}), es decir:

$$P_r < P_{adm} \quad \rightarrow \quad 372,702N < 42266,667 N$$

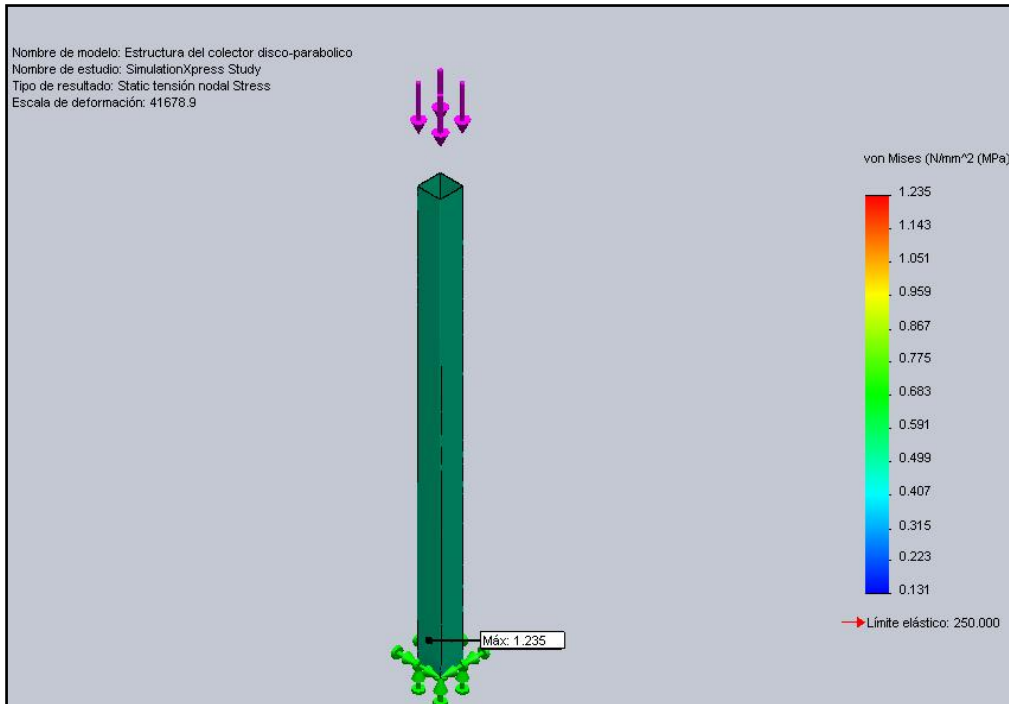


Fig. 82. Simulación de la columna por esbeltez.

De acuerdo al análisis expuesto anteriormente y mediante la simulación realizada la columna no sufre deformaciones por pandeo.

Por lo tanto, para este caso el perfil seleccionado si garantiza un correcto funcionamiento y resistencia, y la carga aplicada en la columna será segura, es decir, la columna no corre el riesgo de sufrir pandeo.

6.1.12.10.3 Análisis de la columna por excentricidad de la carga.

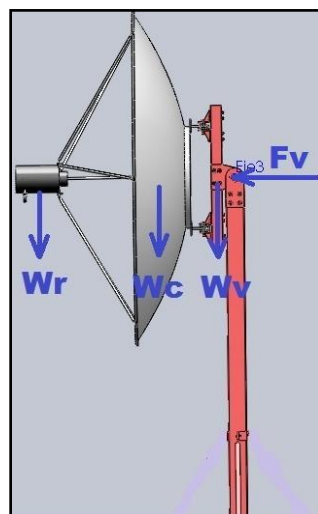


Fig. 83. Esquema de las cargas excéntricas sobre la columna.

Primeramente se calcula la fuerza máxima del viento ejercida sobre el área del concentrador ($A_{sr}=2,98m^2$), mediante la ecuación (56):

$$P_{vm\acute{a}x} = \frac{1}{2} (17,476 \text{ m/s})^2 (1,09 \text{ Kg/m}^3) \rightarrow P_{vm\acute{a}x} = 166,449 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, la fuerza máxima del viento es:

$$F_{vm\acute{a}x} = P_{vm\acute{a}x} \times A_{sr}$$

$$F_{vm\acute{a}x} = 166,449 \text{ N/m}^2 \times 2,98 \text{ m}^2 \rightarrow F_{vm\acute{a}x} = 496,018 \text{ N}$$

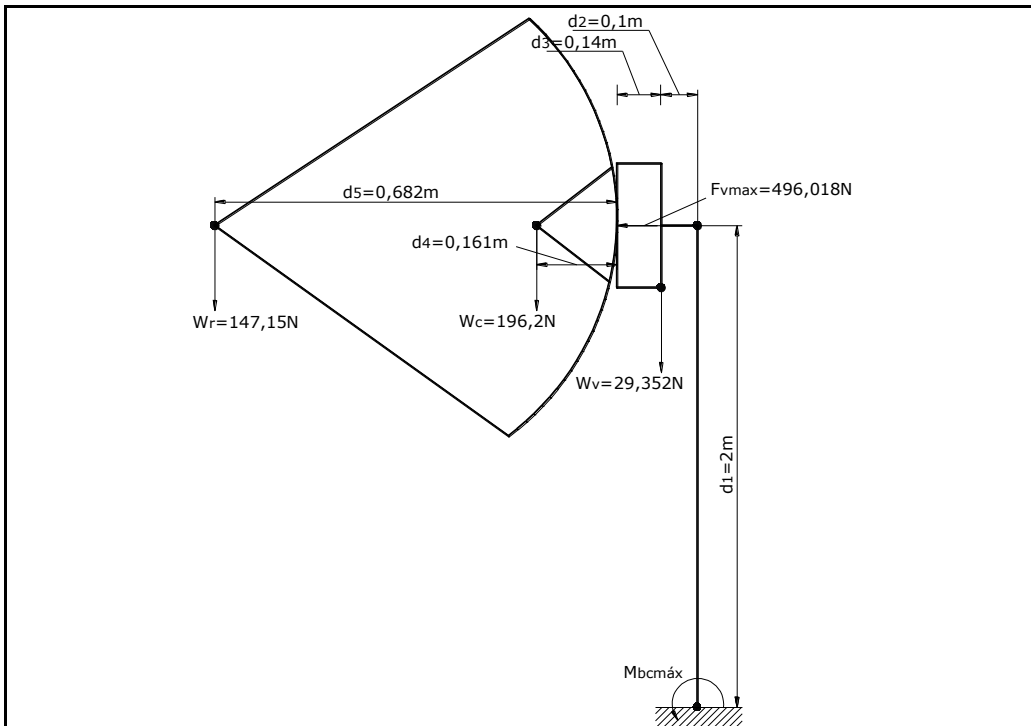


Fig. 84. Diagrama de cuerpo libre de las cargas excéntricas ejercidas sobre la columna.

A partir de la Fig. 84 se determina el momento total generado sobre la columna debido a las cargas excéntricas. Así:

$$M_{bc} = w_r(d_1 + d_2 + d_4) + w_c(d_1 + d_2 + d_3) + w_v d_1 + F_{vm\acute{a}x}(d_1)$$

$$M_{bc} = [147,15 \times (0,922) + 196,2(0,401) + 29,352 \times 0,1 + 496,018 \times 2]Nm$$

$$M_{bc} = 1209,32 \text{ Nm}$$

Entonces el esfuerzo máximo de flexión sufrido por la columna es:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{1209,32 \text{ Nm} \times 5E^{-3} \text{ m}}{1,333E^{-6}m^4} \rightarrow \sigma_{m\acute{a}x} = 4,536E^6 \text{ N/m}^2$$

Luego, aplicamos un factor de diseño $N = 3$ al esfuerzo de fluencia del material del que está compuesto el perfil seleccionado para la columna y determinamos el esfuerzo admisible (σ_{adm}):

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{250E^6 \text{ N/m}^2}{3}$$

$$\sigma_{adm} = 83,333E^6 \text{ N/m}^2$$

Por último el esfuerzo máximo de trabajo ($\sigma_{m\acute{a}x}$) debe ser menor que el esfuerzo admisible (P_{adm}) del material, es decir:

$$\sigma_{m\acute{a}x} < \sigma_{adm} \quad \rightarrow \quad 4,536E^6 \text{ N/m}^2 < 83,333E^6 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, el perfil seleccionado para la columna no fallará ya que el esfuerzo de fluencia requerida es mucho menor a la resistencia de fluencia para el acero.

6.1.12.10.4 Diseño de la base de la columna.

Como se observa en la figura 85, para el diseño de la base de la columna se utilizará cuatro tubos cuadrados soldados al pie de la misma.

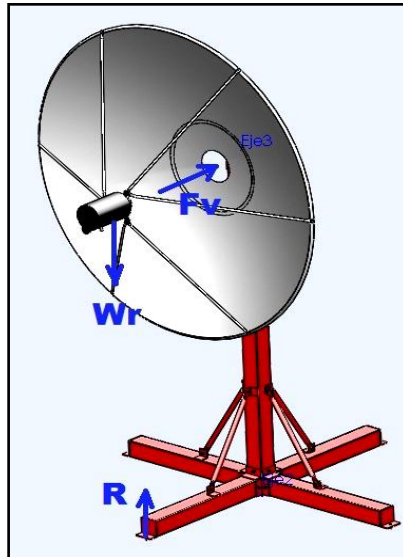


Fig. 85. Base de la columna.

Primeramente se dimensionó la longitud mínima que deberá tener cada uno de los tubos cuadrados para mantener la columna en equilibrio. Para ello se encuentra el momento

generado sobre la base de la columna debido a la carga excéntrica total y a la fuerza que produce el viento sobre el sistema. En este caso se toma la velocidad media del viento alcanzado en la localidad: $\bar{v} = 9,7 \text{ kt} = 4,989 \text{ m/s}$

Con ese dato se procede a obtener la fuerza del viento que incide sobre el área del concentrador:

$$P = \frac{1}{2} \delta v^2 \quad \text{Ecuación (56)}$$

$$P_v = \frac{1}{2} (4,989 \text{ m/s})^2 (1,09 \text{ Kg/m}^3) \rightarrow P_v = 13,565 \text{ N/m}^2$$

Entonces, la fuerza del viento que actúa sobre el concentrador es:

$$F_v = P_v \times A_{sr}$$

$$F_v = 13,565 \text{ N/m}^2 \times 2,98 \text{ m}^2$$

$$F_v = 40,424 \text{ N}$$

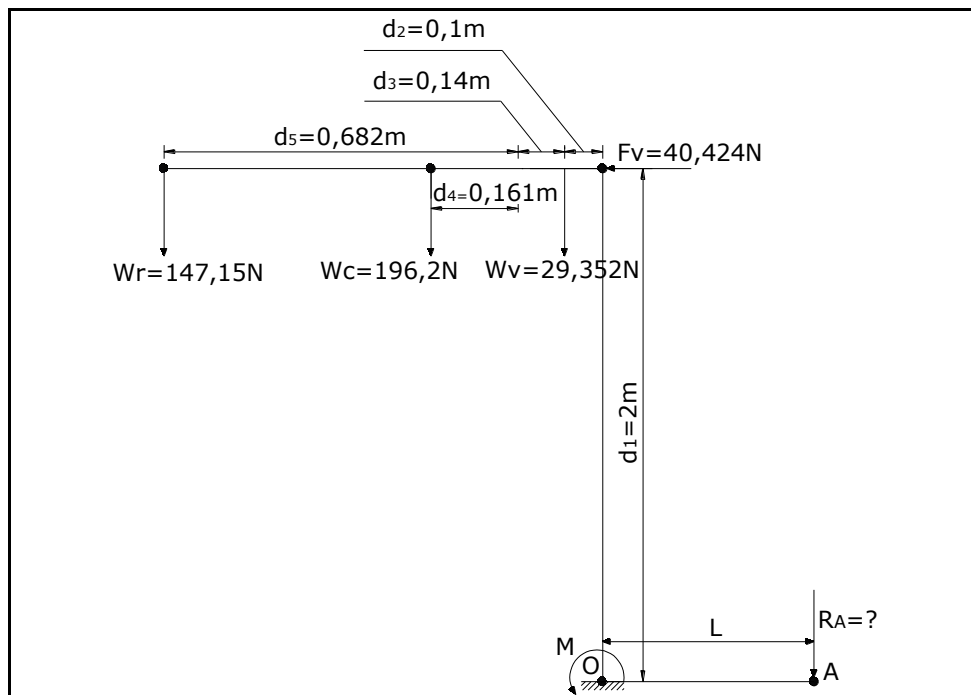


Fig. 86. Diagrama del cuerpo libre.

De la Fig. 86, se encuentra la reacción en el punto A:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow w_r + w_c + w_v - R_A = 0 \quad \text{Ecuación (40)}$$

$$R_A = (147,15 + 196,2 + 29,352) \text{ N} \rightarrow R_A = 372,702 \text{ N}$$

Luego para encontrar la distancia L procedemos a igualar a cero la sumatoria de momentos en el punto O:

$$\sum M_O = 0$$

$$w_r(d_2 + d_3 + d_5) + w_c(d_2 + d_3 + d_4) + w_v d_2 + F_v(d_1) - R_A L = 0$$

$$L = \frac{[147,15(0,922) + 196,2(0,401) + 29,352 \times 0,1 + 40,424 \times 2] Nm}{372,702 N}$$

$$L = 0,799 m = 80cm \quad \rightarrow \quad \text{Longitud mínima de los tubos para la base.}$$

6.1.12.10.5 Selección de los pernos para la base de soporte principal.

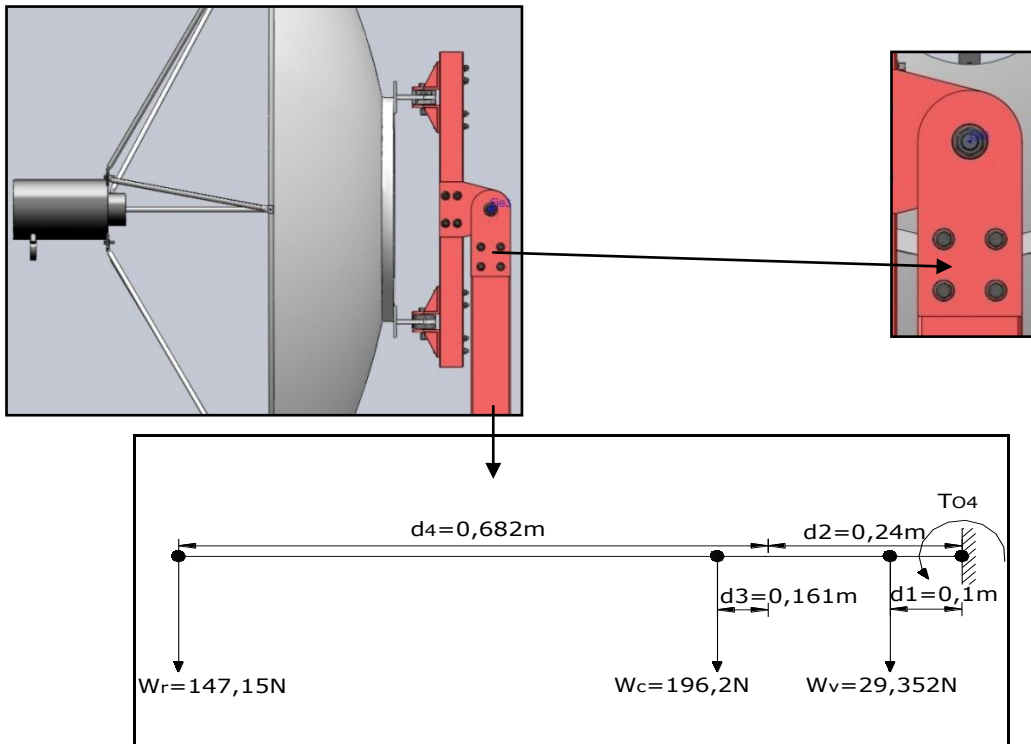


Fig. 87. Diagrama de cuerpo libre.

De acuerdo al gráfico anterior:

$$T = F \times r \quad \rightarrow \quad T_{O4} = w_r(d_2 + d_4) + w_c(d_2 + d_3) + w_v d_1$$

$$T_{O4} = [147,15 \times (0,24 + 0,682) + 196,2 \times (0,24 + 0,161) + 29,352 \times 0,1] Nm$$

$$T_{O4} = 217,284 Nm$$

Luego:

$$\sum F_y = F_R = F_{1y} + F_{2y} + \dots + F_{ny} \quad \rightarrow \quad w_R = w_r + w_c + w_v$$

$$w_R = 147,15N + 196,2N + 29,352N$$

$$w_R = 372,702N \quad \rightarrow \quad \text{Carga o fuerza cortante sobre el conjunto de pernos.}$$

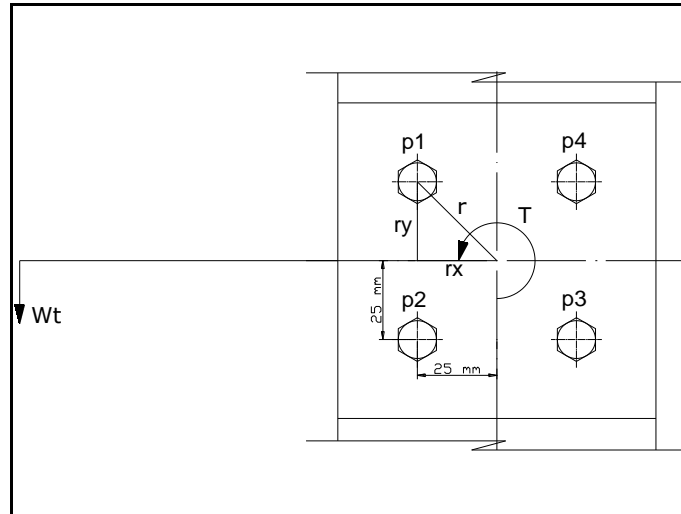


Fig. 88. Distribución de pernos según el criterio de diseño.

