
**Diseño de una montura altazimutal para una Antena parabólica de 3m de diámetro
utilizada en aplicaciones de radioastronomía**

David Eduardo Becerra Sierra y Jesús David Torres Parra

Trabajo de Grado para Optar el título de Ingeniero Mecánico

Director

Ricardo Alfonso Jaimes Rolon
Magíster en Ingeniería Mecánica

Codirector

Julian Rodríguez Ferreira
Doctor en Física con especialidad en astrofísica

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas
Escuela de Ingeniería mecánica
Bucaramanga
2022

Dedicatoria

A mis padres Pedro Emilio y Lucelly por ser un apoyo incondicional
A Pedro Alejandro, por ser mi hermano y mi mejor amigo
A José Andrés, que siempre será mi hermano
A mi Nona Celmira, por enseñarme la belleza de la vida

A mis amigos, que con el paso del tiempo se han vuelto como hermanos, y que aún en la distancia están conmigo.

David Eduardo Becerra Sierra

A mi madre Nancy.
A mis hermanas Yurley y Andrea.
A mi padre que ya no esta conmigo, pero que tengo presente en todo momento.
A mi abuela Arminda que sé que estaría orgullosa.

Jesús David Torres Parra

Agradecimientos

A mi compañero de tesis Jesus David por el apoyo y esfuerzo entregado y a los profesores Julian Rodríguez y Ricardo Jaimes, por su dirección en este proyecto.

A Felipe Mosquera por ser un amigo y un apoyo en el desarrollo de este proyecto

A mi familia de sangre y mi familia de vida, Gracias, Dziękuję Ci.
Los llevo en mi corazón.

David Eduardo Becerra Sierra

A mi familia por su apoyo incondicional.

A mis amigos de la U.

A los profesores Ricardo Jaimes y Julian Rodriguez por la dirección del proyecto.

Jesús David Torres Parra

Tabla de contenido

Introducción	13
Objetivos	14
1 Marco Referencial	15
1.1 Fundamentos de Astronomía	15
1.1.1 Coordenadas horizontales (alt-azimut)	16
1.1.2 Coordenadas ecuatoriales	18
1.1.3 Conversión de coordenadas	19
1.2 Fundamentos de la radioastronomía	21
1.2.1 Radiotelescopios	22
1.2.2 Precisión en el apuntamiento	23
1.3 Monturas para Radiotelescopios	25
1.3.1 Monturas Ecuatoriales	25
1.3.2 Monturas Altazimutales	26
1.4 Mecánica del cuerpo Rígido	27
1.4.1 Cálculo de configuraciones y Movimiento Relativo	27
1.4.2 Rotaciones de cuerpo rígido	30
1.5 Transmisión de potencia	31
1.5.1 Diseño de sistemas de transmisión de potencia	31
1.5.2 Transmisión por engranajes rectos	33
1.5.3 Ejes de transmisión	35
1.5.4 Rodamientos	36
1.6 Motores Stepper	38
1.6.1 Control de motores stepper	39
1.6.2 Modelado Matemático	40
1.7 Teoría de control en monturas altazimutales	41
1.7.1 Modelado de la Estructura	42
1.7.2 Modelado del sistema de potencia	43
1.8 Simulación por elementos finitos	43
1.8.1 Preprocesamiento	43
1.8.2 Solución	44
1.8.3 Postprocesamiento	44
2 Método	45
2.1 Descripción general	45
2.1.1 Sistema de Acople.	45
2.1.2 Sistema de Potencia	46
2.1.3 Soporte estructural	47
2.2 Requerimientos	47
2.2.1 Antena 3 Meter prime focus mesh dish	47

2.2.2	Grados de libertad	48
2.2.3	Precisión y velocidad de operación	48
2.2.4	Condiciones de viento	51
2.3	Modelado de la Antena	56
2.3.1	Descripción matemática de las configuraciones	56
2.4	Diseño del Acople	58
2.4.1	Análisis estructural del sistema de acople	62
2.5	Diseño de los sistemas de transmisión	65
2.5.1	Sistema de transmisión del eje de elevación	65
2.5.2	Sistema de transmisión del eje azimutal:	79
2.6	Diseño de la estructura soporte	88
2.6.1	Análisis estructural de la platina soporte	89
2.6.2	Análisis estructural del soporte tubular	92
2.7	Sistema de control	95
2.7.1	Control del driver HSS86 V2	97
2.7.2	Procedimiento para el movimiento de Slew	98
2.7.3	Procedimiento para el movimiento de tracking	100
2.7.4	Simulación del sistema de control	102
3	Resultados	107
3.1	Montura altazimutal	107
3.2	Presupuesto	108
3.3	Pautas de construcción y ensamble	110
4	Conclusiones	113
5	Recomendaciones y trabajos futuros	115
	Referencias Bibliográficas	117
	Apéndices	121