Como se observa en la Fig. 88, los cuatro pernos se encuentran distribuidos equitativamente en la base. Por lo tanto, la carga o fuerza cortante sobre cada perno es:

$$F_c = \frac{W_t}{4}$$

$$F_c = \frac{372,702 \text{ N}}{4}$$

$$F_c = F_{cp1} = F_{cp2} = F_{cp3} = F_{cp4} = 93,176 \text{ N}$$

La distancia radial del centroide desde el conjunto de pernos hasta el centro de cada uno de ellos mediante Pitágoras es:

$$r^2 = r_x^2 + r_y^2 \quad \rightarrow \quad r = \sqrt{(25\text{mm})^2 + (25\text{mm})^2} \quad \rightarrow \quad r = 35,355\text{mm}$$

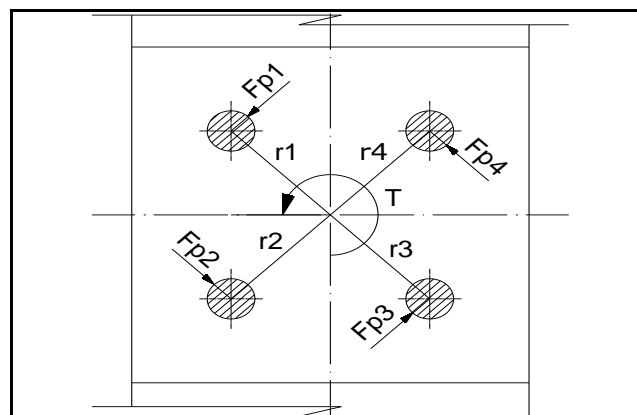


Fig. 89. Fuerzas actuantes sobre cada perno.

A partir del gráfico anterior podemos analizar y deducir la fuerza sobre cada perno, necesaria para resistir el momento de torsión, así:

$$F_{p1} = F_{p2} = F_{p3} = F_{p4} \quad \wedge \quad r = r_1 = r_2 = r_3 = r_4$$

$$T_{O4} = F_{p1}r_1 + F_{p2}r_2 + F_{p3}r_3 + F_{p4}r_4 \quad \rightarrow \quad F_{p1} = \frac{T_{O4}}{4 \times r_1}$$

Por lo tanto:

$$F_{p1} = \frac{217,284 \text{ Nm}}{4 \times 35,355E^{-3}m} \quad \rightarrow \quad F_{p1} = 1536,445 \text{ N}$$

La fuerza resultante de todas las fuerzas que actúan sobre cada perno se puede deducir analíticamente, mediante el siguiente gráfico:

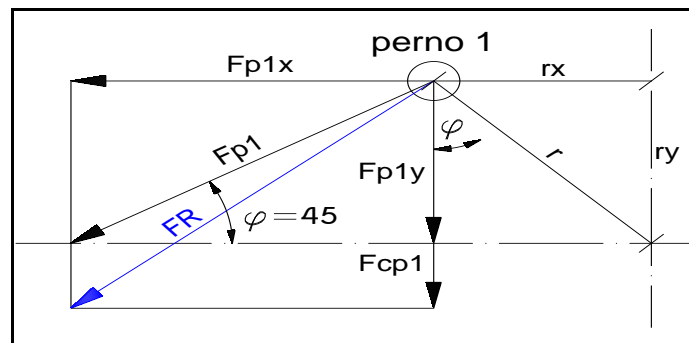


Fig. 90. Fuerzas sobre el perno 1.

$$F_x = F \cos \varphi \quad \text{Ecuación (34)}$$

$$F_{p1x} = 1536,445 \text{ N} \times \cos 45^\circ \quad \rightarrow \quad F_{p1x} = 1086,431 \text{ N}$$

$$F_y = F \sin \varphi \quad \text{Ecuación (36)}$$

$$F_{p1y} = 1536,445 \text{ N} \times \sin 45^\circ \quad \rightarrow \quad F_{p1y} = 1086,431 \text{ N}$$

Entonces la fuerza total sobre el perno 1 en la dirección y es:

$$F_{tp1y} = F_{cp1} + F_{p1y}$$

$$F_{tp1y} = 93,176 \text{ N} + 1086,431 \text{ N} \quad \rightarrow \quad F_{tp1y} = 1179,607 \text{ N}$$

Por lo tanto, mediante Pitágoras:

$$F_R^2 = F_{p1x}^2 + F_{tp1y}^2$$

$$F_R = \sqrt{(1086,431 \text{ N})^2 + (1179,607 \text{ N})^2}$$

$$F_R = V = 1603,685 \text{ N}$$

Sabiendo que el perno es de acero ASTM A307, el mismo que tiene la siguiente característica mecánica:

$$S_y = 36 \text{ Kpsi} = 248,21 \text{ E}^6 \text{ N/m}^2$$

Entonces, la resistencia de fluencia del material al corte de acuerdo a la ley de energía de distorsión, es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 \times 248,21 \text{ E}^6 \text{ N/m}^2 \rightarrow S_{sy} = 143,217 \text{ E}^6 \text{ N/m}^2$$

El factor de seguridad aplicado al esfuerzo de fluencia al corte es de $N = 3$. Por lo cual, el esfuerzo cortante admisible es:

$$\tau_{adm} = \frac{S_{sy}}{N}$$

$$\tau_{adm} = \frac{143,217 \text{ E}^6 \text{ N/m}^2}{3} \rightarrow \tau_{adm} = 47,739 \text{ E}^6 \text{ N/m}^2$$

$$\tau = \frac{V}{A} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4F_R}{\pi \tau_{adm}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 1603,685 \text{ N}}{\pi \times 47,739 \text{ E}^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$D = \sqrt{4,277 \text{ E}^{-5} \text{ m}^2} \rightarrow \mathbf{D = 6,54 \text{ mm} \cong 7 \text{ mm}}$$

6.2 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y TOMA DE DATOS.

6.2.1 Construcción.

En la construcción del prototipo, se utilizaron distintos materiales para cada una de sus partes, por ejemplo para el sistema de fijación mecánica se utilizó materiales estructurales normalizados como tubos cuadrados, redondos y ejes, también pernos, tornillos, arandelas, rodamientos, pasadores, graseros, entre otros.

En lo que respecta al sistema de reflexión se tiene la película de aluminio que fue adherida a la superficie de la antena parabólica, en el sistema de recepción se contó con un material de lana de vidrio "aislante térmico", entre otros está el manómetro y la válvula de presión así como la válvula de carga y descarga de aire.

Respecto al sistema de seguimiento se tiene materiales como el cobre, estaño, entre otros que son netamente electrónicos, y para el control se tiene acoplado un breaker, interruptores, cables, etc. y todo lo concerniente a instalaciones eléctricas.

- **Planos constructivos.**

Todos los planos constructivos de cada uno de los elementos y cada detalle se muestran en la parte de anexos.

6.2.2 Construcción del sistema de concentración y reflexión.

El sistema de concentración es una antena parabólica que consta de 6 segmentos iguales los cuales están unidos mediante una sujeción de pernos para su armado y desarmado.

Para el sistema de reflexión se colocó la película de aluminio en cada uno de los segmentos de la superficie de la parábola, para lo cual se utilizó un adhesivo especial. La película se la dividió en segmentos pequeños y alargados para que se adhieran perfectamente a la superficie, evitando malformaciones y vacíos en la superficie (ver Anexo L), tomando así exactamente la forma de la superficie de la parábola y brindándonos una buena reflexión y exactitud en las propiedades de la parábola (ver Fig. 91).

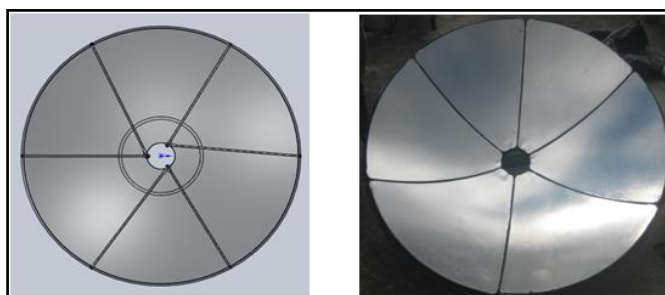


Fig. 91. Sistema de reflexión.

- **Soportes y base del sistema de concentración y reflexión.**

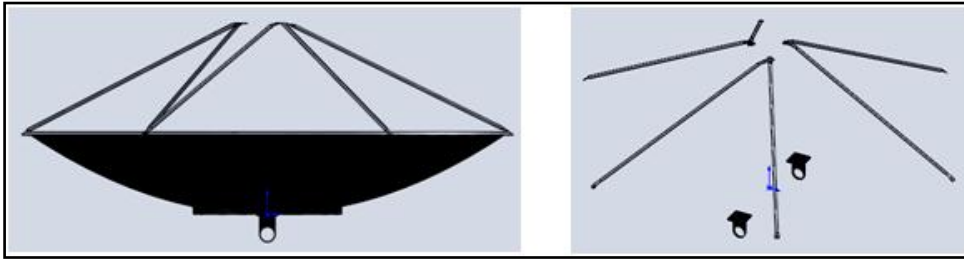


Fig. 92. Soportes y base del sistema de concentración y reflexión.

Los soportes están contruidos por tubos huecos de 13x2 mm de diámetro y de espesor respectivamente en cuyos extremos se ha hecho un prensado con su respectivo ángulo de inclinación en cuyo centro se hará una perforación de 5mm de diámetro, además contiene 2 placas metálicas que van soldadas a la base de la parábola y sirven de unión entre el sistema de reflexión con los ejes de la viga central. Se procedió a verificar las medidas, lijar y limpiar todas las superficies para proceder a colocar adecuadamente la pintura correspondiente, para su posterior montaje (Ver Anexo L).

6.2.3 Construcción del sistema de soporte y fijación mecánica.

- **Base de la estructura.**



Fig. 93. Base de la estructura.

Esta base está conformada por cuatro tubos cuadrados de acero estructural de sección 100x100x3 mm, y cuatro tubos redondos que sirven de soportes, esta construcción es simple ya que se debe cortar los pedazos de tubo de 800mm de longitud, soldarle las tapas en cada uno de los extremos de los tubos y soldar las bases que contendrá a los soportes.

Por último se debe hacer las perforaciones respectivas para poder unir todos los elementos de la base, en la parte central los cuatro tubos están unidos por una carcasa

(ver Anexo L), por la parte interna de los tubos se encuentran soldadas unas tuercas que conformarán la unión con la carcasa central, en las cuales los tubos se unirán por medio de pernos, de la misma manera los soportes estarán unidos a la base mediante pernos y tuercas externas, logrando así que todo este proceso sea rápido y totalmente desarmable. Posteriormente se verificó las medidas, se lijó y se limpió todas las superficies para proceder a colocar adecuadamente la pintura correspondiente (ver Anexo L).

- **Columna central.**

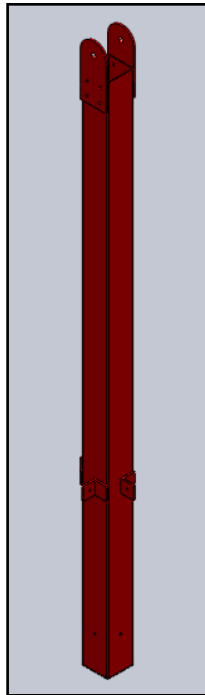


Fig. 94. Columna central de la estructura.

La columna central está conformada por un tubo de acero estructural cuadrado de sección 100x100x2 mm con una longitud de 2000mm, contiene 2 placas de acero de 195x100x6 mm, que servirán de soporte para el eje de elevación y las bases restantes para los soportes de la base principal de la estructura.

Las placas de acero se unen a la columna por medio de pernos que van de un extremo al otro, y se apretarán con sus respectivas arandelas y tuercas, mientras que las bases para los soportes irán directamente soldados a la columna en su respectiva altura y colocación de acuerdo a los cálculos realizados (ver Anexo L).

- **Punto de articulación para el eje de elevación.**

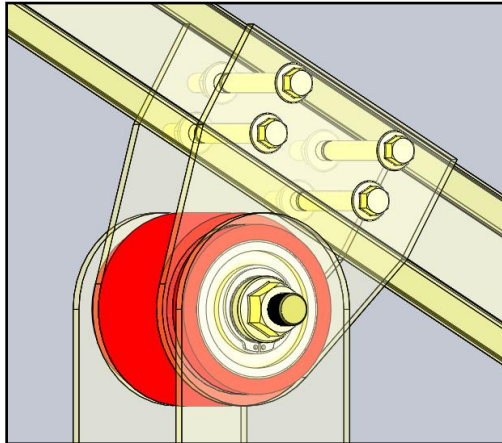


Fig. 95. Punto de articulación para el eje de elevación.

Este punto de articulación está conformado por tres partes sustanciales que son el eje de elevación, la caja de los rodamientos del eje de elevación y las placas metálicas que unen todo esto, y lo anteriormente ya descrito con la viga que soporta a el sistema de reflexión y recepción, además contiene rodamientos, graseros, seguro de exteriores, tuercas, arandelas, entre otros.

El eje de elevación ya que tiene roscado en sus extremos va directamente fijo mediante tuercas con la placa de la columna central, a su vez la caja de rodamientos se acopla con el eje mediante los rodamientos como se ve en la Fig. 96, formando así el punto de articulación.

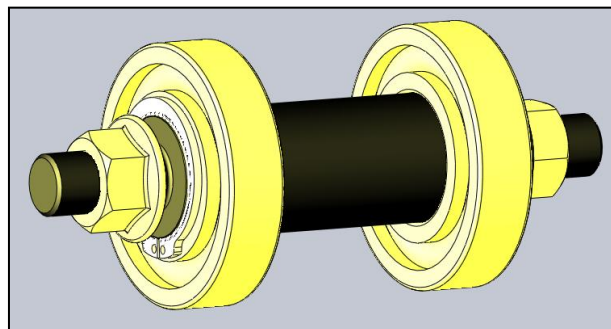


Fig. 96. Fijación de los rodamientos.

Las placas metálicas irán directamente soldadas sobre la caja de rodamientos en la posición adecuada, los rodamientos estarán fijados en la posición central adecuada mediante los seguros de exteriores (anillos de retención), conformando así todo el punto de articulación.

- **Operaciones realizadas en el proceso de construcción.**

- Verificar las medidas de dimensionamiento de los planos, para evitar pérdidas del material de trabajo, y ahorrar gastos económicos innecesarios.
- Medir las distancias cuidadosamente rayar, cortar y realizar trazos para puntear centros y realizar las perforaciones requeridas.
- Realizar todas las operaciones necesarias en el proceso de torneado de la caja de rodamientos y el eje. (Ver Anexo L).
- Realizar el roscado de los extremos del eje de elevación. (Ver Anexo L).
- Amolar los trazos hechos para el redondeamiento de las placas así como la perforación del agujero que se acoplará a la caja de rodamientos, para esto se utilizó el torno ya que el agujero era de gran diámetro, para ello se le soldó provisionalmente un eje en un extremo de la placa. (Ver Anexos L).
- Coger los puntos de suelda requeridos alinear los elementos al ángulo y perpendicularidad adecuada y proceder a soldar definitivamente.
- Realizar el empalme y esmerilado de las aristas, y cordones de suelda para evitar accidentes por cortes y además tener un buen acabado de los proceso.
- Verificar las medidas, lijar y limpiar todas las superficies para proceder a colocar adecuadamente la pintura correspondiente para su posterior montaje.

- **Viga central.**

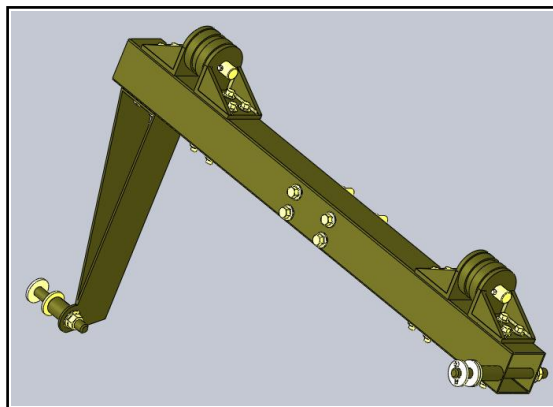


Fig. 97. Viga Central.

Para la construcción se utilizó un tubo estructural cuadrado de sección 60x60x3mm, con una longitud de 800mm, para las bases de los ejes del movimiento acimutal se utilizó platina de 6mm de espesor, las cuales se las ha armado mediante soldadura y toman un

perfil en forma de L, estas irán fijadas a la viga mediante pernos y tuercas (Ver Anexo L).

Para la construcción de las cajas y los ejes, que componen las articulaciones del movimiento acimutal, y también para construir el eje de soporte para el actuador de elevación, que van ensamblado en esta viga, se utilizó el torno, el mismo procedimiento se utilizó para la construcción del eje que sirve de base para el actuador acimutal, cual va ensamblado a la viga mediante una platina de perfil 60x3mm.



Fig. 98. Ejes para el movimiento acimutal.

Para las demás piezas como son: el eje de soporte para el actuador lineal del movimiento acimutal y la base de los sensores del seguimiento solar, se utilizan los mismos procedimientos, ya expuestos anteriormente, de esta forma puede obtener la culminación del sistema de Soporte y Fijación Mecánica. (Ver Anexo L).

6.2.4 Construcción del sistema de recepción.



Fig. 99. Sistema de recepción.

El sistema de recepción está construido con tubo de vapor de 154.2 mm de diámetro por un espesor de 7,11 mm, para la construcción se utilizó la sierra eléctrica, la amoladora, el taladro y lo principal la soldadura, éste proceso de soldadura se lo realizó colocando primero la tapa inferior, y de esta manera poderlo soldar por dentro y por fuera, ya que todo esto soportará presiones de hasta 100 psi.

Luego se soldará la tapa superior la cual será soldada sólo por fuera con mayor área de contacto, luego se procedió a perforar los tres agujeros de 12mm de diámetro en el tubo de vapor, los cuales irán roscados por medio de machuelos, en donde se colocarán: la válvula de seguridad para cuando exista una sobrepresión esta estará regulada a 100 psi, el tapón de carga y descarga del liquido de estudio en este caso es el agua y una T en donde estará ubicado la entrada de aire y el manómetro para controlar la presión.

Por último se sueldan las placas que sirven de base del receptor, las cuales estarán fijadas por medio de pernos y tuercas con los soportes respectivos, que acoplan el sistema de reflexión con el sistema de recepción.



Fig. 100. Sistema de Recepción (acabado).

6.2.5 Construcción del sistema de seguimiento solar.

La construcción del sistema de seguimiento solar consta de tres partes principales, los motores o actuadores lineales, los sensores "seguidor solar" y la caja de control.

- **Actuadores lineales.**

De acuerdo a los cálculos realizados anteriormente se pudo apreciar las características necesarias para la selección de los dos actuadores lineales. Actualmente en el mercado

se puede encontrar diferentes tipos de actuadores lineales electromecánicos para distintas aplicaciones, tanto así que existen actuadores lineales construidos propiamente para el uso del seguimiento solar. De esta forma, se adquirieron los dos actuadores lineales electromecánicos estandarizados modelo HARL-2424 PowerTech (TD) (Fig. 101) que fueron importados de EEUU.



Fig. 101. Actuador lineal electromecánico.

El control y la conexión se lo hacen en la base del actuador (Fig. 102), es muy sencilla, además contiene límites de carrera ajustables para la seguridad del movimiento.



Fig. 102. Base del actuador lineal.

- **Sensores "seguidor solar".**

Esta es la parte medular del colector solar disco-parabólico, es el cerebro que controla los movimientos del colector solar cuando se encuentra funcionando en automático, su función es mantener siempre el sistema de reflexión en dirección perpendicular al Sol capturando toda la radiación solar directa posible. Para la construcción de los seguidores solares se eligió el modelo LED3xs24vc. En la Fig. 103 y 104, se muestra los diagramas electrónicos del seguidor solar tanto del circuito de fuerza como el del sensor remoto.

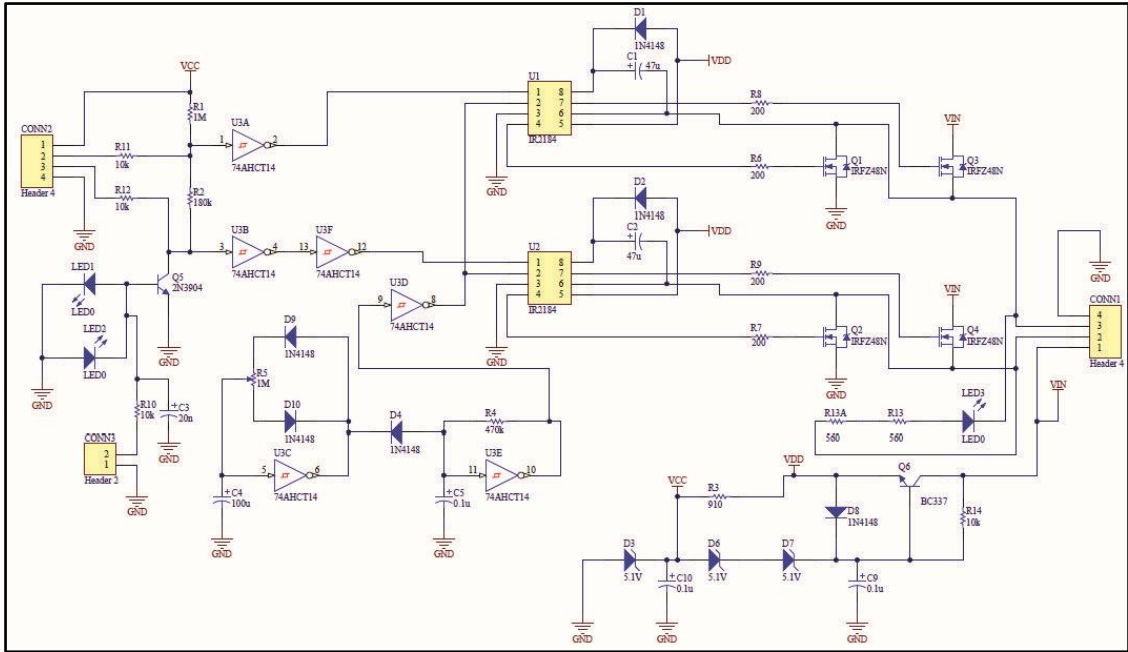


Fig. 103. Diagrama de fuerza.

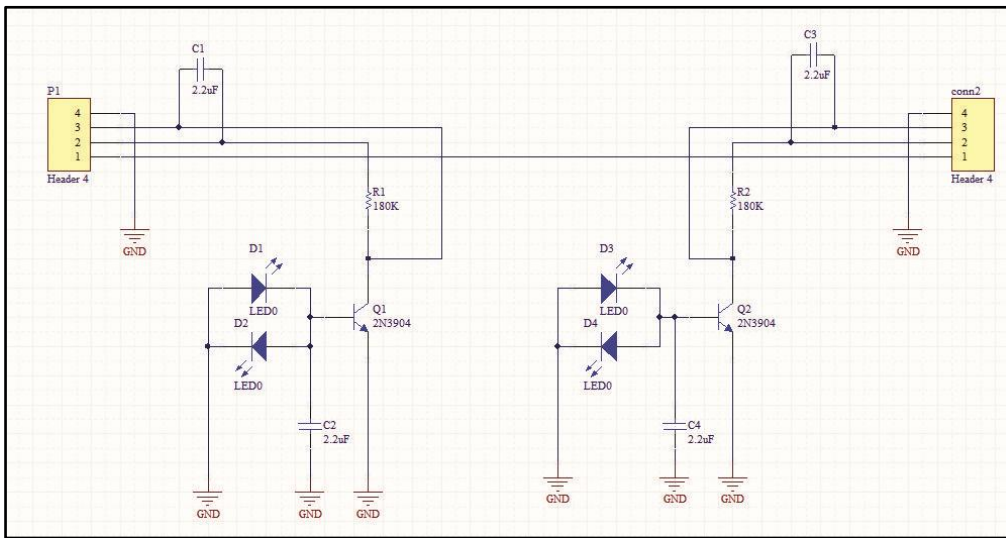


Fig. 104. Diagrama del sensor remoto.

Para poder ensamblar estas placas hubo inconvenientes, ya que no se contaba en el medio con todos los elementos. Por ejemplo, para la construcción del circuito de fuerza tuvieron que importarse algunos de ellos como las compuertas lógicas y los inversores "74AHCT14".

Para la comodidad de la fijación de este diagrama electrónico, se lo divide en dos placas, ver fig. (105), la finalidad es separar los sensores y poderlos colocar

independientemente, paralelos al sistema de reflexión, estos se complementan con la placa principal que estará ubicada en la caja de control.

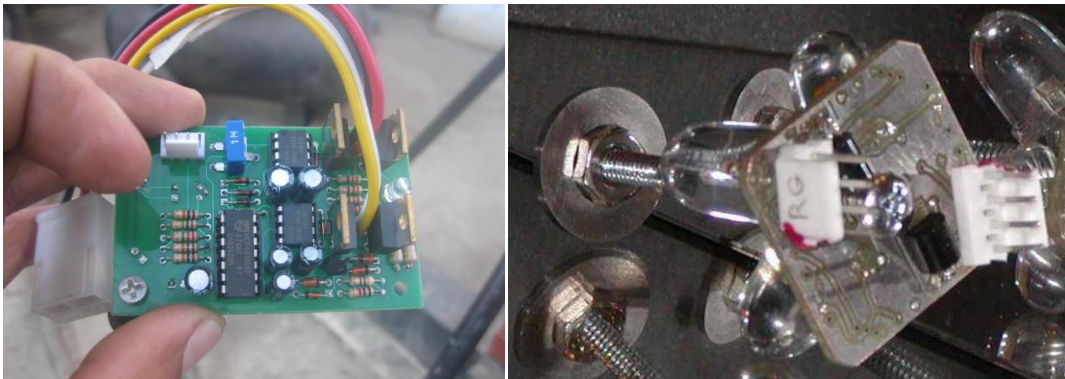


Fig. 105. Placa principal y placa de los sensores.

En la placa principal se encuentran la entrada de alimentación principal 24 VDC, además contiene la salida de alimentación que controla los motores de los actuadores lineales cuando estos funcionan en automático.

A su vez la placa de los sensores que son comparadores de luz, va enlazada con la placa principal y se encarga de enviar pulsos a esta, la cual se encarga de enviar voltaje positivo o negativo a los motores según convenga para que salga o ingrese el actuador lineal y mantener así siempre el sistema de reflexión perpendicular al sol y con un punto focal constante en el receptor. En la figura siguiente se muestra el diagrama de conexión del sensor remoto con el circuito de fuerza.

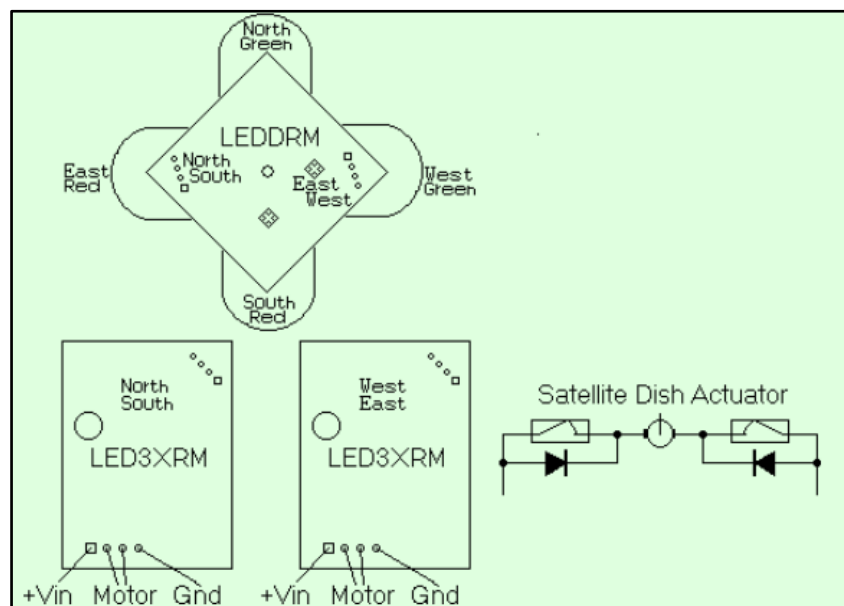


Fig. 106. Diagrama de conexión del LEDDRM.

Se utiliza una placa independientemente para cada motor las cuales están ubicadas en la caja de control, sujeta con tornillos a la base de madera quedando completamente aislada como se ve en la Fig. (107), en la placa secundaria se ubican los cuatro sensores, dos que controlan el movimiento de elevación y dos que controlan el movimiento principal en acimut.



Fig. 107. Placas de control.

- **Construcción de la caja de control.**

Finalmente tenemos la caja de control, su construcción es muy sencilla ya que para lo que es la caja metálica es fácil de conseguir en nuestro medio, a esta se le hizo unas pequeñas modificaciones que son las 4 perforaciones en la parte posterior de la caja, estas perforaciones cumplen la función de que por medio de tornillos autorroscantes fijaran la caja de control a la columna central.

La otra adaptación que se le hizo fue: las perforaciones para las luces piloto, para colocar el fusible de seguridad y para poder fijar los interruptores metálicos de tres posiciones (ver Anexo L).

Estos interruptores controlan todo el sistema para lo cual se diseñó y simuló previamente un circuito de control a través del cual se comprobó el funcionamiento del mismo. Esto se lo hizo mediante el software Livewire y se detalla a continuación:

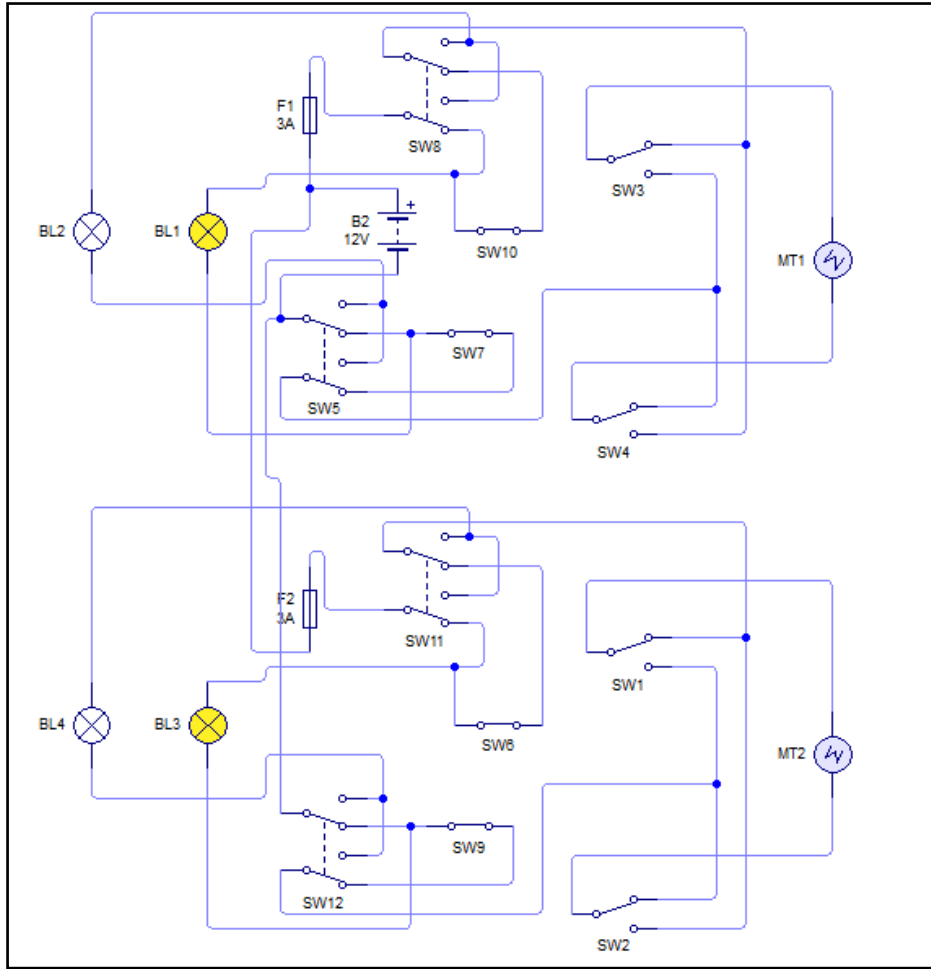


Fig. 108. Simulación del circuito de control y mando.

Posteriormente, se elaboró el circuito de control y mando. En los siguientes diagramas se representa cada uno de los circuitos.

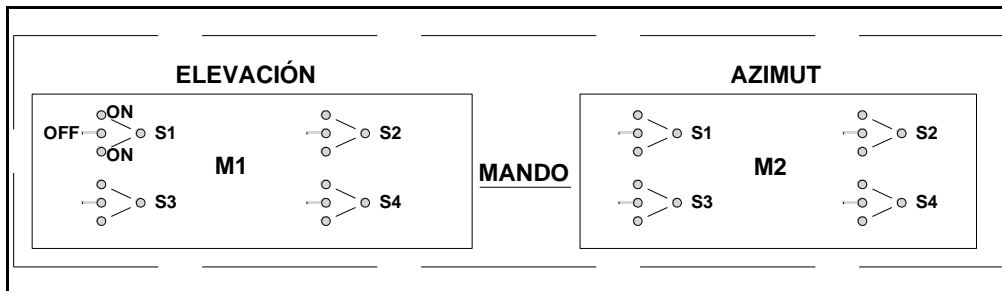


Fig. 109. Vista interna de los interruptores.

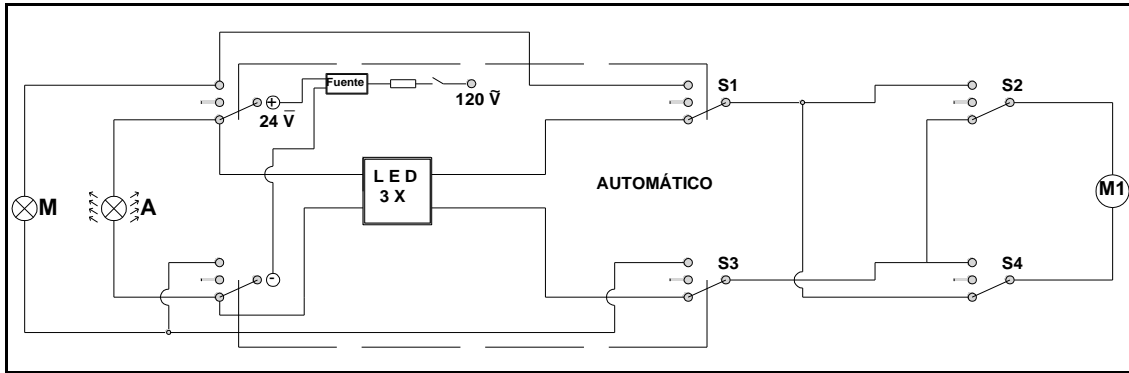


Fig. 110. Circuito de control y mando en elevación (automático).

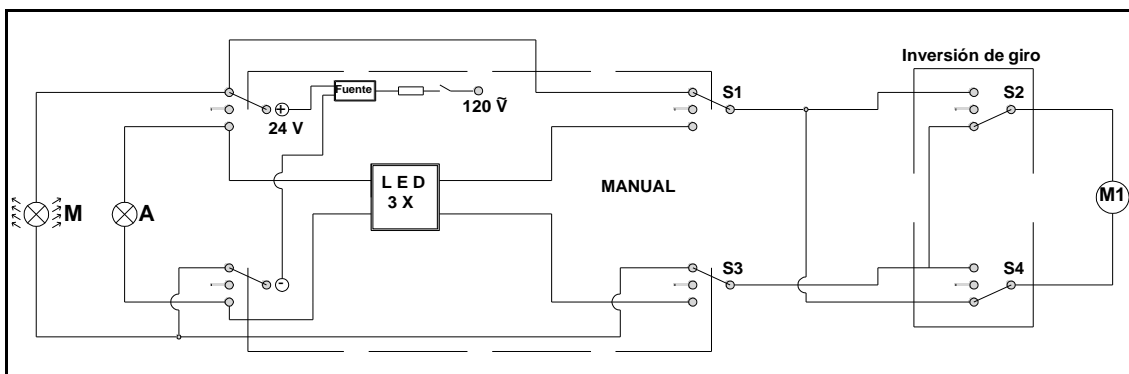


Fig. 111. Circuito de control y mando en elevación (manual).