Lista de figuras

Figura 1	Esfera celeste	16
Figura 2	Relaciones de posición y movimiento aparente	17
Figura 3	Sistema de coordenadas horizontal	18
Figura 4	Sistema de coordenadas ecuatorial	19
Figura 5	Conversión de coordenadas celestes	20
Figura 6	Rangos del espectro electromagnético	21
Figura 7	Componentes de un radiotelescopio	22
Figura 8	Error de apuntamiento del lóbulo principal	24
Figura 9	Tipos de monturas	26
Figura 10	Posición Relativa entre dos cuerpos	28
Figura 11	Rotación de sistemas coordenados	29
Figura 12	Fases del perfil de movimiento y torque en cada fase	32
Figura 13	Diagrama de cuerpo libre sobre dos engranajes de un tren de engranajes sencillo	34
Figura 14	Motor Stepper Híbrido comercial	38
Figura 15	Control básico de un motor stepper	39
Figura 16	Mallado con elementos tipo Beam	42
Figura 17	Montura Altazimutal HayStack UIS	46
Figura 18	Grados de libertad de una montura altazimutal	48
Figura 19	Velocidades y posiciones de las estrellas Altair, Sulafat y Yildun	50
Figura 20	Sistema coordinado de cuerpo para representación de cargas Aerodinámicas	52
Figura 21	Cargas Aerodinámicas en el vértice de la antena	55
Figura 22	Representación gráfica de los sistemas de referencia y sus ejes en la montura	56
Figura 23	Representación de la montura en elevación de 45° y azimuth 315°	58
Figura 24	Sistema de acople de la antena	59
Figura 25	Sistema de acople de la antena	60
Figura 26	Peso del contrapeso vs Distancia al eje de elevación	61
Figura 27	Configuración final de los contrapesos	62
Figura 28	Mallado del sistema de acople	63
Figura 29	Condiciones de frontera para el modelo del sistema de acople.	64
Figura 30	Resultados del análisis estructural del sistema de acople	65
Figura 31	Cargas Aerodinámicas en el sistema coordinado B	66
Figura 32	Situación de carga máxima en el eje de elevación.	68
Figura 33	Configuración del sistema de transmisión del eje de elevación.	68
Figura 34	Vista explosionada del sistema de transmisión del eje de elevación.	69
Figura 35	Motor y reductor seleccionados	71
Figura 36	Engranaje del eje de elevación	72
Figura 37	Configuración del eje de elevación, vista superior	73
Figura 38	Configuración del eje de elevación	74
Figura 39	Transmisión de momentos en S_A y S_B	74
Figura 40	Modelo de viga rotativa del eje de elevación	75

Figura 41	Configuración final del eje de elevación	76
Figura 42	Diagramas de cortante, flector y flecha para el eje de elevación	77
Figura 43	Explosionado del sistema de elevación	79
Figura 44	Cargas Aerodinámicas en sistema coordenado A	80
Figura 45	Situación de carga máxima en el eje de elevación.	82
Figura 46	Configuración del eje de elevación	82
Figura 47	Relación planetaria en el eje azimutal	84
Figura 48	Curva de selección del Slew Bearing 011.20.200	88
Figura 49	Estructura de la montura	89
Figura 50	Malla usada en el modelo de la platina	90
Figura 51	Condiciones de frontera usadas en la platina soporte	91
Figura 52	Resultados preliminares de la platina soporte	91
Figura 53	Resultados del análisis estructural de la platina soporte	92
Figura 54	Sugerencias para el soporte de un slew bearing	93
Figura 55	Malla usada en el soporte	94
Figura 56	Condiciones de frontera usadas en el soporte	94
Figura 57	Resultados del análisis estructural del soporte de la montura	95
Figura 58	Control en lazo cerrado del motor Steppe	95
Figura 59	Diagrama de conexión del driver y e motor	96
Figura 60	Diagrama de conexión interna del driver HSS86 V2	97
Figura 61	Esquema de control con Arduino	98
Figura 62	Algoritmo de Slew	99
Figura 63	Posiciones de azimut y elevación para el periodo de observación	101
Figura 64	Resultados del tracking con frecuencias variables discretizadas	102
Figura 65	Modelado general del motor stepper	103
Figura 66	Generación de pulsos	104
Figura 67	Generación de pulsos	104
Figura 68	Resultados de posición y comando de pulsos para la simulación del motor stepper	105
Figura 69	Corrientes pico para diferentes torques resistivos	106
Figura 70	Montura altazimutal	107
Figura 71	Cotas de los cuñeros	111
Figura 72	Cargas Aerodinámicas en sistema coordenado A	124
Figura 73	Diagramas para máxima fuerza en x en S_A	126
Figura 74	Diagramas para máxima fuerza en y en S_A	126
Figura 75	Diagramas para máxima fuerza en z en S_A	127
Figura 76	Diagramas para máxima fuerza en x en S_B	127
Figura 77	Diagramas para máxima fuerza en z en S_B	128
Figura 78	Repositorio Github para el almacenamiento del código empleado en este proyecto	132
Figura 79	Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando F_x y M_y son máximos.	133
Figura 80	Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando F_y y M_x son máximos.	134
Figura 81	Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando F_z es máximos.	135

Figura 82	Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando M_z es máximo.	136
Figura 83	Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en Z del apoyo A es máxima.	137
Figura 84	Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en Y del apoyo A es máxima.	138
Figura 85	Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en x del apoyo A es máxima.	139
Figura 86	Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en x del apoyo B es máxima.	140
Figura 87	Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando la fuerza axial es máxima.	141
Figura 88	Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando la fuerza radial es máxima.	142
Figura 89	Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando el momento de cabeceo es máximo.	143
Figura 90	Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando el momento de torsión es máximo.	144
Figura 91	Motor esteper y su respectivo driver	145
Figura 92	Parámetros eléctricos del motor	145
Figura 93	Torque vs frecuencia	145
Figura 94	Dimensiones del motor	146
Figura 95	Características del controlador del motor	146
Figura 96	Dimensiones generales del reductor planetario	147
Figura 97	Conexiones eléctricas del driver HSS86 V2	148
Figura 98	Dimensiones de montaje del driver	149
Figura 99	Resultados del tracking con frecuencias variables discretizadas	150
Figura 100	Dimensiones generales de las coronas giratorias	150
Figura 101	Platina Frontal del subsistema de acople	151
Figura 102	Brazo del acople principal	151
Figura 103	Eje de elevación	152
Figura 104	Rueda dentada del eje de elevación	153
Figura 105	Piñón del eje de elevación	153
Figura 106	Piñón del eje de azimut	154
Figura 107	Contrapeso	155
Figura 108	Tupo soporte de contrapeso	155
Figura 109	Platina soporte del sistema de potencia (Tenedor).	156
Figura 110	Carcasa	157
Figura 111	Soporte de reductor	157
Figura 112	Tupo soporte	158