Por medio de estos diagrama se tiene las opciones de tres posiciones que son: Automático, para que trabajen las tarjetas y los sensores; Manual, para realizar mantenimiento y colocar el sistema en cualquier posición; y por ultimo Apagado para desenergizar los motores.

6.3 Montaje.

El montaje de este sistema es muy sencillo, se lo puede realizar con un mínimo de dos personas y con herramientas básicas como se ve en la Fig. 112, todos los componentes están unidos por medio de una sujeción de pernos y tuercas, sencillos de comprender y armar, a continuación una breve secuencia de los pasos que se realizó para el montaje:



Fig. 112. Herramientas e instrumentos.

1. Se realizó el armado de la base empernando los 4 tubos de la base a la carcasa central, junto con los soportes para la columna. (Ver Fig. 113).



Fig. 113. Montaje de la base.

2. Se colocó y niveló la columna sobre los pies de amigos y se ajustó los pernos de anclaje para fijarla con la base, luego se ajustó las tuercas y arandelas de los pernos de soporte con la columna. Luego por medio de una brújula se alineó al norte y por medio de un nivel se niveló los pies de amigos (base de la columna) adecuadamente sobre el piso, luego se ajustó los pernos de los extremos de los pies de amigos para fijarlos al piso. (Ver Anexo L).
3. Seguidamente se ensambló la viga central, la cual contendrá las bases de los puntos de articulación para el movimiento en azimut así como los ejes de soporte de los actuadores lineales y la antena parabólica en el siguiente orden:
 - Se colocó las platinas que sirven de base para los ejes de las articulaciones (Ver Anexo L) los mismos que se fijan con tuercas por la parte inferior de los pernos.
 - Seguidamente se armó los seis segmentos de la antena parabólica por medio de pernos y tuercas ver Fig. 114.



Fig. 114. Sistema de concentración y reflexión completa.

- En la base de esta parábola para mejor comodidad del ensamblaje se soldaron las placas que contienen las cajas de los rodamientos para el movimiento en acimut.
 - Se procede a colocar los 4 rodamientos en las cajas respectivas.
 - Después se unió la parábola por medio de su base a las placas base de la viga central (Ver Anexo L). Esta unión se la realizó por medio de los ejes de apoyo acimutal los cuales se muestran anteriormente en la construcción, una vez colocados los ejes se procedió a fijar los seguros de exteriores para los rodamientos y los ejes, de esta forma se culminó con las articulaciones del movimiento acimutal.
 - Posteriormente se procedió al montaje de la viga central con sus componentes a las placas base del punto de articulación de elevación que se aloja en la columna del sistema, esta unión se realizó por medio de pernos que pasan de un extremo al otro de la viga.
 - Seguidamente se procedió al montaje del actuador lineal de elevación sujetándolo con la viga y la columna. Después se colocó y se fijó la base de los sensores conjuntamente con el actuador lineal de azimut sobre la viga (ver Anexo L).
4. Finalmente se procedió a instalar el sistema de control de mando sobre la parte media de la columna y colocar los sensores sobre la base de éstos. Se realizó las conexiones de los diversos componentes electrónicos, de acuerdo al circuito de fuerza diseñado. Por último, se colocó y se fijó el receptor (debidamente lleno de agua con anterioridad) con el concentrador mediante los 6 soportes que sirven de base para el receptor ajustándolos adecuadamente las tuercas y arandelas de los pernos. (Ver Anexo L).

6.4 Toma de Datos.

Para analizar y evaluar el diseño del colector solar disco-parabólico, se efectuaron varios monitoreos en diferentes días, los mismos que fueron con la finalidad de determinar los siguientes parámetros:

- Temperatura focal.
- Potencia instantánea.
- Calor útil instantáneo.
- Eficiencia instantánea del colector.

La recolección de datos del monitoreo, se hizo cada 5min durante un período de una hora y media (01h30), utilizando los siguientes instrumentos:

- **Piranómetro.-** Mediante este dispositivo se pudo calcular la cantidad de radiación solar global incidente sobre la superficie del colector solar disco-parabólico.
- **Multímetro digital y termómetro tipo K.-** A través de estos dispositivos, se pudo apreciar la temperatura interna del fluido (agua).
- **Pirómetro (termómetro infrarrojo).-** Se hizo uso de este instrumento con la finalidad de observar temperaturas en el punto focal.
- **Manómetro.-** Mediante el manómetro se pudo observar la presión interna del receptor y así asegurar que el fluido de prueba mantenga su estado inicial sin que sufra cambios de fase y así poder determinar la energía ganada.

Como se citó anteriormente para realizar la toma de datos se utilizó el agua como fluido de prueba, mismo que fue llenado dentro del receptor a una presión de 2 atm.

Los datos obtenidos y los resultados de las pruebas térmicas fueron procesados en una hoja de cálculo de Excel el cual contiene toda la información requerida para determinar los parámetros necesarios del colector que inciden en la selección de un motor Stirling y se encuentran en el material digital.

Los promedios de los datos obtenidos durante el monitoreo dan como resultado las siguientes curvas:

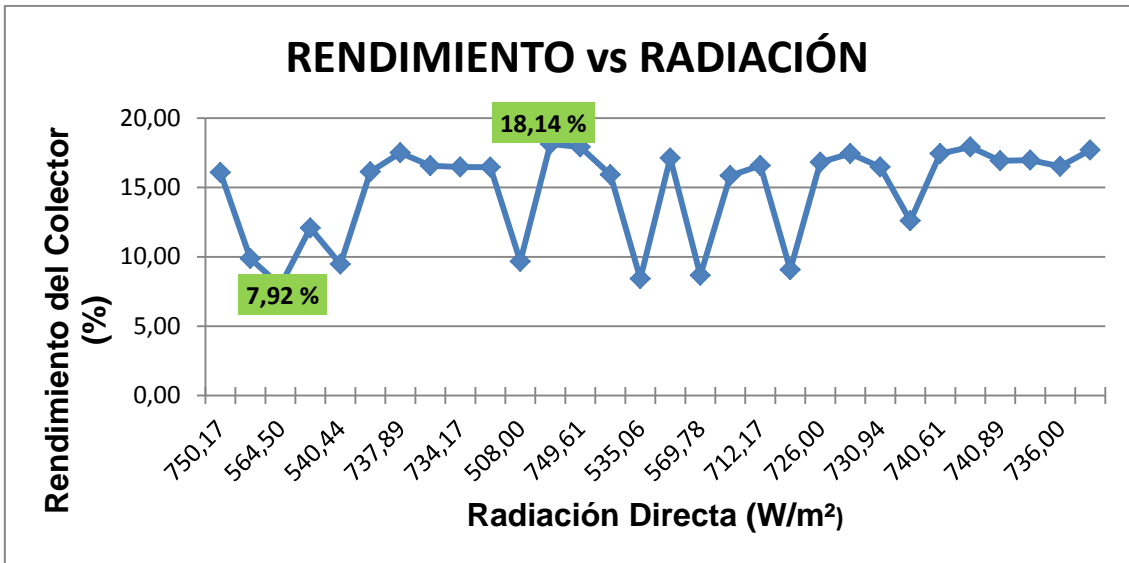


Fig. 115. Curva de rendimiento vs Radiación.

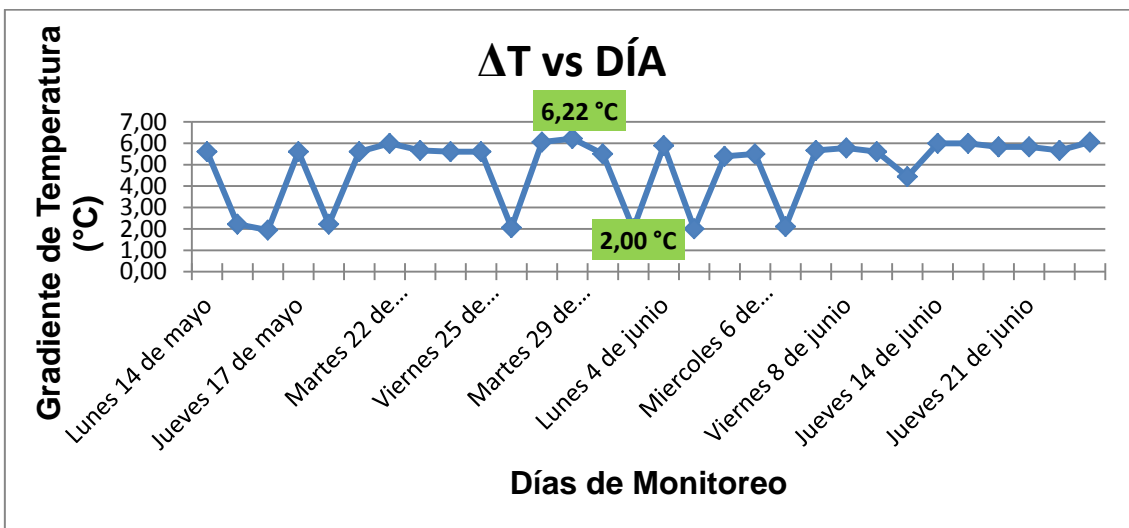


Fig. 116. Curva de gradiente de temperatura vs día.

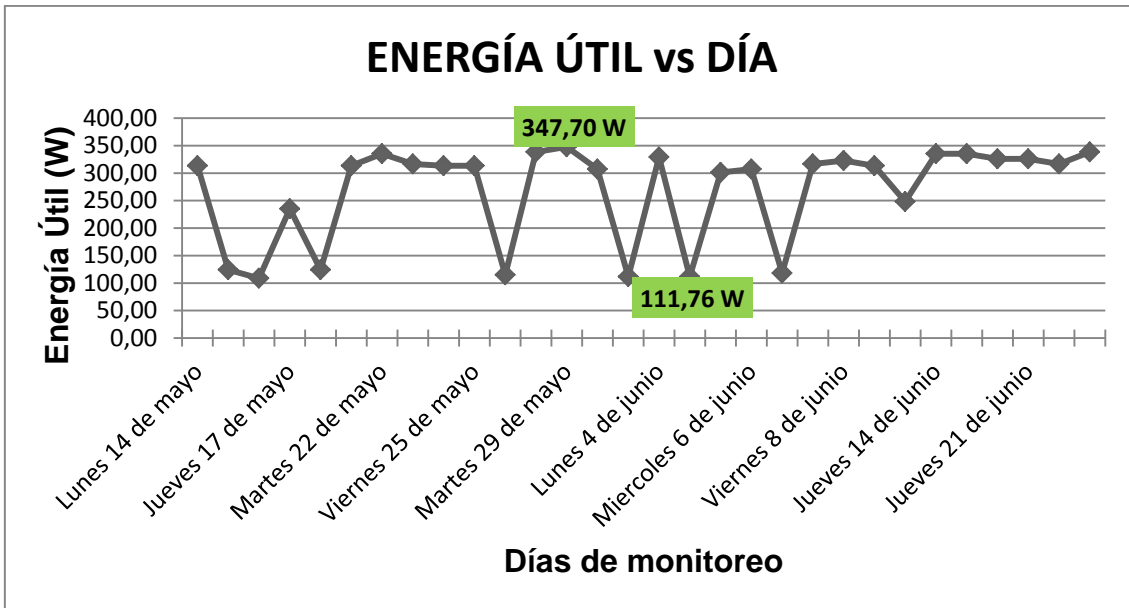


Fig. 117. Curva de energía útil vs día.

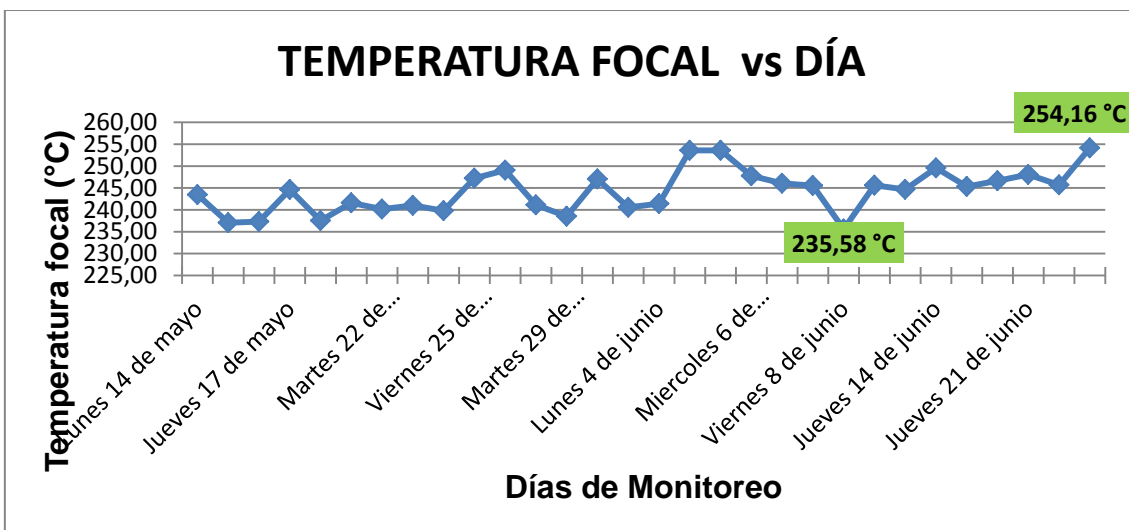


Fig. 118. Curva de temperatura focal vs día.

Así mismo, por simplicidad y para tener el comportamiento claro del funcionamiento del colector solar, se hizo un análisis de un día típico representativo. De esta forma se tomó el día 29 de mayo, en el cual se arrojaron los siguientes resultados:

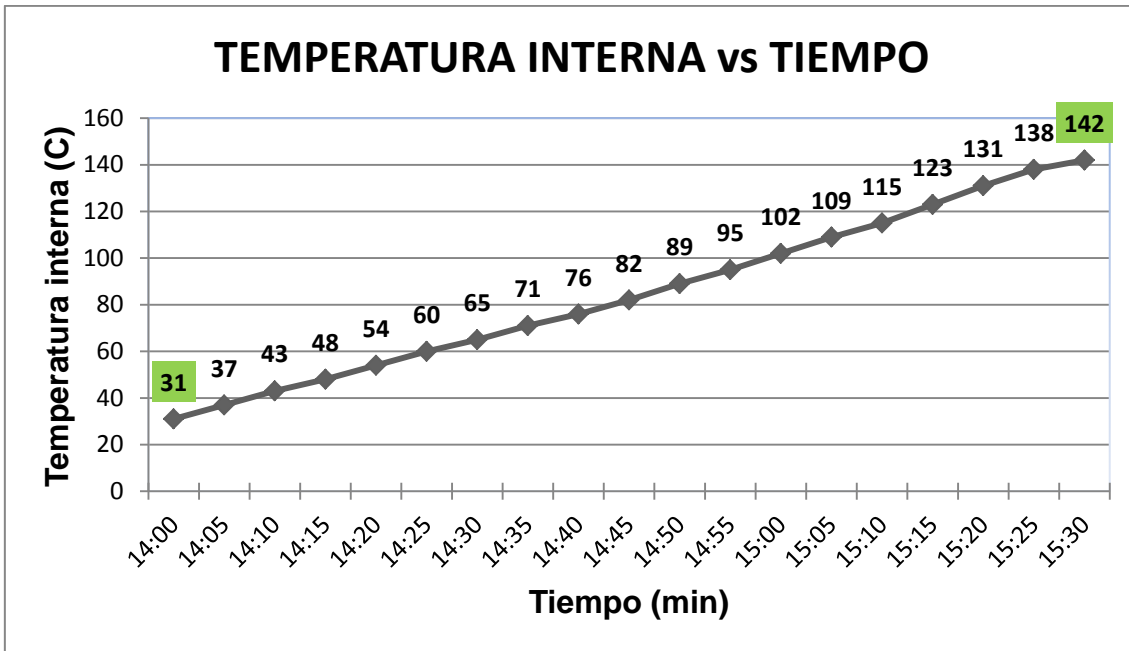


Fig. 119. Curva de temperatura interna vs tiempo.

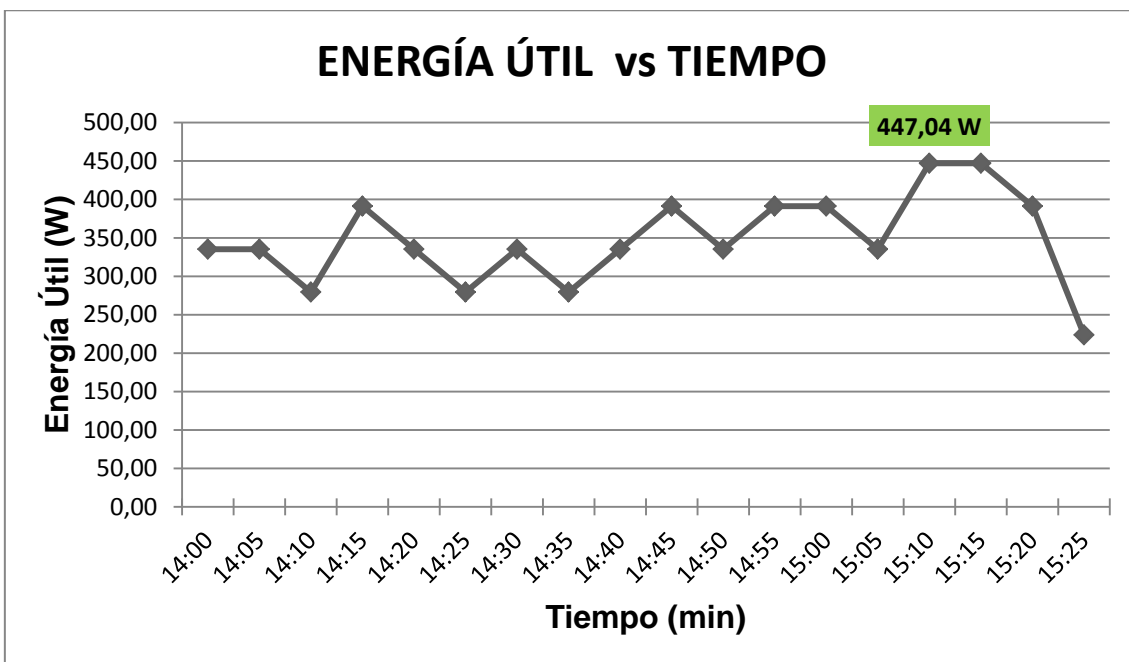


Fig. 120. Curva de energía útil vs tiempo.