Lista de tablas

Tabla 1	Especificaciones técnicas de la antena 3 meter prime focus mesh	47
Tabla 2	Velocidades máximas y promedios en el eje de elevación para diferentes estrellas	49
Tabla 3	Velocidades máximas y promedios en el eje de azimut para diferentes estrellas	49
Tabla 4	Combinaciones de F , H , D y P	53
Tabla 5	Situaciones de carga crítica debido a las condiciones de viento	63
Tabla 6	Condiciones cinemáticas en el inicio del movimiento de Slew	67
Tabla 7	Requerimientos calculados por iteración	70
Tabla 8	Especificaciones técnicas de los elementos de potencia en el eje de Elevación	71
Tabla 9	Segunda etapa de reducción por engranajes en el eje de elevación	73
Tabla 10	Cargas máximas transmitidas en Newtons por S_A y S_B al eje de elevación	75
Tabla 11	Eje de elevación y elementos de transmisión de potencia	76
Tabla 12	Estados de cargas máximos para los rodamientos A y B en [KN]	78
Tabla 13	Requerimientos de los rodamientos	79
Tabla 14	Características de carga del rodamiento FY 40 TF	79
Tabla 15	Condiciones cinemáticas en el inicio del movimiento de Slew	81
Tabla 16	Requerimientos tabulados por iteración para el eje de azimut	83
Tabla 17	Especificaciones técnicas de los elementos de potencia en el eje de Azimut	83
Tabla 18	Engranajes para la segunda etapa de reducción en el eje de azimut	85
Tabla 19	Resumen de las máximas situaciones de carga	87
Tabla 20	Dimensiones básicas y de montaje del Slew Bearing	88
Tabla 21	Situaciones de carga crítica para la platina soporte	90
Tabla 22	Situaciones de carga crítica para el soporte de la montura	93
Tabla 23	Métodos de la clase <i>AccelStepper</i>	98
Tabla 24	Coordenadas Ecuatoriales del astro <i>Capella</i>	100
Tabla 25	Frecuencias, pasos y errores acumulados en el seguimiento de <i>Capella</i>	102
Tabla 26	Condiciones de simulación	105
Tabla 27	Especificaciones de la montura	108
Tabla 28	Costos de las piezas a fabricar	109
Tabla 29	Costos de los elementos de sujeción y soporte	109
Tabla 30	Costos de los equipos de transmisión de movimiento	110
Tabla 31	Costos totales	110
Tabla 32	Tolerancias de la distancia entre centros	111
Tabla 33	Tolerancias para el eje de elevación	111
Tabla 34	Tolerancias para los cuñeros	111
Tabla 35	Coeficientes aerodinámicos para fuerzas	121
Tabla 36	Fuerzas aerodinámicas	122
Tabla 37	Especificaciones del material y cargas en el eje de elevación	128
Tabla 38	Coeficientes para el cálculo de la resistencia a la fatiga	130

Lista de apéndices

Apéndice A. Fuerzas, Momentos y Coeficientes aerodinámicos según (Levy y Kurtz, 1979) .	121
Apéndice B. Cargas de viento en los soportes de los brazos S_A y S_B	123
Apéndice C. Memorias de cálculo para diferentes elementos mecánicos	125
Apéndice D. Scripts utilizados para el desarrollo del proyecto	132
Apéndice E. Resultados del análisis estructural del sistema de acople de la montura	133
Apéndice F. Resultados del análisis estructural de la estructura soporte de la montura	137
Apéndice G. Especificaciones técnicas y geométricas del motor stepper 86HSE8N-BC38 . .	145
Apéndice H. Especificaciones técnicas y geométricas del reductor VGF-115-L3-100-S-P2-T	147
Apéndice I. Especificaciones técnicas y geométricas del driver HSS86-V2	148
Apéndice J. Especificaciones técnicas y geométricas de la corona giratoria 011 .20.200 . . .	150
Apéndice E. Hoja de ruta constructiva de las partes a construir	151

Resumen

Título: Diseño de una montura altazimutal para una Antena parabólica de 3m de diámetro utilizada en aplicaciones de radioastronomía *.

Autores: David Eduardo Becerra Sierra,[†] Jesus David Torres Parra[‡]

Palabras claves: Diseño y simulación, Radioastronomía, Montura altazimutal, Control, Sistemas de seguimiento.

Descripción

En la actualidad los sistemas de posicionamiento son un tema de interés tecnológico debido al avance de las misiones espaciales, en donde los requerimientos de precisión son cada vez más altos. Una de las aplicaciones de estos sistemas es la radio-astronomía, rama de la astronomía que se encarga de estudiar objetos celestes que emiten en la banda de radio.

Este proyecto desarrolla el diseño mecánico y de control de una montura altazimutal para una antena de tres metros de diámetro que será utilizada en un radio interferómetro perteneciente a un proyecto conjunto entre la Universidad Industrial de Santander y el Ministerio de Ciencias.

El diseño mecánico y de potencia se realizó en base a la estimación de cargas máximas de viento por medio de coeficientes aerodinámicos (Levy y Kurtz, 1979), y estimación de velocidades de seguimiento por medio de simulación en el software *Stellarium*[§]. La montura es controlada por medio de un arduino UNO y los drivers HSS86-V2 utilizando algoritmos desarrollados en este proyecto para los movimientos de Slew y Tracking.

El diseño de los elementos estructurales es validado mediante un análisis por elementos finitos en donde se calculan los campos de desplazamiento, esfuerzo y factor de seguridad, con resultados de un factor de seguridad mínimo de 2. Así mismo, el sistema de potencia es validado mediante simulación en Matlab, asegurando la integridad del driver para las cargas obtenidas a la máxima velocidad de viento.

Logrando así el diseño de una montura altazimutal para una antena parabólica de tres metros de diámetro que permite el seguimiento y apuntamiento de cuerpos celestes bajo condiciones de viento de 108km/h a una velocidad máxima de $10^{\circ}/s$ y $20^{\circ}/s$ para los ejes de elevación y azimut respectivamente.

*Trabajo de grado

[†]Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ricardo Jaimes Rolon (Director)

[‡]Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ricardo Jaimes Rolon (Director)

[§]Stellarium es un mapa estelar que permite la conexión remota por medio de una API

Abstract

Title: Design of an AZ-EL mount for a 3m diameter parabolic antenna used in radio astronomy applications.*.

Autores: David Eduardo Becerra Sierra,[†] Jesus David Torres Parra[‡]

Keywords: Design and Simulation, Radio Astronomy, AZ-EL Mount, Control, Tracking Systems.

Description:

Positioning systems are currently a topic of technological interest due to the progress of space missions, where precision requirements are increasingly higher. One of the applications of these systems is radio astronomy, a branch of astronomy that studies celestial objects that emit in the radio band.

The mechanical and power design was based on the estimation of maximum wind loads by means of aerodynamic coefficients, and estimation of tracking velocities by simulation in the software *Stellarium*[§]. The mount is controlled by an arduino UNO and HSS86-V2 drivers using algorithms developed in this project for Slew and Tracking movements.

The design of the structural elements is validated through a finite element analysis where the displacement, stress and safety factor fields are calculated, with results of a minimum safety factor of 2. Likewise, the power system is validated through simulation in Matlab, ensuring the integrity of the driver for the loads obtained at the maximum wind speed.

In this way, the design of a mount for a three-meter diameter parabolic antenna that allows tracking and pointing of celestial objects under wind conditions of 108 km/h with maximum velocity and acceleration of $10^\circ/s$ and $20^\circ/s$ respectively is achieved.

*Bachelor Thesis

[†]Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ricardo Jaimes Rolon (Director)

[‡]Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ricardo Jaimes Rolon (Director)

[§]Stellarium is a star map that allows remote connection by means of an API

Introducción

Los sistemas de seguimiento son una pieza clave en el funcionamiento de una antena, por ende se vuelven indispensables para cualquier proyecto de radioastronomía o seguimiento satelital. Estos sistemas deben ser según su aplicación, de altos y medianos requerimientos de exactitud, lo que requiere un nivel tecnológico suficiente para suplir la necesidad.

Actualmente estos sistemas son importados, lo que genera costos muy altos para la realización de proyectos satelitales o astronómicos, proyectos que deben estar presentes en un país que busca el desarrollo de su industria y ciencia; es por esto que el proyecto de diseño de una montura altazimutal con aplicación de seguimiento de cuerpos celestes es una propuesta tecnológica que marcará un precedente en las ciencias espaciales y astronómicas que son una realidad industrial en los países desarrollados.

Ahora bien, en este documento se presenta el diseño realizado de una montura altazimutal para una antena parabólica de 3 metros de diámetro (usada en la banda de 1.4 GHz) con aplicaciones en radio-astronomía. El cual busca ampliar las propuestas tecnologicas para este tipo de equipos en nuestro país.

Objetivos

Objetivo General

- Diseñar una montura altazimutal para una antena parabólica de 3 metros de diámetro (usada en la banda de 1.4 GHz) con aplicaciones en radio-astronomía.

Objetivos específicos

- Diseñar una montura altazimutal compuesta por:
 - Una estructura soporte principal
 - Un sistema de movimiento altazimutal que permita un seguimiento y posicionamiento de objetos celestes bajo condiciones de viento máximo de 30 m/s.
 - Una estructura de acople entre la antena y el sistema de movimiento altazimutal
 - Un sistema de control de posición y velocidad con una precisión de apuntamiento esperada de 0.4° .
- Validar mediante prototipado virtual los subsistemas de acople, potencia y soporte que componen la montura altazimutal con el fin de obtener factores de seguridad, campos de desplazamiento y curvas cinemáticas.
- Generar una hoja de ruta y presupuesto para la correspondiente construcción y ensamble para el modelo funcional de la montura altazimutal.

Marco Referencial

En este capítulo se presenta la teoría necesaria para entender los requerimientos y el diseño de una montura altazimutal, abordando conceptos de astronomía, radioastronomía, aerodinámica, mecánica de sólidos y diseño de elementos de máquinas.

1.1. Fundamentos de Astronomía

La astronomía desde su base etimológica se entiende como la disciplina encargada del estudio de los "arreglos de estrellas". Hoy día, la astronomía se puede definir como el estudio de los fenómenos celestes, los cuales el hombre a lo largo de la historia desde sus primeras observaciones de los cielos se ha esforzado por descifrar ([Roy y Clarke, 2004](#)). Esta disciplina se apoya en ciencias tales como la matemática, la física, la química, y la geología para generar conocimiento a partir de la información obtenida de la energía emitida por dichos cuerpos. Esta energía proveniente del espacio viaja en forma de radiación electromagnética y se recolecta mediante instrumentación satelital, telescopios ópticos y radiotelescopios. Ahora bien, para realizar una observación astronómica el primer paso es la ubicación del objeto celeste, lo cual se lleva a cabo gracias a los conocimientos generados por la astronomía esférica la cual se encarga de establecer los sistemas coordenados y las relaciones necesarias para realizar dicha tarea.

De acuerdo a la astronomía esférica para ubicar un objeto en el cielo y describir su cambio de posición en el tiempo es necesario usar un sistema de coordenadas específico ([Roy y Clarke, 2004](#)).

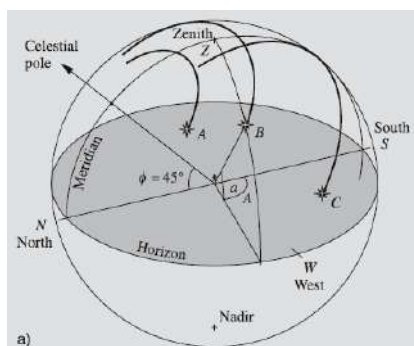
Actualmente existen diferentes sistemas de coordenadas los cuales se diferencian uno de otro de acuerdo al lugar donde se ubique su punto de origen. Entre estos tenemos el sistema topocéntrico (origen en la posición del observador), el sistema geocéntrico (origen en el centro de la tierra), el sistema heliocéntrico (origen en el centro del sol), el sistema planetocéntrico (origen en el centro de un planeta en específico) y selenocéntrico (origen en el centro de la luna).