Para determinar los máximos niveles de temperatura alcanzados por el receptor tipo cavidad se hizo igualmente un monitoreo de una hora y media. De esta forma se expresa a continuación un gráfica de los datos obtenidos el día 13 de junio del 2012 donde se alcanzó una temperatura máxima de 365°C.

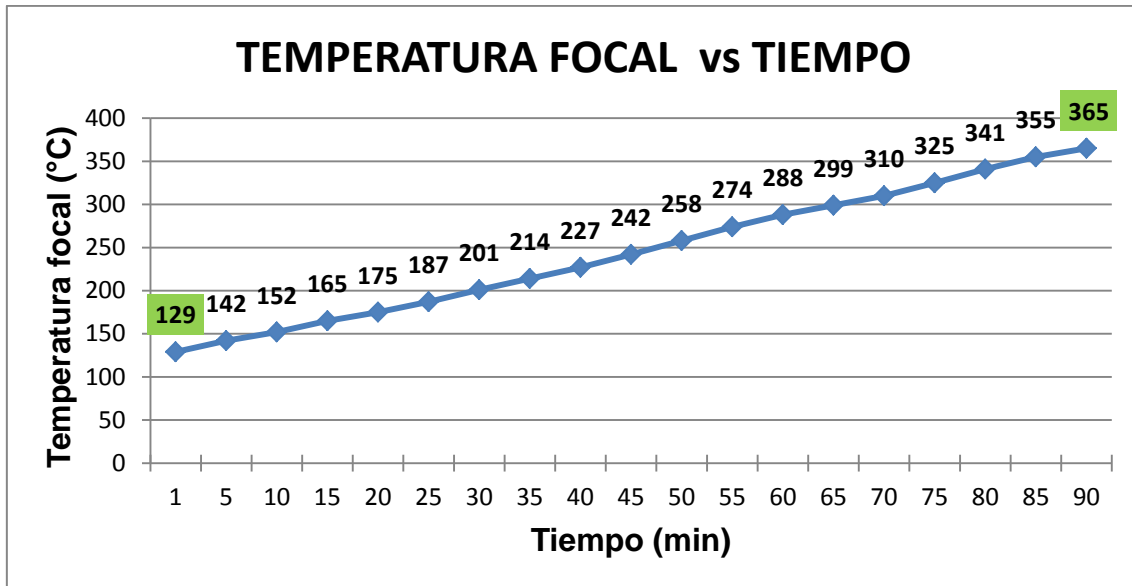


Fig. 121. Curva de temperatura focal vs tiempo.

6.5 VALORACIÓN TÉCNICO – ECONÓMICA – SOCIAL Y AMBIENTAL.

6.5.1 Valoración Técnica.

La implementación de colectores solares disco-parabólicos en nuestro país es factible, particularmente en la región sur, debido a la radiación directa existente durante casi todo el año, lo cual permite el funcionamiento del mismo en forma estable. Además, el ligero diseño estructural del prototipo facilita el traslado e instalación del mismo.

6.5.2 Análisis económico y financiero.

Para el análisis económico y financiero del proyecto, se verifican todos los costos que influyen en la construcción y montaje de los elementos del prototipo, además se demuestra que el proyecto es económicamente viable o no, generando beneficios objetivamente verificables para la sociedad o población de interés, sí:

COSTOS DIRECTOS

MATERIA PRIMA					
Descripción	Ítem	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Sistema de Soporte y Fijación Mecánica del Colector	Tubo estructural cuadrado (ASTM A1011) 100x100x6000; t=2	mm	1	50,00	50,00
	Tubo estructural cuadrado (ASTM A1011) 60x60x800; t=2	mm	1	6,00	6,00
	Tubo estructural cuadrado (ASTM A1011) 20x20x500; t=1,5	mm	1	1,04	1,04
	Tubo estructural redondo (ASTM A1011) De=25,4xL=3700; t=2	mm	1	17,75	17,75
	Tubo estructural redondo (ASTM A1011) De=19,05xL=600; t=2	mm	1	9,00	9,00
	Eje de acero (SAE 1018) Ø=1xL=8	pulg	1	1,60	1,60
	Eje de acero (SAE 1018) Ø=1 1/2xL=7	pulg	1	4,71	4,71
	Eje de acero (SAE 1018) Ø=2 1/2xL=3	pulg	1	2,55	2,55
	Eje de acero (SAE 1018) Ø=4xL=8	pulg	1	21,00	21,00
	Eje de acero (SAE 1018) Ø=7/8xL=17	pulg	1	8,48	8,48
	Rodamientos SKF 6203-2Z/VA228	-	4	3,00	12,00
	Rodamientos SKF 6207-2Z/VA228	-	2	3,00	6,00
	Platina (ASTM A36) 50x3xL=2300	mm	1	4,00	4,00
	Ángulo (ASTM A36) 50x6xL=1650	mm	1	7,56	7,56
	Ángulo (ASTM A36) 70x6xL=300	mm	1	2,00	2,00
	Plancha de acero (ASTM A36) 800x400; t=6	mm	1	20,50	20,50
	Perno hexagonal (rosca total) 3/8"xL=1 1/2" con arandela plana	pulg	4	0,20	0,80
	Perno hexagonal (rosca total) 5/16"xL=1" con tuerca y arandela plana	pulg	16	0,23	3,68
	Perno hexagonal (rosca parcial) 5/16"xL=3" con tuerca, arandela plana y de presión	pulg	20	0,35	7,00
	Perno hexagonal (rosca total) 1/4"xL=1" con tuerca y arandela plana	pulg	9	0,26	2,34
Anillos de retención de 17 y 35 mm, pasadores de aletas y rollo de alambre	-	1	2,50	2,50	

Sistema de Seguimiento Solar	Actuador lineal modelo HEAVY DUTY-2424 Power Tech (HV)	V	2	95,00	190,00
	Seguidor solar modelo LEDDRMPP24Vc3 Pack Standard Dual Axis	V	1	94,00	94,00
	Caja metálica con doble fondo 20x30x16	mm	1	25,00	25,00
	Fuente de alimentación regulable de 6-24 V	V	1	29,02	29,02
	Interruptor de 3 posiciones	-	8	0,89	7,14
	Cable eléctrico AWG 2x18	m	5	0,31	1,56
	Cable eléctrico AWG 2x20	m	2	0,25	0,50
	Breaker 1 polo 15 A	A	1	4,50	4,50
	Portafusibles, fusibles, terminales, amarres, cinta aislante, luz piloto, tornillos y extensión de 10m	-	1	16,24	16,24
Sistema de concentración y reflexión	Antena disco-parabólico Ø 1,85	m	1	250,00	250,00
	Película de aluminio	m ²	3	3,40	10,20
	Tubo de vapor (ASTM A53) Di=6xL=10; t=5mm	pulg	1	27,80	27,80
	Aislante térmico	-	1	5,35	5,35
	Manómetro (100psi)	-	1	3,00	3,00
	Válvula de seguridad (limitadora de presión) 100 psi	-	1	2,00	2,00
	Tapón, termopar tipo k, sicaflex	-	1	8,50	8,50
				SUBTOTAL	856,82
				IVA 12%	102,82
				TOTAL (\$)	959,64

MANO DE OBRA DIRECTA						
Nº	Actividad	Nombre	h/Semana	Semanas	Precio Unitario	Precio Total
1	Estudiante	Adriano Guzmán	3	12	6,00	216,00
2	Estudiante	Jorge Ramírez	3	12	6,00	216,00
3	Taladrado	Adriano Guzmán y Jorge Ramírez	4	2	6,00	48,00
4	Torneado	N/A	5	1	10,00	50,00
5	Soldadura eléctrica	Adriano Guzmán y Jorge Ramírez	5	3	6,00	90,00
6	Colocación de la película de aluminio	Adriano Guzmán y Jorge Ramírez	3	1	6,00	18,00
7	Pintura	N/A	3	1	5,00	15,00
8	Ensamblaje del prototipo	Adriano Guzmán y Jorge Ramírez	4	1	6,00	24,00
9	Monitoreo	Adriano Guzmán y Jorge Ramírez	10	8	6,00	480,00
					TOTAL (\$)	1157,00

COSTOS INDIRECTOS

INSUMOS				
Nº	Ítem	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
1	1/4 de galón de fondo gris	1	5,80	5,80
2	1/4 de galón de diluyente	2	1,79	3,58
3	1/4 de galón de pintura esmalte negro brillante	2	3,35	6,70
4	1/4 de galón de pintura esmalte rojo brillante	2	3,35	6,70
5	Funda de electrodos 6011x1/8"	1	16,00	16,00
			SUBTOTAL	38,78
			IVA 12%	4,6536
			TOTAL (\$)	43,43

GASTOS VARIOS		
Nº	Descripción	Precio
1	Transporte	100,00
2	Alimentación	200,00
3	Diseño y dibujo de planos	150,00
4	Impresión y copia de documentos y planos	80,00
TOTAL (\$)		530,00

COSTO TOTAL

El costo total del prototipo se resume en la siguiente tabla:

COSTO TOTAL	
COSTOS DIRECTOS	
Materia prima	959,64
Mano de obra directa	1157,00
COSTOS INDIRECTOS	
Insumos	43,43
Gastos varios	530,00
SUBTOTAL	2690,07
Imprevistos (5%)	134,50
TOTAL (\$)	2824,57

Ahora bien para la producción y generación de energía eléctrica se deberá adquirir un motor Stirling que se acople a nuestro sistema, de acuerdo a las consultas realizadas los precios bordean en 500(\$) dándonos una inversión total de:

$$2824,57(\$) + 500(\$) = 3324,57(\$)$$

Con el monitoreo realizado tenemos que nuestro promedio de energía ganada instantánea es de 80645,71 (J), por lo cual realizando las siguientes operaciones para determinar la energía ganada por año tenemos que:

$$80645,71 J \times \frac{1Wh}{3600 J} = 22,402 Wh$$

Esta es la energía ganada por hora; ahora bien encontramos la energía total ganada por las 7 horas de trabajo día y por año tenemos:

$$22,402 Wh \times 7 = 156,814 \frac{Wh}{dia}$$

$$156,814 \frac{Wh}{dia} \times \frac{365días}{1año} = 57237,11 \frac{Wh}{año} \rightarrow 57,237 \frac{kWh}{año}$$

Según estándares internacionales el precio del kWh producido por estos sistemas de radiación oscila entre los 4 (\$), por lo cual tendríamos los siguientes ingresos por año:

$$57,237 \frac{kW.h}{año} \times \frac{4(\$)}{kW.h} = 228,984 \frac{(\$)}{año}$$

Entonces el período de la recuperación de la inversión (PRI) sería:

$$\frac{3324,57(\$)}{228,984 \frac{(\$)}{año}} = 14,519 años$$

De acuerdo, al análisis expuesto anteriormente se comprueba que las inversiones efectuadas para la ejecución del proyecto y los recursos necesarios para su funcionamiento existen y pueden ser recuperados a largo plazo, sobre todo si se lo realiza a gran escala ya que posee un grado de rentabilidad que justifica tales inversiones.

6.5.3 Valoración Social y Ambiental.

Dentro del contexto social y ambiental, la implementación del sistema no genera impactos negativos, ya que, el dispositivo necesita simplemente un espacio de 3m² para su ubicación. Además, los motores que realizan el sistema de seguimiento solar no emiten ruidos considerables ni tampoco el sistema de absorción genera emisiones de gases tóxicos, ya que el receptor se encuentra herméticamente cerrado.

Para corroborar lo expuesto anteriormente, se hizo un análisis de impactos de acuerdo a la Evaluación de Impacto Ambiental (EIA), tomando como factores primordiales al aire, agua y ruido.

- **Análisis de impactos sobre el aire.**

En la Tabla 13, se detallan los impactos y las posibles medidas correctivas de la instalación.

Tabla 12. Impactos sobre el aire.

VARIABLE	FASE	IMPACTO	MEDIDAS CORRECTIVAS
Instalación del Prototipo	Montaje	Generación de partículas y polvo en el ensamblaje del colector.	Usar mascarillas y traje afín, para evitar la inhalación de polvo.
Sistema de Recepción	Absorción de radiación solar.	Ninguno	Ninguno

- **Análisis de impactos sobre el agua.**

En la Tabla 14, se detallan los impactos y las posibles medidas correctivas de la instalación.

Tabla 13. Impactos sobre el agua.

VARIABLE	FASE	IMPACTO	MEDIDAS CORRECTIVAS
Instalación del Prototipo	Montaje	Ninguno	Ninguno
Sistema de Recepción	Absorción de radiación solar.	Ninguno	Ninguno

- **Análisis de impactos de ruido.**

Los elementos de la instalación que generan ruidos durante su funcionamiento son únicamente los motores que sirven para realizar el seguimiento continuo al sol, pero que son de cierta manera, relativamente bajos, sin ser percibidos por las personas cercanas al lugar.

Por lo tanto, desde el punto de vista socio-ambiental, este tipo de sistemas son limpios y descentralizados, debido al aprovechamiento de la radiación solar como fuente de energía.

7. DISCUSIÓN.

La parte estructural del colector solar cumplió con las condiciones de trabajo a las que estuvo expuesta, ya que durante las pruebas de monitoreo los vientos alcanzaban velocidades máximas comunes en dicho sector. Así mismo, el sistema de seguimiento solar orientaba repetitivamente al sistema concentrador-receptor, sin embargo al presentar nubosidades en el cielo claro los sensores remotos trataban de sensar la luz lo cual después de hacer una cierta maniobra por parte de éstos no lo podían sensar por lo que retornaban al sistema a la posición de inicio. Es así, que se tenía que estar pendiente para nuevamente reorientarlo de forma manual.

Respecto a los demás componentes no se presentó problema alguno, cumpliendo de esta forma las expectativas esperadas.

Los monitoreos realizados nos permitieron tener una idea clara de los parámetros fundamentales y necesarios para una posterior implementación de un motor Stirling sobre el punto focal del colector. La toma de datos se la hizo durante los meses de mayo y junio, en cual se obtuvieron rangos de altas temperaturas, superando algunas expectativas.

A través de los datos que se obtuvieron en el proceso del monitoreo durante los dos meses a diferentes horas se determinó el rendimiento promedio, el mismo que fue de **14,76 %**, (ver Anexo Q). En la figura 115, rendimiento vs radiación, nos podemos dar cuenta que la curva generada nos es proporcional sino que tiene variaciones respecto a la radiación así como también se presentan punto bajos de rendimiento teniendo radiaciones altas, esto es debido a que los vientos incidentes sobre el receptor lo enfrían repentinamente, por lo que el viento es un factor preponderante a la hora de obtener un rendimiento favorable.

De igual forma la curva generada en la Fig. 116, se aprecia las diferencias de temperatura obtenidas en un intervalo de 5 minutos, esto nos indica que en la mayoría de los casos el gradiente de temperatura se mantiene estable obteniendo un promedio de **4,86 °C**, por lo tanto esto es favorable, ya que nos permitiría tener un incremento de temperatura en forma constante.

En la gráfica 118, se observa el promedio de cada una de las temperaturas alcanzadas en el punto focal (receptor tipo cavidad) durante los días de monitoreo. Se evidencia un punto mínimo igual a 235,58 °C respecto a un punto máximo de 254,16°C. De esta

forma se ve claramente que la temperatura focal a lo largo de los días es casi constante. Por lo tanto, la implementación de un motor Stirling sería favorable ya que éstos necesitan de una temperatura mínima de 200°C para poder ejercer su trabajo.

Según los datos que se obtuvieron el 29 de mayo del 2012 desde las 14h00 hasta las 15h30 (véase Anexo Q) la temperatura interna máxima fue de 142°C. La máxima energía útil o ganada por el receptor fue de 447,04W que al compararlo con el promedio de la energía útil durante los dos meses que es de 268, 82 W nos damos cuenta que la incidencia de los factores climáticos a los que están expuestos los días influyen notablemente.

De igual forma el estudio que se realizó el 13 de junio del 2012 durante una hora y media (véase Anexo Q), para determinar los máximos niveles de temperatura por medio del receptor tipo cavidad modificada, nos da como resultados una temperatura mínima de 129 °C con una máxima de 365 °C y una temperatura promedio de 245 °C, de esta manera nos damos cuenta que las temperaturas obtenidas satisfacen los requerimientos necesarios para la colocación de un motor Stirling.