1.1.1. Coordenadas horizontales (*alt-azimut*)

En este sistema de coordenadas el origen se ubica en la posición del observador (punto O), de tal manera que desde la perspectiva del observador, este se encuentra en el centro de un hemisferio donde los objetos celestes se mueven a su alrededor (Roy y Clarke, 2004) como se observa en la figura 1.

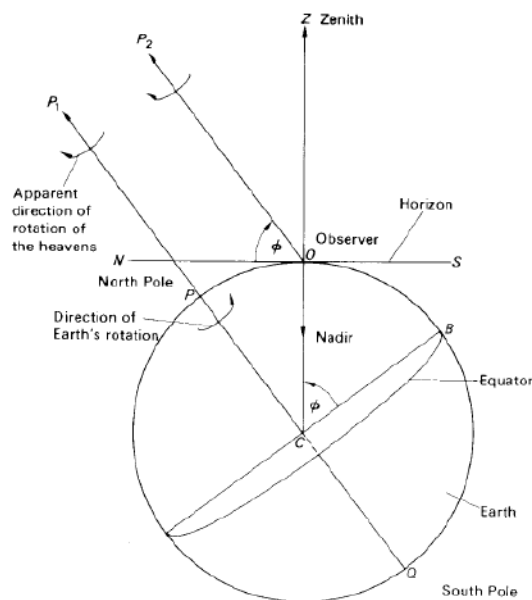
Figura 1

Esfera celeste



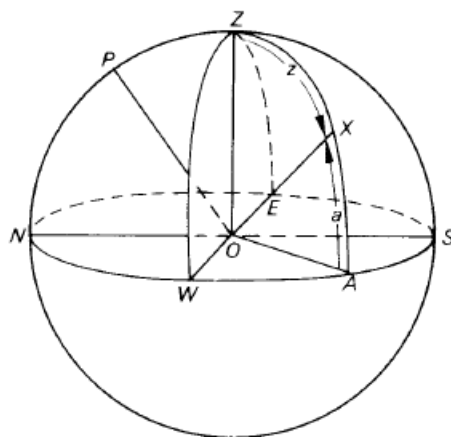
Tomado de Donner, Karttunen, Kröger, Oja, y Markku (2017)

Una descripción geométrica es presentada en la figura 2, la línea QP es el eje terrestre o el eje de rotación de la tierra, el cual al extenderse y hacer intersección con la esfera celeste del observador se obtiene el punto P1. Luego al trazar una línea paralela a la línea QP1 desde O entresacando la esfera celeste del observador se obtiene el punto P2 el cual se denomina polo norte celeste.

Figura 2*Relaciones de posición y movimiento aparente**Tomado de Roy y Clarke (2004)*

Debido al movimiento de rotación de la tierra, el movimiento aparente de los objetos celestes visto desde la posición del observador es un movimiento de rotación alrededor del eje formado por la línea OP2 o alrededor del denominado polo celeste, en donde su sentido de giro es contrario al sentido de giro de la tierra.

Ahora, de acuerdo a las coordenadas horizontales es posible definir la posición de un objeto sobre la esfera celeste mediante dos coordenadas (Roy y Clarke, 2004). La primera es el ángulo de azimuth (A), el cual se mide desde el punto cardinal norte ó sur, si el observador esta en el hemisferio norte, hasta la vertical del objeto en sentido horario, como se observa en la figura 3. El ángulo se mide en grados y va de 0 a 360°. La segunda coordenada es el ángulo de elevación o altura (a) medido desde el horizonte hasta el objeto como se observa en la figura 3, el cual se mide también en grados y va de 0 a 90°. Una coordenada alternativa a la elevación es la distancia zenital, la cual es el ángulo complemento del ángulo de elevación ($a = 90 - z$).

Figura 3*Sistema de coordenadas horizontal**Tomado de Roy y Clarke (2004)***1.1.2. Coordenadas ecuatoriales**

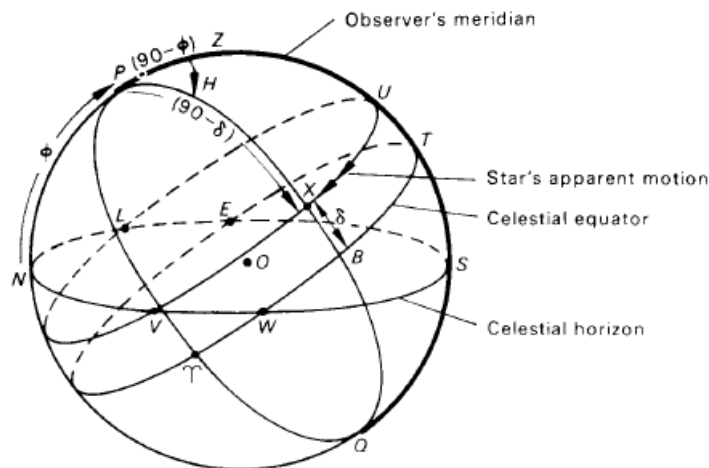
Otro sistema de coordenadas utilizado en astronomía son las coordenadas ecuatoriales. En este sistema de coordenadas se encuentran los meridianos, los cuales son cualquier gran semicírculo formado a través de P y Q, los puntos denominados polos celestes (Roy y Clarke, 2004). Por ejemplo, para un objeto X (ver figura 4), el meridiano que pasa a través de él, es el meridiano formado por los puntos PXBQ. De manera análoga a la tierra, la esfera celeste también tiene un ecuador celeste el cual es resultado de un plano perpendicular al círculo PWEQ (círculo de los polos celestes) cruzando por el centro de la esfera celeste.

Los círculos paralelos al ecuador celeste se denominan paralelos de declinación y proveen una de las dos coordenadas usadas por el sistema ecuatorial, la declinación (δ). Esta coordenada corresponde al ángulo medido en grados que va desde el ecuador celeste hasta el paralelo en el cual esta ubicado el astro, recorriendo el meridiano de dicho objeto. Se mide además hacia el norte o hacia el sur según corresponda, siendo positiva cuando se mide hacia el norte en un rango de 0 a 90°. De manera alternativa a la declinación se tiene la distancia polar norte la cual es el

complemento de la declinación (Distancia polar norte= $90^\circ - \delta$).