8. CONCLUSIONES.

Después de realizar un análisis minucioso de los resultados obtenidos se comprobó el cumplimiento de cada uno de los objetivos propuestos, concluyendo lo siguiente:

- La película de aluminio tipo espejo con un reflectancia de 0.8 presenta una mayor eficiencia de reflectividad, en comparación con otros materiales como el acero inoxidable u otras películas reflectivas.
- El acabado de la superficie que cubre la antena debe ser lo más lisa posible, para evitar altos índices de dispersión.
- Se logró implementar un sistema mecánico sencillo y fácil de instalar, apropiada a los requerimientos de estabilidad y confiabilidad para el correcto funcionamiento del colector solar. Además de fácil ensamblaje y montaje lo que facilita la operación y mantenimiento en caso de existir algún daño.
- La montura solar está constituido por dos actuadores lineales electromecánicos, que son motores de baja velocidad y alto torque. El sistema electrónico para el seguimiento solar está construido para trabajar con este tipo de motores lo que permite realizar un seguimiento satisfactorio y de manera autónoma con un bajo gasto energético.
- El receptor tipo cavidad minimiza las pérdidas por radiación y convección de la energía solar concentrada en comparación con el receptor tipo externo.
- Se consiguió aprovechar la energía solar incidente sobre el concentrador obteniendo energías que pueden ser aprovechadas fácilmente mediante la implementación de un motor Stirling sobre el punto focal transformando de esta manera la irradiación solar a energía eléctrica.
- El diseño de la montura para el seguimiento solar azimut - elevación permite realizar libremente el seguimiento continuo al Sol en un rango de 45° a 150° y de 35° a 140° respectivamente.
- Los sensores fueron ubicados sobre un soporte metálico paralelamente al concentrador dentro de una cúpula transparente de manera que puedan realizar el correcto censado del sol y además evitar daños en el circuito de los mismos.
- El sistema de seguimiento implementado tiene un consumo energético mínimo en comparación con la energía de 268, 82 Wh que se podrían generar con este colector a través de un motor Stirling.

- Con el concentrador parabólico de 1.85m de diámetro y una relación f/D igual a 0.369, se obtuvo una potencia máxima de 350,646W con una irradiancia máxima de 327,049W/m², durante el periodo de monitoreo realizado.
- La eficiencia instantánea del colector solar disco parabólico es de 14,76%.
- El motor Stirling utiliza una fuente de calor externa por lo tanto la energía captada por el colector solar disco-parabólico sobre el punto focal puede ser aprovechada por este tipo de motores, siendo el diámetro mínimo del foco caliente igual a 75 cm.
- El colector solar se construyó sin complicados procesos de manufactura, de tal forma que se asegura fácilmente una producción en serie y a gran escala en un futuro no muy lejano.
- Mediante el proceso de monitoreo del colector solar, realizado en el sector de Catamayo, se constató que el colector es aplicable en lugares cálidos en donde las horas de radiación solar directa son mayores y poco variables, determinando por lo tanto al sector de Catamayo como un lugar apto para la ejecución de este tipo de sistemas.
- El viento local es determinante en la temperatura que puede alcanzar el receptor, por lo cual es importante medirlo si se quiere tener más exactitud en la predicción teórica de la temperatura y en la estimación experimental de la radiación solar incidente en el receptor.

9. RECOMENDACIONES

Concluida el proyecto de tesis y de acuerdo a los resultados conseguidos es indispensable realizar varias recomendaciones para el buen funcionamiento del prototipo, así como algunas propuestas para trabajos a futuro que fortalezcan aún más la funcionalidad y los conocimientos respecto a los colectores solares disco-parabólicos. Entre ellas se citan los siguientes:

- Implementar un sistema de seguimiento automático mediante PLCs de tal forma que nos permita aprovechar al máximo, el tiempo de uso del equipo y de manera más exacta establecer perpendicularidad de la superficie del concentrador y los rayos del sol.
- La película reflectiva que se encuentra adherida al concentrador es de aluminio por lo que al momento de limpiarlo se debe realizar cuidadosamente para que no se desprenda.
- A futuro la película de aluminio se puede reemplazar con otro material con un coeficiente más alto de reflectividad para aumentar el porcentaje de reflexión hacia el receptor.
- Es fundamental que el sector donde se realice este tipo de estudios cuente con una estación meteorológica, que permitan obtener datos más exactos de sus condiciones y así para futuras investigaciones contar con información de primera mano.
- Implementar un taller mecánico en el cual se puedan fabricar parábolas propias para los concentradores solares acorde a los requerimientos de diseño, ya que en gran medida de esto depende la eficiencia con la que los rayos solares se reflejan al receptor.

Se propone como trabajo futuro los siguientes ítems:

- Realizar un análisis energético de conversión de energía solar a eléctrica mediante la implementación de un motor Stirling sobre el punto focal del colector.
- Colocar celdas fotovoltaicas que recarguen continuamente la batería que alimenta a los dos motores, para así tener un sistema totalmente autónomo a la energía convencional.

10. BIBLIOGRAFÍA.

• LIBROS:

- DUFFIE, J., Beckman, W. 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons.
- FAIRES. 1983. Termodinámica. México, MacMillan Publishing Co.
- HOLMAN, J. P. 1999. Transferencia de calor. México, Compañía editorial continental S.A.
- INCROPERA, Frank P., WITT David P. 1999. Fundamentos de transferencia de calor. Mexico, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.
- JAUME, Ribot. 1995. Curso de energía solar. 3ra ed. España, "CTE"-Centro de Tecnología Educativa S.A.
- JUTGLAR, Lluís. 2004. Energía Solar. Ediciones Ceac.
- LEHMANN, Charles h. 1982. Geometría analítica. México. Noriega editores.
- MEGYESY, Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión. México. Editorial limusa, S.A.
- MERIAM, J.L.-L.G. Kraige. 1999. Mecánica para ingenieros. España. Editorial reverté, S.A.
- NORTON, Robert L. 1995. Diseño de máquinas. México. Prentice hall.
- PÉREZ, M. S. 2004/2005. Sistemas termosolares de concentración. Grupo de Termodinámica y Energías Renovables. DIEMF.
- PYTEL, Andrew, SINGER, Ferdinand. L. 1994. Resistencia de materiales. México, Harla S.A.
- SARMIENTO, Pedro. 2007. Energía solar en arquitectura y construcción. Santiago de Chile, RIL®editores.
- SHIGLEY, Joseph E., MITCHELL, Larry D. 1985. Diseño en ingeniería mecánica. México. McGraw-Hill Inc.

• TESIS:

- JARAMILLO, Oscar. 1998. Transporte de energía solar concentrada a través de fibras ópticas: acoplamiento fibra-concentrador y estudio térmico, México.
- MIRANDA R., P. 1988. Diseño y construcción de un colector parabólico compuesto de tubos evacuados para aplicaciones de temperaturas intermedias. (Tesis Ing. Mecánico) Guayaquil, ESPOL.

- MUÑOZ A. Javier. 2008. Sistemas de generación eléctrica mediante calderas de vapor energizadas por radiación solar concentrada. Madrid. Universidad Politécnica de Madrid.
 - QUINTEROS G., Jorge. 2008. Estudio teórico y experimental de colector solar parabólico para generación de energía eléctrica. (Tesis Ing. Civil Electricista) Santiago de Chile, Universidad de Chile.
 - SILVA R., David L. 2008. Concentrador fotovoltaico para iluminación por fibra óptica de células multiunión. Madrid.
- **REVISTAS:**
 - ITESO, 1995. Curso de energía solar. Jalisco. s.n.
 - SOTERIS A., Kalorigou 2004. Solar thermal collectors and applications. pág. 251.
- **SITIOS WEB:**
 - Astronum-Alineación. (s.f.). Recuperado el 15 de Octubre de 2010, de www.alinea.htm.
 - GEYER, William B. Stine amd Michael. Power from the sun. [En línea] www.powerfromthesun.net.
 - Red Rock Energy, LED3x Solar Tracker. <http://www.redrok.com>.

11. ANEXOS.

ANEXO A. MANUAL DE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL COLECTOR SOLAR DISCO-PARABÓLICO.



Fuente: Adriano N. Guzmán y Jorge M. Ramírez

1. Descripción y características.

El Colector Solar Disco-Parabólico, es un equipo diseñado para alinearse automáticamente al Sol de forma continua mediante un sistema de seguimiento solar de doble eje. Además, dispone de segmentos parabólicos cubiertos de película reflectante para reflejar y aprovechar la energía solar mediante la concentración de los rayos del Sol en un solo punto o foco.

El equipo está compuesto de la siguiente manera:

- Sistema de soporte y fijación mecánica.
- Sistema de control y seguimiento.
- Sistema de reflexión y concentración.

De este modo, el equipo cuenta con las siguientes características técnicas:

PARÁMETROS	
Estructura de soporte	Empotrado al piso (máx. velocidad del viento 63 Km/h cualquier dirección)
Superficie total del concentrador	2,93m ²
Sistema de seguimiento	Doble eje: horizontal y vertical
Temperatura máxima del fluido (agua)	142 °C
Temperatura focal máxima	365°
Tensión de funcionamiento	110V/60Hz
Peso total aprox. del equipo	80 Kg
DIMENSIONES	
Diámetro del concentrador	1,85m
Distancia focal	0,682m
Diámetro de la apertura del receptor	75 mm
Altura de la columna de soporte	2 m
MATERIAL	
Sistema de Reflexión	Película reflectante de aluminio (79% de reflectividad)
Estructura de soporte	Acero en perfil laminado en caliente
ACCIONAMIENTO Y SISTEMA DE CONTROL	
Giro en azimut	Accionamiento electromecánico por actuador lineal (ángulo de inicio de 45°)
Giro en elevación	Accionamiento electromecánico por actuador lineal (ángulo de inicio de 35°)
Rango azimut	105° (desde 45 a 150°)
Rango elevación	105° (desde 35° a 140°)
Tecnología de seguimiento	Seguidor solar modelo LEDDRMPP24Vc3 Pack Standard Dual Axis con sensor remoto de Red Rock Energy.
Tipo de funcionamiento	Arranque manual y automático

2. Instalación, montaje y funcionamiento.

2.1 Instalación.

La instalación se realiza en su totalidad utilizando materiales y procedimientos de ejecución que garanticen las exigencias de servicio, durabilidad, salubridad y mantenimiento.

Se toma en cuenta las especificaciones dadas por los fabricantes de cada uno de los componentes que integran el prototipo.

El equipo requiere de 3m² de espacio para su implantación, además consta de un ligero diseño estructural lo cual facilita el transporte y reduce el tiempo de montaje. El montaje del equipo necesita solo de 4 horas y no requiere personal especializado ni medios especiales.

El responsable de la instalación debe comprobar que el sector donde se desea instalar el prototipo reúne las condiciones necesarias para soportar la instalación y buen funcionamiento de la misma.

2.2 Montaje.

Para la realización del montaje del prototipo se utiliza el siguiente procedimiento:

1. Ubique al norte y nivele los pies de amigos (base de la columna) adecuadamente sobre el piso, luego ajuste los pernos de los extremos de los pies de amigos para fijarlos al piso.
2. Coloque y nivele la columna sobre los pies de amigos y ajuste los pernos de anclaje para fijarla con la base, luego ajuste las tuercas y arandelas de los pernos de soporte con la columna.
3. Coloque el concentrador-viga sobre la parte superior de la columna y ajuste las tuercas y arandelas de los pernos de anclaje para fijarlo con la columna.
4. Ubique y fije el actuador lineal de elevación, sujetándolo con la viga y la columna de acuerdo a los requerimientos de diseño y trabajo.
5. Ubique y fije la base de los sensores conjuntamente con el actuador lineal de azimut sobre la viga de acuerdo a los requerimientos de diseño y trabajo.
6. Instale el sistema de control de mando sobre la parte media de la columna y coloque los sensores sobre la base de éstos.
7. Realice las conexiones de los diversos componentes electrónicos, de acuerdo al circuito de fuerza diseñado.

8. Coloque y fije el receptor (debidamente lleno de agua con anterioridad) con el concentrador mediante los soportes y ajuste adecuadamente las tuercas y arandelas de los pernos.

2.3 Funcionamiento.

Es importante, seguir detalladamente el procedimiento de encendido y funcionamiento del equipo, ya que el buen uso del mismo alarga la vida útil de la máquina. Para el funcionamiento o marcha del colector solar disco-parabólico se debe seguir los siguientes pasos:

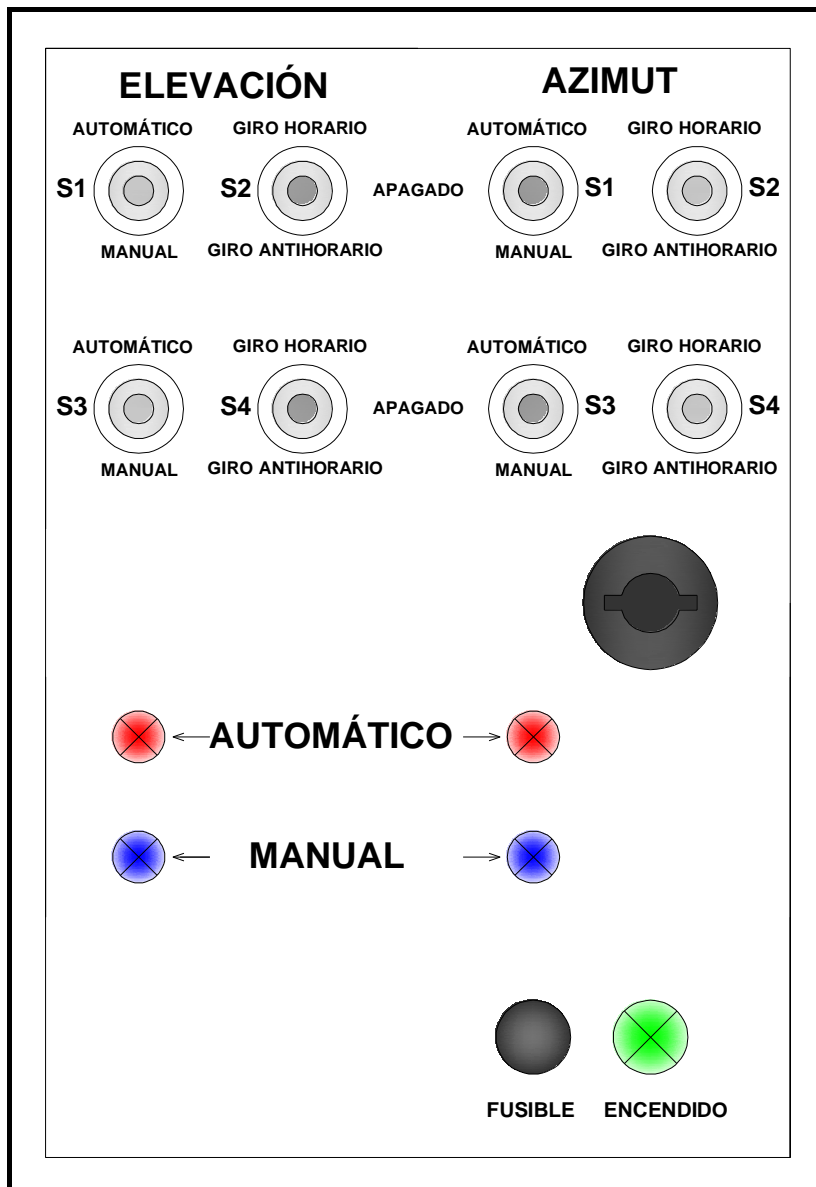


Fig. 1. Vista del panel de control.

1. Coloque todos los interruptores de conexión en su posición de apagado “OFF”.
2. Conectar el equipo (conexión 110 VAC)
3. Prender el equipo (posicione el breaker en ON, ubicado dentro de la caja de control). Verifique que la luz (verde) de ENCENDIDO esté prendida.
4. Ubique los interruptores S1 y S3 (azimut); y los interruptores S1 y S3 (elevación) respectivamente en la posición MANUAL.
5. Pruebe el movimiento horario y antihorario con los interruptores S2 y S4 ubicándolos en la posición HORARIO y ANTIHORARIO tanto en azimut como en elevación.
6. Oriente el colector solar en la posición de salida del Sol para empezar el ciclo normal del movimiento, mediante los accionamientos antes mencionados.
7. Coloque todos los interruptores tanto de azimut como de elevación en su posición de apagado “OFF”.
8. Cambie la posición de los interruptores S1 y S3 (azimut y elevación) en la posición AUTOMÁTICO.
9. Cambie la posición de los interruptores S2 y S4 ubicándolos en la posición HORARIO ó ANTIHORARIO, tanto en azimut como en elevación. El mecanismo de seguimiento solar empezará a moverse para orientarlo al Sol durante el período de trabajo.
10. Al término del período de trabajo el mecanismo de seguimiento solar reorienta al colector solar a la posición de salida del sol de manera autónoma.
11. Posteriormente, se coloca todos los interruptores tanto de azimut como de elevación en su posición de apagado “OFF”. Para un nuevo funcionamiento se sigue los pasos 8 y 9.

2.4 Precauciones y mantenimiento.

Con la finalidad de minimizar las falencias y aumentar el ciclo de vida de la máquina, se efectúa operaciones de mantenimiento, tanto preventivo como correctivo, tomando en cuenta algunas consideraciones importantes:

- En caso de no encenderse la máquina, verifique el fusible, la conexión a la red y que los interruptores de encendido estén correctamente posicionadas.
- Si el sistema de seguimiento no funciona, verifique que los leds de los circuitos de fuerza estén encendidos, de no ser así informe inmediatamente a un personal calificado para que lo inspeccione.
- Al realizar el montaje de la máquina, use ropa adecuada, gafas oscuras (opcional) y guantes, para evitar la radiación solar reflejada por el concentrador.
- Utilice un paño suave, limpio y seco para limpiar la superficie reflectiva del concentrador (para realizar la limpieza cambie a posición manual).
- Utilice una caja o recipiente herméticamente cerrado para proteger los sensores y píntelo de color negro para evitar la luz reflejada de objetos cercanos.
- Verifique el estado de las conexiones eléctricas cada 6 meses.
- Verifique el estado de la pintura (protección anticorrosiva) cada 6 meses.
- Observe esporádicamente si la superficie reflectiva del material reflectante mantiene aún sus propiedades de reflectividad.

ANEXO B. ANTENA DISCO-PARÁBOLICO MODELO FV1870.