Figura 4

Sistema de coordenadas ecuatorial

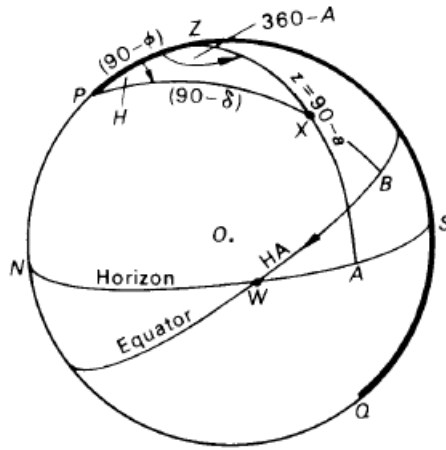


Tomado de [Roy y Clarke \(2004\)](#)

Para definir por completo el sistema ecuatorial es necesaria otra coordenada, la cual es denominada como la hora (H). Esta se refiere a la distancia angular medida en grados o en horas, que va desde el meridiano del observador hasta el meridiano del objeto celeste, medido hacia el oeste. Dicho ángulo en grados va de 0 a 360° y en horas de 0h a 24h.

1.1.3. Conversión de coordenadas

En la práctica de la observación astronómica es de vital importancia conocer la transformación de un sistema de coordenadas a otro, debido a que los equipos de observación funcionan con un sistema coordinado específico. De esta manera, si se tienen las coordenadas del objeto en coordenadas ecuatoriales pero el equipo de observación funciona bajo coordenadas horizontales, es posible realizar la conversión de coordenadas haciendo uso de la geometría esférica.

Figura 5*Conversión de coordenadas celestes**Tomado de Roy y Clarke (2004)*

La relación existente entre las coordenadas de declinación (δ), azimut (A) y altura (a) para un observador ubicado en una latitud (ϕ) norte se obtiene al aplicar la ley del coseno sobre el Triángulo esférico PZX (ver figura 5), donde el punto P corresponde al polo celeste norte, el punto Z al zenit y el punto X la ubicación del objeto celeste (Roy y Clarke, 2004). De esta forma, se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$\sin \delta = \sin \phi \sin a + \cos \phi \cos a \cos A \quad (1.1)$$

$$\sin a = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos H \quad (1.2)$$

Por medio de la ecuación 1.1, se puede obtener entonces el valor de la declinación, conociendo las coordenadas horizontales y la latitud del observador. Y luego de realizar una reorganización de la ecuación 1.2 se obtiene la ecuación 1.3 donde se calcula el valor del ángulo de la Hora (H).

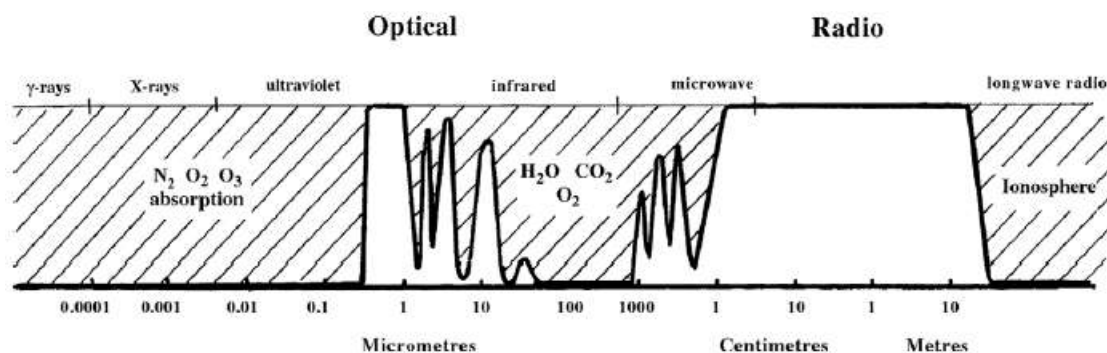
$$\cos H = \frac{\sin a - \sin \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta} \quad (1.3)$$

1.2. Fundamentos de la radioastronomía

La astronomía se divide en varias ramas de estudio de acuerdo al rango de la longitud de onda que se observe. Como se observa en la figura 6. La radioastronomía tiene como objeto de estudio las emisiones de energía que se encuentran en la región del espectro electromagnético con longitudes de onda que van desde 1 mm hasta longitudes de 10000 km .

Figura 6

Rangos del espectro electromagnético



Tomado de [Burke, Graham-Smith, y Wilkinson \(2019\)](#)

Desde el descubrimiento de las ondas de radio con Karl Jansky, la radioastronomía ha ido evolucionando hasta convertirse en la disciplina científica tal como se conoce hoy día. La cual cuenta con campos de aplicación tales como la radiación cósmica de fondo, los procesos de alta energía en galaxias, los campos magnéticos cósmicos, la astroquímica, las estrellas de neutrones y la formación de planetas y estrellas ([Burke y cols., 2019](#)). Estas áreas de investigación día a día generan cada vez más conocimiento a la par del desarrollo tecnológico de los equipos usados para tal fin. Dentro de estos equipos encontramos los satélites artificiales, radiotelescopios e interferómetros (conjunto de varios radiotelescopios).

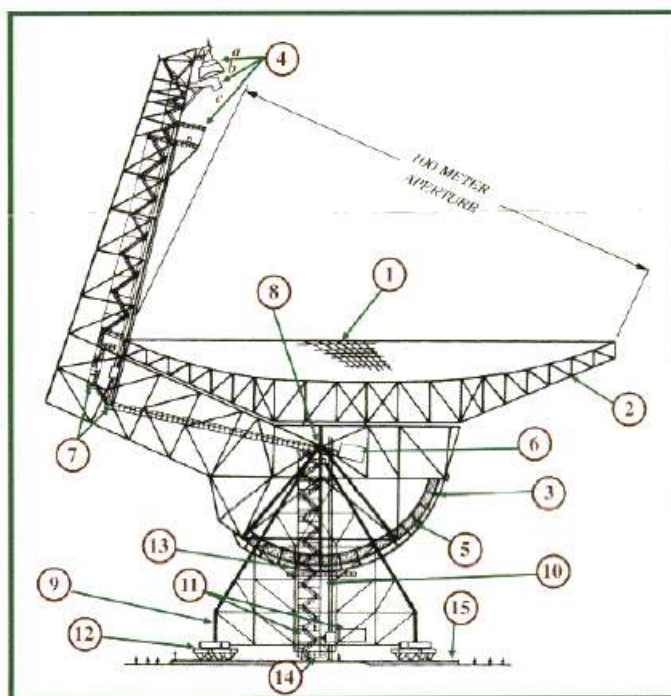
1.2.1. Radiotelescopios

Como en secciones anteriores se discutió existe una parte del universo, la cual podemos observar mediante instrumentos conocidos como radiotelescopios, los cuales están constituidos principalmente por: Un reflector principal (Main Reflector), una estructura soporte, un sistema de acople, una montura y unos cimientos. Una descripción más detallada es presentada en la figura 7.

Figura 7

Componentes de un radiotelescopio

- Key to Diagram**
1. Primary Reflector Surface
 2. Reflector Support Structure
 3. Elevation Wheel
 4. Secondary Reflector
(a) subreflector (b) prime focus
(c) receiver room
 5. Counterweight
 6. Active Surface Control Room
 7. Access Way to Focal Point
 8. Elevation Bearing
 9. Alidade
 10. Elevator
 11. Equipment Room
 12. Azimuth Trucks and Drives
 13. Elevation Drives
 14. Pintle Bearing
 15. Azimuth Track



Tomado de *Sasao y Fletcher (2009)*

En lo que constituye a la radioastronomía, una variedad de tipos de antenas han sido usadas, tales como dipolo o campana, sin embargo, la mayoría de radiotelescopios modernos usan como reflector principal una antena parabólica, la cual es, en efecto, la antena para la cual este proyecto será usado. Ejemplos de algunos radiotelescopios modernos son:

- **NASA DSN (Deep Space Network):** Antenas utilizadas en la comunicación espacial, también realizan observaciones en la banda k.

- **Large Millimeter Telescope:** Es un radiotelescopio de 50m de diámetro diseñado para observación en longitudes de onda de 1mm a 4mm.
- **ALMA (Atacama Large Millimeter Array):** Se trata de un arreglo interferométrico de antenas de 12m de diámetro con precisiones de apuntamiento de 0.16 mdeg.

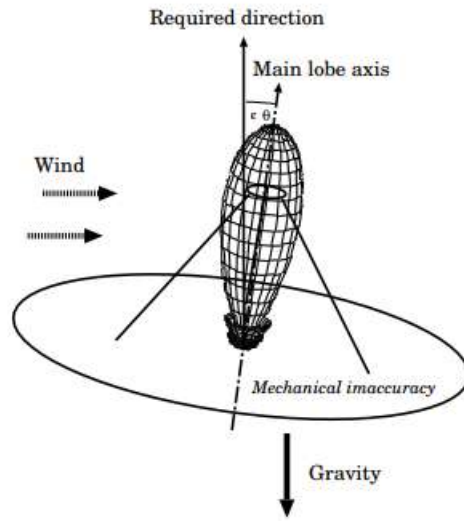
Los radiotelescopios deben ser capaces de efectuar tres tipos de movimiento:

- **Slew:** Se refiere al movimiento realizado por el radiotelescopio para apuntar a un objeto en la esfera celeste
- **Tracking:** Se refiere al movimiento que hace el radiotelescopio una vez a hecho el slew para seguir el objeto.
- **Sweep:** Es el movimiento realizado para barrer una región del cielo para estudio

Sin embargo, en su diseño son requerimientos suficientes los dos primeros tipos de movimiento, siendo el tercero una configuración que se puede basar en los dos primeros. Estos movimientos deben ser realizados con cierta precisión que depende, (como se evidencia en la siguiente sección) de la frecuencia de observación y de las características geométricas de la antena.

1.2.2. Precisión en el apuntamiento

La precisión en el apuntamiento es un requerimiento y parámetro de diseño del sistema de control. La orientación del lóbulo principal de la antena puede estar ó no estar apuntando directamente a la dirección requerida debido a deformaciones e imprecisiones mecánicas.

Figura 8*Error de apuntamiento del lóbulo principal**Tomado de (Kuo, 1996)*

Esta diferencia entre la dirección requerida y la real es conocida como *error de apuntamiento* o *error de seguimiento*, y su valor RMS es la *precisión del apuntamiento* $\sigma_\theta = \sqrt{\epsilon_\theta^2}$, que depende de la Potencia Media del ancho de banda (HPBW) por sus siglas en inglés (Sasao y Fletcher, 2009) y puede ser calculada con las ecuaciones 1.5-1.6 (Milligan, 2005):

$$\sigma_\theta \leq \frac{1}{10} HPBW \quad (1.4)$$

$$HPBW = 2 \sin^{-1} \left(0.5145 \frac{\lambda}{D} \right) \quad (1.5)$$

$$HPBW \approx 58.95^\circ \frac{\lambda}{D} \quad (1.6)$$

En donde,

- λ : Longitud de onda observada
- D : Diámetro de la antena parabólica

- *HPBW*: Half Power BeamWidth

Así pues, la precisión mínima en el apuntamiento puede calcularse en función de parámetros geométricos y operacionales de la antena, y puede ser expresada como