1.85 mts Prime Focus C/Ku Band Satellite Dish

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Specification	
REFLECTOR	
Model	WS1870
Type	Prime
Diameter	185 cm
Panels (sections)	6
Aperture Efficiency	70% min.
C – Band Gain @4.0 GHz	35.89 dB
KU – Band Gain @12.5 GHz	45.54 dB
F/D Ratio	0.38
Focus Length	682 mm
Material	Steel
Finish	Polyester Powder Coating
Color	Grey / Cool Grey
MOUNTING	
Mounting Type	Ground Mount
Elevation Angle Range	0° - 90°
Azimuth	0° - 360°
Material	Steel
Finish	Polyester Powder Coating
Color	Grey / Cool Grey
Pole Diameter Acceptable	75 mm
Net Weight	29.0 kg
ENVIRONMENT	
Operational Winds	25 m / sec
Survival Winds	40 m / sec
Ambient Temperature	-40°C ~ +60°C
Relative Humidity	0 ~ 100 %

ANEXO C. DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE MASA DEL CONCENTRADOR.

The image shows a SolidWorks interface with a 3D model of a parabolic concentrator. The left sidebar shows the model tree with the following items: CONCENTRADOR DISCO-P, Sensores, Anotaciones, Acero galvanizado, Alzado, Planta, Vista lateral, Origen, Revolución1, Cortar-Revolución2, and Sólido-Mover/Copiar2. The main view shows the 3D model with a coordinate system (X, Y, Z) and a smaller coordinate system (IX, IY, IZ) at the center of mass. The right panel, titled 'Propiedades físicas', displays the following information:

Propiedades físicas

Imprimir... Copiar Cerrar Opciones... Recalcular

Sistema de coordenadas de: -- predeterminado --

Elementos seleccionados: CONCENTRADOR DISCO-PARABÓLICO.SLDPR

Incluir sólidos/componentes ocultos

Mostrar sistema de coordenadas de salida en la esquina de la vent

Propiedades físicas asignada

Propiedades físicas de CONCENTRADOR DISCO-PARABÓLICO (Part Configuratio

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Densidad = 7870.000 kilogramos por metro cúbico

Masa = 19.032 kilogramos

Volumen = 0.002 metros³

Área de superficie = 6.385 metros²

Centro de masa: (metros)

X = 0.161

Y = 0.000

Z = 0.000

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metr

Medido desde el centro de masa.

Ix = (-0.001, 0.021, 1.000)	Px = 4.382
Iy = (-0.000, -1.000, 0.021)	Py = 4.382
Iz = (1.000, 0.000, 0.001)	Pz = 8.416

Modelo Estudio de movimiento 1

SolidWorks Premium 2009

SolidWorks Premium...

22:30

ANEXO D. CATÁLOGO DE RODAMIENTOS RÍGIDO DE BOLAS "SKF".

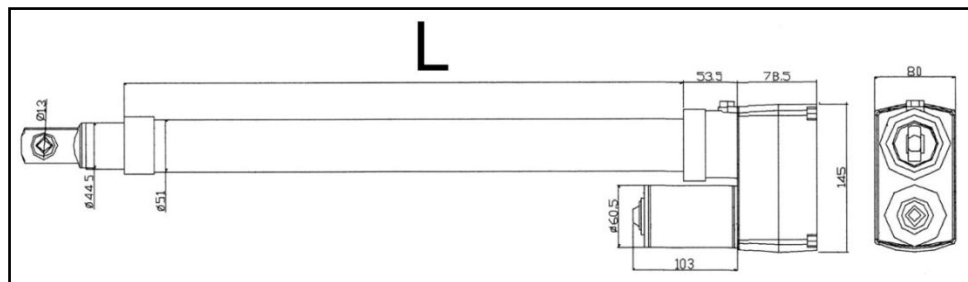
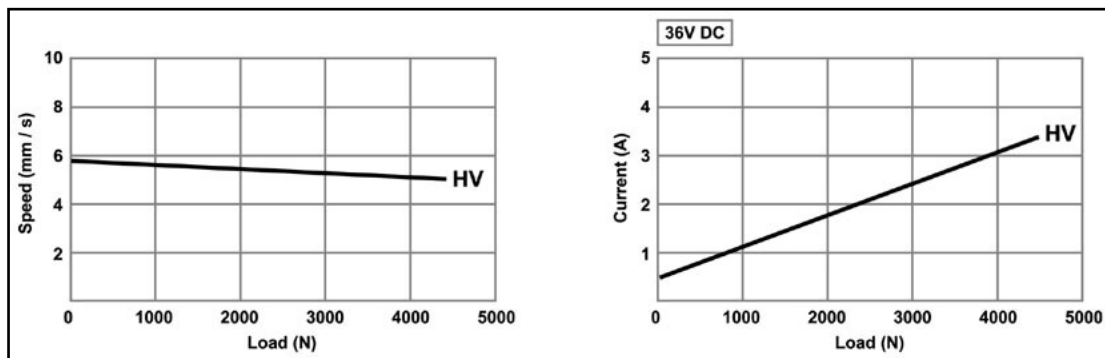
Dimensiones principales		Capacidad de carga estática		Juego interno radial		Masa	Designación		
d	D	B	C_0	mín	máx	kg	—		
mm			N	μm		kg	—		
10	35	11	3 400	80	150	0,053	6300-2Z/VA201		
	12	32	10	3 100	100	180	0,037	6201/VA201	
		32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA201	
		32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA208	
15	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA228		
	15	35	11	3 750	100	180	0,045	6202/VA201	
		35	11	3 750	100	180	0,043	6202-2Z/VA208	
35		11	3 750	100	180	0,043	6202-2Z/VA228		
17	35	10	3 250	100	180	0,039	6003/VA201		
	20	40	12	4 750	100	180	0,065	6203/VA201	
		40	12	4 750	100	180	0,060	6203-2Z/VA208	
		40	12	4 750	100	180	0,060	6203-2Z/VA228	
25	20	47	14	6 550	110	190	0,11	6204/VA201	
		47	14	6 550	110	190	0,11	6204-2Z/VA201	
		47	14	6 550	110	190	0,10	6204-2Z/VA208	
		47	14	6 550	110	190	0,10	6204-2Z/VA228	
30	25	52	15	7 800	110	190	0,13	6304/VA201	
		30	47	12	6 550	120	210	0,080	6005/VA201
			47	12	6 550	120	210	0,080	6005-2Z/VA208
			52	15	7 800	120	210	0,13	6205/VA201
	52		15	7 800	120	210	0,13	6205-2Z/VA201	
	52	15	7 800	120	210	0,12	6205-2Z/VA208		
	52	15	7 800	120	210	0,12	6205-2Z/VA228		
	35	62	17	11 600	120	210	0,23	6305/VA201	
30		62	16	11 200	120	210	0,20	6206/VA201	
		62	16	11 200	120	210	0,20	6206-2Z/VA201	
		62	16	11 200	120	210	0,19	6206-2Z/VA208	
	62	16	11 200	120	210	0,19	6206-2Z/VA228		
35	30	72	19	16 000	120	210	0,35	6306/VA201	
		72	19	16 000	120	210	0,34	6306-2Z/VA208	
	35	35	72	17	15 300	160	255	0,29	6207/VA201
			72	17	15 300	160	255	0,28	6207-2Z/VA208
72			17	15 300	160	255	0,28	6207-2Z/VA228	
35	35	80	21	19 000	160	255	0,46	6307/VA201	
		80	21	19 000	160	255	0,44	6307-2Z/VA208	

ANEXO E. ACTUADOR LINEAL QARL-2424 POWER TECH HEAVY DUTY.



Actuator Weight: 15 lbs

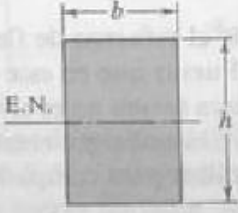
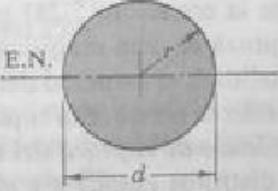

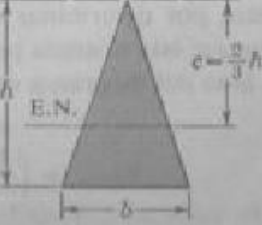
Specification:	
Model	HEAVY DUTY ACTUATOR (HV)
Input	24VDC (36VDC available also)
Load Capacity	4500N
Stroke Length	600mm, 24"
Drive	ACME
Full Load Speed	4.2mm / sec
Duty Cycle	20%
Temperature	-26° C ~ 65° C (-15° F ~ 150° F)
Limit Switch	Adjustable
Sensor	Reed Switch Sensor
Static Load	9000N



**ANEXO F. BASE DE DATOS CLIMATOLÓGICOS DEL CANTÓN
CATAMAYO.**

DIRECCION GENERAL DE AVIACION CIVIL													
GESTION DE TRANSITO AEREO													
SECCION METEOROLOGIA-CLIMATOLOGIA													
ESTACION:	SETM								Año:	2010			
LATITUD:	04° 00'	S											
LONGITUD:	79° 22'	W											
ELEVACION:	1238												
RESUMEN ANUAL CLIMATOLOGICO													
PARAMETROS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
VIENTO DOMINANTE													
Dirección	ENE	E	E	W	W	NE	ENE	NE	ENE	NNW	W	W	
Velocidad Media kt	9,8	9,1	9,3	8,2	8,0	12,1	11,0	11,9	11,8	9,5	6,4	9,4	9,7
Viento Máximo	S	WSW	ENE	ENE	ENE	NE	NE	NNE	ENE	NNW	W	NW	
Velocidad Máxima kt	30,0	30,0	30,0	28,0	32,0	29,0	29,0	32,0	34,0	32,0	29,0	27,0	34,0
TEMPERATURA DEL AIRE EN °C													
Media	25,2	25,2	25,8	25,8	25,4	24,5	24,6	25,1	25,0	25,4	24,0	23,5	25,0
Máxima Media	30,4	31,0	31,5	32,3	31,7	29,9	31,1	30,6	31,2	32,4	31,7	30,7	31,2
Mínima Media	19,0	19,7	19,6	18,9	18,3	18,3	17,2	17,5	17,2	18,0	16,9	17,6	18,2
Máxima Absoluta	33,4	34,5	33,6	37,0	35,0	31,8	35,0	34,2	35,0	35,1	35,2	33,8	37,0
Mínima Absoluta	16,0	17,4	18,0	16,6	17,2	16,2	14,0	13,0	14,6	15,5	14,2	14,6	13,0
PRESION ATMOSFERICA EN hPa													
Media	875,1	875,1	875,6	876,1	876,5	877,6	877,2	877,5	876,6	876,4	876,1	875,6	876,3
Máxima Media	877,1	877,2	877,9	878,6	878,8	879,5	879,4	879,5	879,1	879,1	878,9	878,1	878,6
Mínima Media	872,7	872,6	872,8	873,4	874,0	875,4	874,6	875,2	873,8	873,5	873,2	872,8	873,7
Máxima Absoluta	879,3	880,1	879,5	881,0	881,0	880,9	880,9	881,3	881,4	881,0	881,4	879,3	881,4
Mínima Absoluta	870,2	870,3	870,9	870,9	872,1	873,9	871,5	872,6	870,9	871,7	870,7	871,5	870,2

ANEXO G. MÓDULOS DE RESISTENCIA DE VARIAS FORMAS DE SECCIÓN TRANSVERSAL.

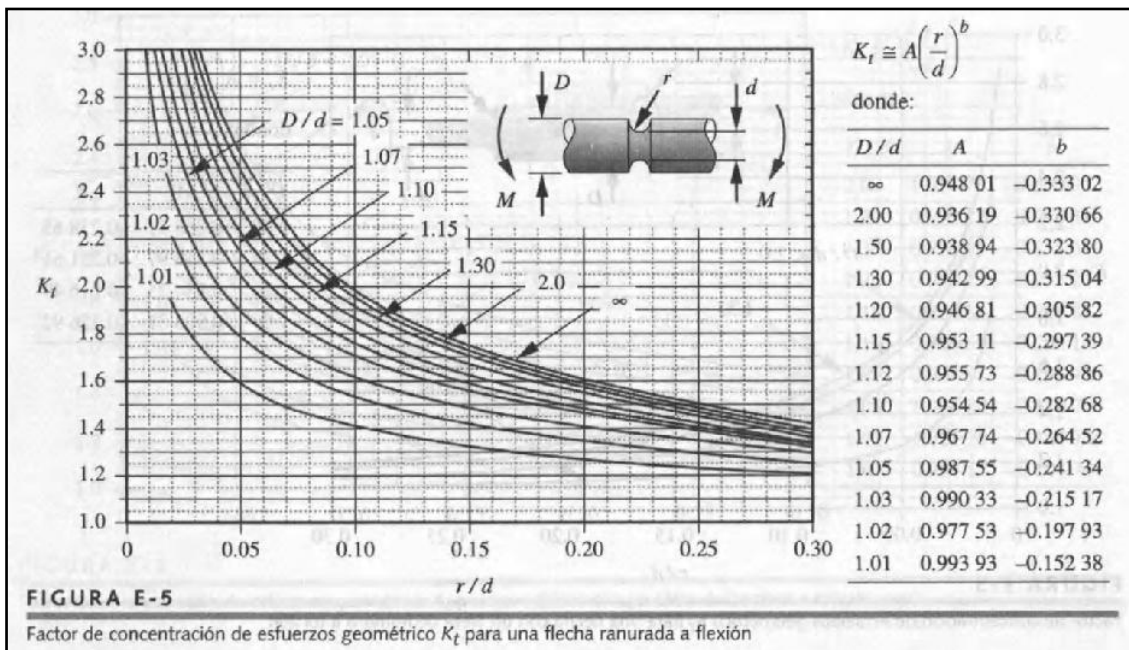
<p style="text-align: center;">Rectangular</p>  $S = \frac{bh^2}{6}$	<p style="text-align: center;">Circular (llena)</p>  $S = \frac{\pi r^3}{4} = \frac{\pi d^3}{32}$
<p style="text-align: center;">Circular hueca (tubular)</p>  $S = \frac{\pi}{4R} (R^4 - r^4)$	<p style="text-align: center;">Triangular</p>  $S = \frac{bh^3}{36}$

ANEXO H. PROPIEDADES DE LA ATMÓSFERA.

Unidades SI				Sistema Británico de Unidades			
Altitud (m)	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Densidad (kg/m³)	Altitud (pie)	Temperatura (°F)	Presión (lb/pulg²)	Densidad (slugs/pie³)
0	15.00	101.3	1.225	0	59.00	14.696	2.38×10^{-3}
200	13.70	98.9	1.202	500	57.22	14.433	2.34×10^{-3}
400	12.40	96.6	1.179	1000	55.43	14.173	2.25×10^{-3}
600	11.10	94.3	1.156	5000	41.17	12.227	2.05×10^{-3}
800	9.80	92.1	1.134	10000	23.34	10.106	1.76×10^{-3}
1000	8.50	89.9	1.112	15000	5.51	8.293	1.50×10^{-3}
2000	2.00	79.5	1.007	20000	-12.62	6.753	1.27×10^{-3}
3000	-4.49	70.1	0.9093	30000	-47.99	4.365	8.89×10^{-4}
4000	-10.98	61.7	0.8194	40000	-69.70	2.720	5.85×10^{-4}
5000	-17.47	54.0	0.7364	50000	-69.70	1.683	3.62×10^{-4}
10000	-49.90	26.5	0.4135	60000	-69.70	1.040	2.24×10^{-4}
15000	-56.50	12.11	0.1948	70000	-67.30	0.644	1.38×10^{-4}
20000	-56.50	5.53	0.0889	80000	-61.81	0.400	8.45×10^{-5}
25000	-51.60	2.55	0.0401	90000	-56.32	0.251	5.22×10^{-5}
30000	-46.64	1.20	0.0184	100000	-50.84	0.158	3.25×10^{-5}

Datos de la U.S. Standard Atmosphere, 1976, NOAA-S/T76-1562. Washington, D.C.: National Oceanic and Atmospheric Administration.

ANEXO I. FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS.

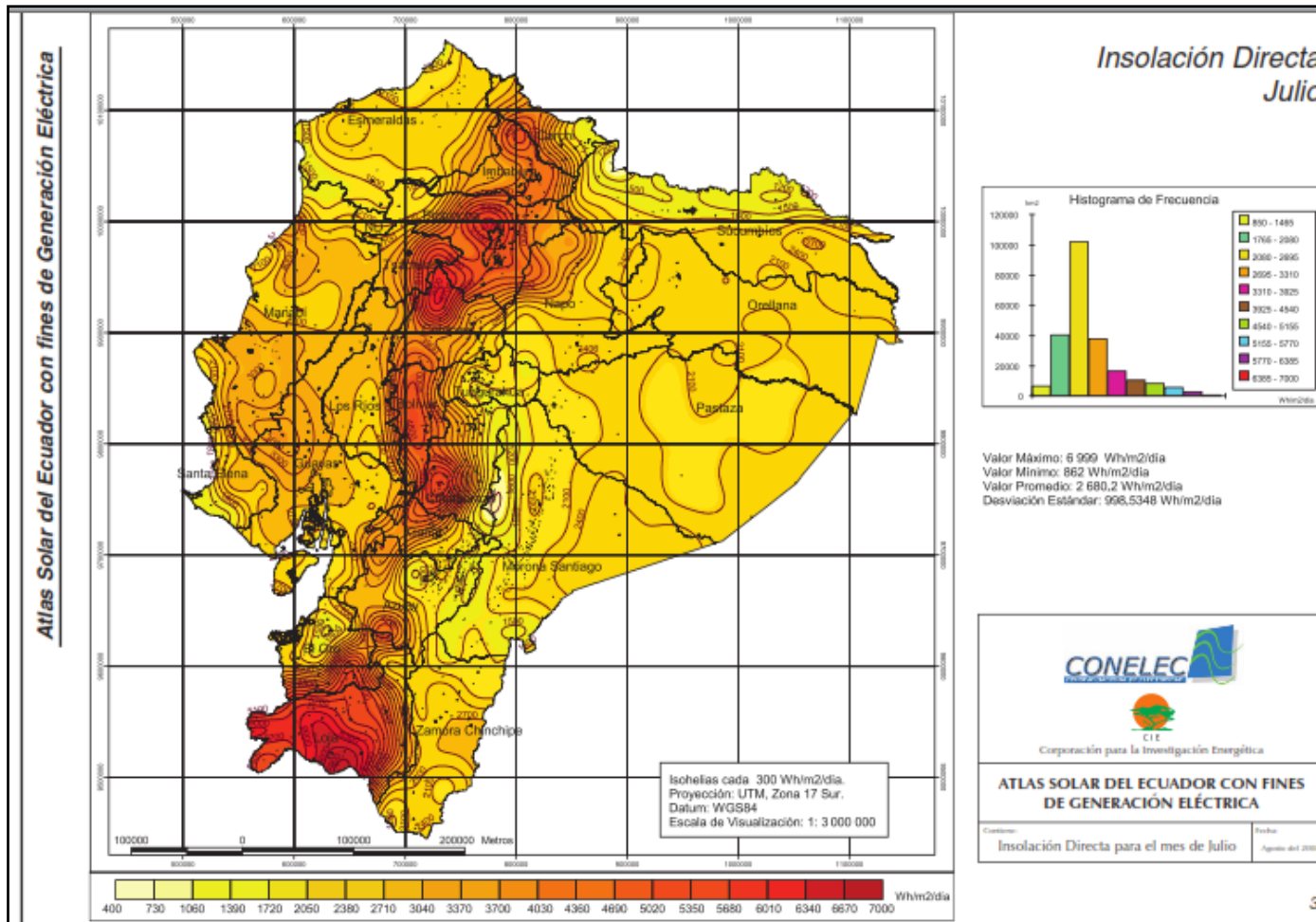


ANEXO J. CARACTERÍSTICAS DE SECCIONES PLANAS

<p style="text-align: center;">Cualquier eje central es principal</p>		
<p style="text-align: center;">Cuadrado hueco de paredes delgadas</p>	$F = 4H\delta$ $\delta < \frac{H}{15}$	$x_1 = y_1 = \frac{H}{2}$
<p style="text-align: center;">Cualquier eje central es principal</p>		

<p style="text-align: center;">Momentos de inercia: axiales J_x, J_y; centrífugo J_{xy}; polar J_p y durante la torsión libre J_t</p>	<p style="text-align: center;">Módulos de la sección: axiales W_x, W_y; polar W_p y durante la torsión libre W_t</p>	<p style="text-align: center;">Radios de giro</p> $i_x = \sqrt{\frac{J_x}{F}};$ $i_y = \sqrt{\frac{J_y}{F}}$
$J_x = J_y = \frac{2}{3} H^3 \delta = \frac{FH}{6}$	$W_x = W_y = \frac{4}{3} H^2 \delta$	$i_x = i_y = \frac{H}{\sqrt{6}} \approx 0,408H$ <p style="text-align: center;">La elipse de inercia es un círculo</p>

ANEXO K. ATLAS SOLAR DEL ECUADOR CON FINES DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.



**ANEXO L. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y TOMA DE
DATOS DEL COLECTOR SOLAR DISCO-PARABÓLICO.**

CONSTRUCCIÓN



Fig. 1. Colocación de la película de aluminio sobre el concentrador.



Fig. 2. Pintado de los soporte del concentrador.



Fig. 3. Carcasa central.



Fig. 4. Placas de acero y bases de los soportes de la columna.

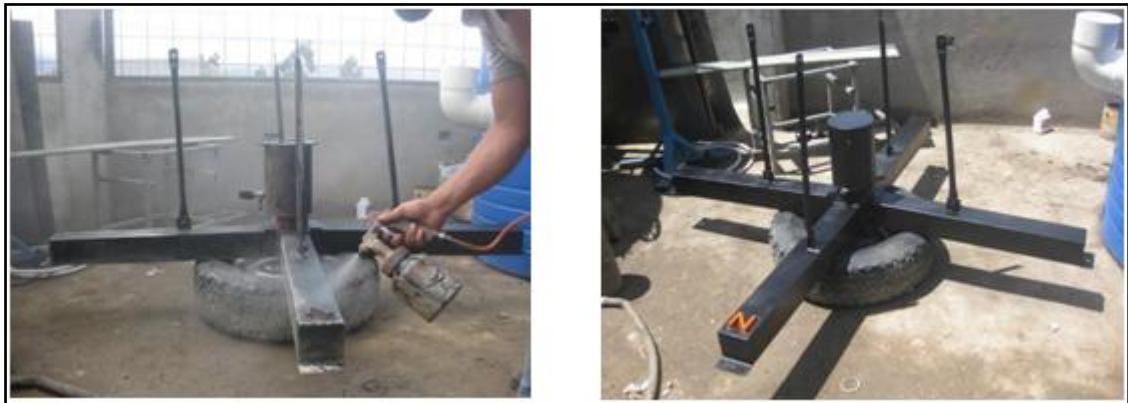


Fig. 5. Base de la estructura (acabado).



Fig. 6. Columna central de la estructura (acabado).



Fig. 7. Torneado de la caja de rodamientos.



Fig. 8. Roscado de los elementos.



Fig. 9. Soldadura provisional y resultados.

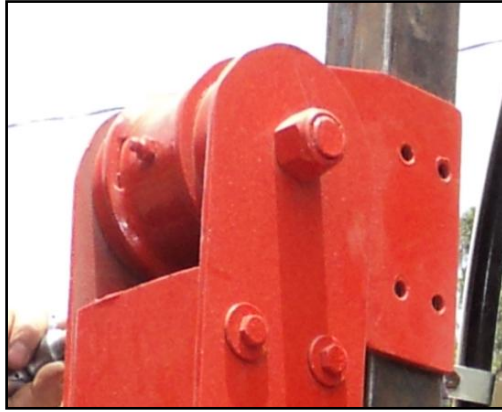


Fig. 10. Articulación para elevación de la estructura (acabado).



Fig. 11. Base de los ejes en azimut.

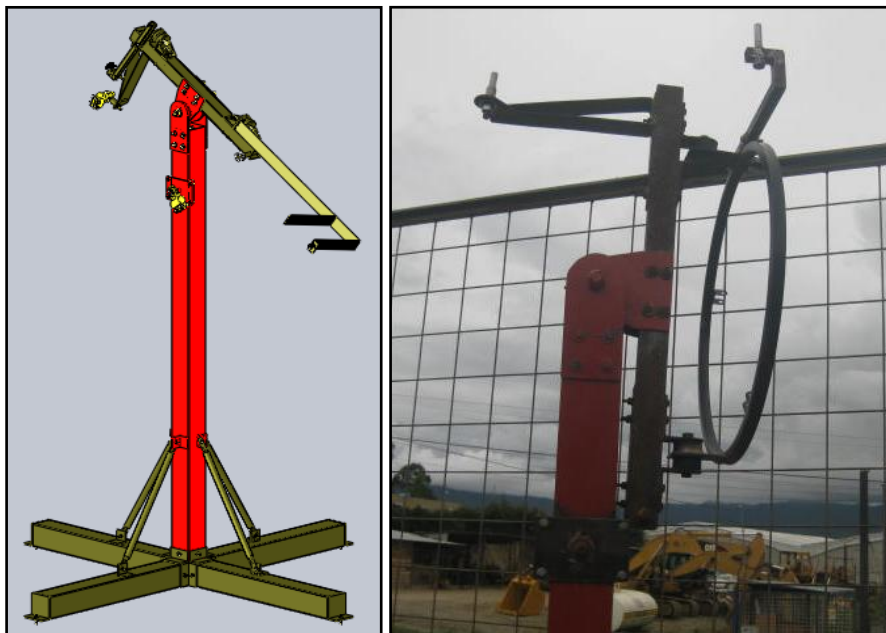


Fig. 12. Sistema de soporte y fijación mecánica (acabado).

MONTAJE



Fig. 13. Instalación de la estructura del colector.



Fig. 14. Nivelación y alineación de la base y columna.



Fig. 15. Colocación de la base para los ejes de articulación (azimut).



Fig. 16. Limpieza del reflector y posterior colocación del concentrador a la viga.



Fig. 17. Unión de la viga central a la columna.



Fig. 18. Colocación de los actuadores lineales electromecánicos.

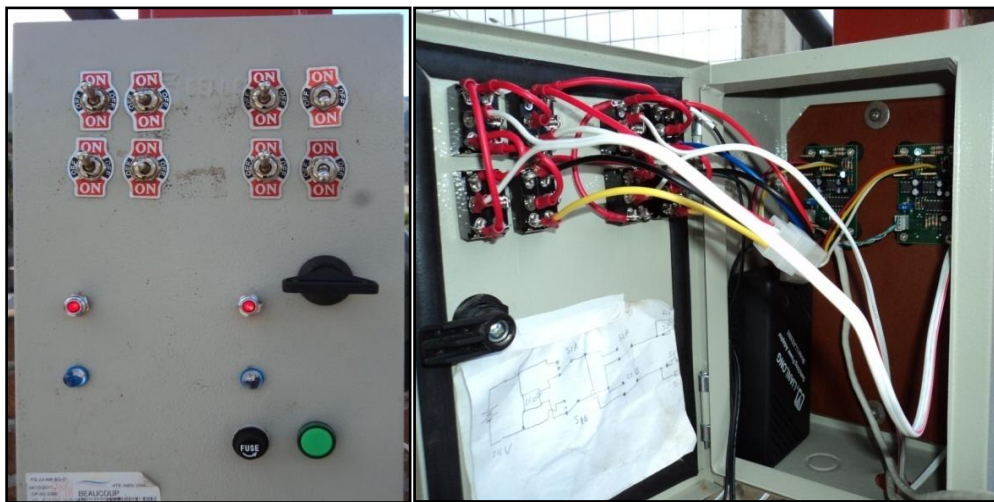


Fig. 19. Montaje y conexiones del circuito de fuerza y mando.



Fig. 20. Colocación de los sensores remotos.



Fig. 21. Sistema completo.

TOMA DE DATOS



Fig. 22. Medición de la radiación solar global.



Fig. 23. Medición de la temperatura ambiente y hoja de datos del monitoreo.



Fig. 24. Presión alcanzada durante el tiempo de monitoreo.

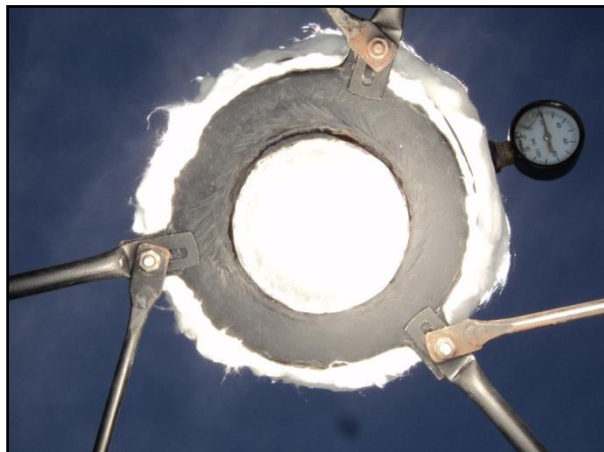


Fig. 25. Vista de la imagen solar proyectada sobre el plano focal del receptor.



Fig. 26. Temperatura interna máxima del agua alcanzada (receptor externo).

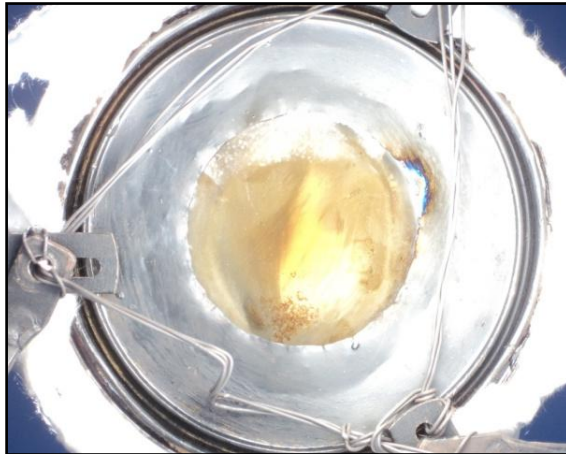


Fig. 27. Obscurecimiento de la cavidad receptora debido a las altas temperaturas producidas en el interior de la misma (receptor tipo cavidad).



Fig. 28. Temperatura máxima alcanzada en el plano focal (receptor tipo cavidad).

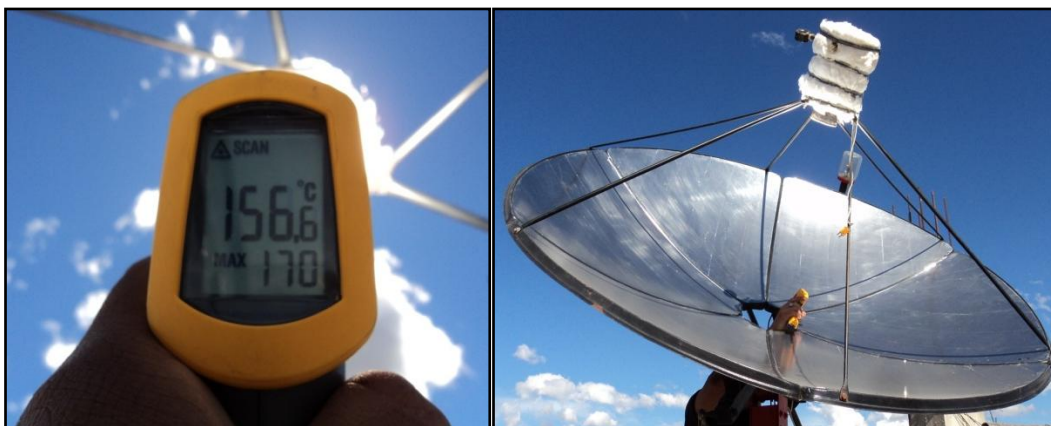


Fig. 29. Medición de la temperatura focal utilizando un pirómetro.

ANEXO M. DETERMINACIÓN DE LA POSICIÓN SOLAR.

Día	Hora (TSV)		DICIEMBRE				
			Altitud (α)		Azimut (ψ)		Zenit (θ)
	Horas	Grados	sen(α)	asen(α)	sen(ψ)	asen(ψ)	
21	6	90	0,027725	1,588707	0,917762	66,60106	88,41129
	7	75	0,264591	15,34263	0,918898	66,76551	74,65737
	8	60	0,485315	29,03309	0,908685	65,32432	60,96691
	9	45	0,674855	42,44286	0,879064	61,52972	47,55714
	10	30	0,820294	55,11421	0,802012	53,32265	34,88579
	11	15	0,911721	65,74422	0,577986	35,30903	24,25578
	12	0	0,942905	70,54522	0	0	19,45478
	13	15	0,911721	65,74422	0,577986	35,30903	24,25578
	14	30	0,820294	55,11421	0,802012	53,32265	34,88579
	15	45	0,674855	42,44286	0,879064	61,52972	47,55714
	16	60	0,485315	29,03309	0,908685	65,32432	60,96691
	17	75	0,264591	15,34263	0,918898	66,76551	74,65737
18	90	0,027725	1,588707	0,917762	66,60106	88,41129	

Día	Hora (TSV)		JUNIO				
			Altitud (α)		Azimut (ψ)		Zenit (θ)
	Horas	Grados	sen(α)	asen(α)	sen(ψ)	asen(ψ)	
21	6	90	-0,02772	-1,58871	0,917762	66,60106	91,58871
	7	75	0,209141	12,07204	0,906189	64,98393	77,92796
	8	60	0,429865	25,45902	0,879949	61,6362	64,54098
	9	45	0,619405	38,27273	0,826302	55,72075	51,72727
	10	30	0,764845	49,89316	0,712037	45,40086	40,10684
	11	15	0,856271	58,90048	0,459692	27,36724	31,09952
	12	0	0,887455	62,55522	0	0	27,44478
	13	15	0,856271	58,90048	0,459692	27,36724	31,09952
	14	30	0,764845	49,89316	0,712037	45,40086	40,10684
	15	45	0,619405	38,27273	0,826302	55,72075	51,72727
	16	60	0,429865	25,45902	0,879949	61,6362	64,54098
	17	75	0,209141	12,07204	0,906189	64,98393	77,92796
18	90	-0,02772	-1,58871	0,917762	66,60106	91,58871	

NOTA: Los cálculos de la posición solar son para los días 21 de diciembre y 21 de junio, en los cuales existe la mínima altitud con respecto al Hemisferio Sur y Norte respectivamente. Los demás cálculos fueron hechos en base a este modelo y están en el material digital en una hoja de cálculo.

ANEXO N. DETERMINACIÓN DE LA RADIACIÓN DIFUSA.

CÁLCULO DE LA RADIACIÓN DIFUSA (Gd)			
θ1		θ2	
Gsc	1367	Gsc	1367
N	149	n	149
	146,959		146,959
	2,565		2,565
	0,972		0,972
Ángulo zenit (θ)	39,050	Ángulo zenit (θ)	50,998
	0,682		0,890
	0,777		0,629
Go	1032,240	Go	836,519
Altitud msnm (A)	1238	Altitud msnm (A)	1238
r0 (tropical)	0,950	r0 (tropical)	0,950
r1 (tropical)	0,980	r1 (tropical)	0,980
rk (tropical)	1,020	rk (tropical)	1,020
a0	0,226	a0	0,226
a1	0,334	a1	0,334
K	0,246	k	0,246
Tb	0,469	tb	0,451
Td	0,133	td	0,138
Gd	137,461	Gd	115,675

NOTA: La radiación difusa calculada es para el día 29 de mayo. Los demás cálculos fueron hechos en base a este modelo.

ANEXO O. DESPIECE DEL CONJUNTO EN 3D.

NEXO P. PLANOS CONSTRUCTIVOS DEL PROTOTIPO.

ANEXO Q. TABLA DE DATOS DEL MONITOREO.

ANEXO R. ANTEPROYECTO DE LA TESIS.