$$\sigma_{\theta} = \frac{1}{10} 58.95^{\circ} \frac{\lambda}{D} \quad (1.7)$$

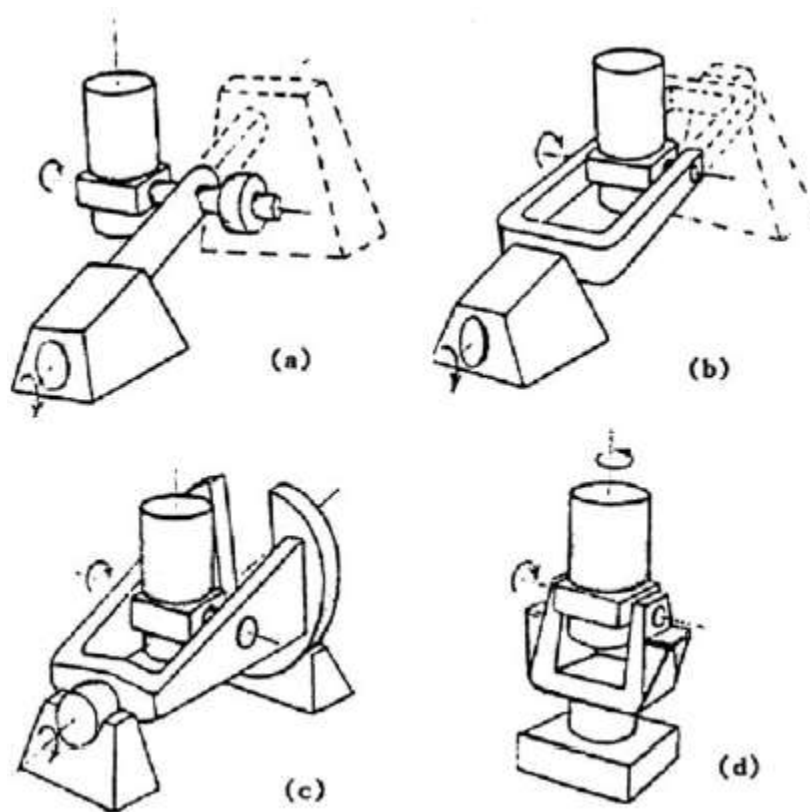
1.3. Monturas para Radiotelescopios

Un radiotelescopio en su descripción más sencilla está constituido por: el reflector principal, el sistema de recepción, los cimientos y la estructura móvil, esta última, es la que se conoce como montura. Dentro de este tipo de equipos existe dos categorías, las monturas ecuatoriales y las monturas altazimutales.

1.3.1. Monturas Ecuatoriales

Las monturas ecuatoriales poseen dos grados de libertad, el primero corresponde a la rotación sobre el eje de ascensión recta o eje polar, el cual es paralelo al eje de rotación de la tierra. El segundo grado de libertad corresponde a la rotación sobre el eje de declinación el cual es paralelo al eje polar (Cheng, 2009). Este tipo de montura es usada para telescopios y radiotelescopios de pequeño y mediano tamaño, como es el caso del telescopio optico Hale de 5 metros ubicado en el observatorio Palomar, en Estados Unidos.

Dentro de las monturas ecuatoriales existen diferentes tipos tales como las monturas asimétricas, las cuales posicionan el equipo de observación a un lado de la estructura, generando una carga excéntrica que se equilibra mediante contrapesos. Generalmente este diseño se emplea en monturas con equipos de observación pequeños. Por otro lado están las monturas simétricas con diseños tales como yugo y horquilla o zoke and forkz de herradura o "Horseshoe", como se observa en la figura 9.

Figura 9*Tipos de monturas*

(A) montura ecuatorial asimetrica, (B) montura ecuatorial de yugo y horquilla (yoke and fork), (C) montura ecuatorial de herradura, (D) montura altazimutal

Tomado de (Cheng, 2009)

1.3.2. Monturas Altazimutales

Las monturas altazimutales son un tipo de montura que de igual forma que la montura ecuatorial consta de 2 ejes de rotación perpendiculares, sin embargo la orientación de sus ejes cambia. Uno de sus ejes es vertical (azimut) y otro horizontal (elevación).

Dentro de las ventajas que tienen las monturas altazimutales respecto a las monturas ecuatoriales esta la de soportar menos esfuerzos de flexión debido a que su estructura no se encuentra en cantilever o en voladizo y no tiene un eje inclinado como es el caso de las estructuras tipo zoke

and fork", sino que en cambio los esfuerzos generados por el peso de la antena o del telescopio se transmiten directamente al eje azimutal, generando de esta forma esfuerzos de compresión y de cortante principalmente (Cheng, 2009). Además, el diseño de las monturas altazimutales no depende de la latitud del observador, de manera contraria a las ecuatoriales debido a la alineación del eje polar. La desventaja de las monturas altazimutales es el fenómeno denominado "*blind spot*" o punto ciego, el cual ocurre cuando se hace seguimiento de astros cuya declinación esta cerca al zenit, generando velocidades en el eje azimutal de magnitudes muy grandes.

Debido a las ventajas mecánicas que aporta la montura altazimutal, esta es ampliamente utilizada en la estructura de grandes telescopios y radiotelescopios, como es el caso del radiotelescopio Lovell del observatorio de Jodrell Bank en Inglaterra.

1.4. Mecánica del cuerpo Rígido

Con el fin de facilitar las labores de diseño, la montura es descrita como un un cuerpo con dos grados de libertad, uno en su eje azimutal y otro en su eje de elevación. En esta sección se presentan los fundamentos para describir matemáticamente posiciones relativas entre dos sistemas de referencia, así como también se presenta la mecánica de cuerpo rigido en tres dimensiones.

1.4.1. Cálculo de configuraciones y Movimiento Relativo

Un cuerpo en movimiento usualmente es un buen candidato a ser usado como marco de referencia (Ginsberg, 1995), por lo cual es necesario tener una manera sistemática de describir la posición de un cuerpo respecto a otro.

Existen diversas forma de representaciones, en este caso usaremos las matrices de transformación [T] definida en términos de una matriz de rotación, la cual define la orientación relativa, y de un vector de posición, el cual define la posición relativa. Para el caso de la figura 10 la matriz

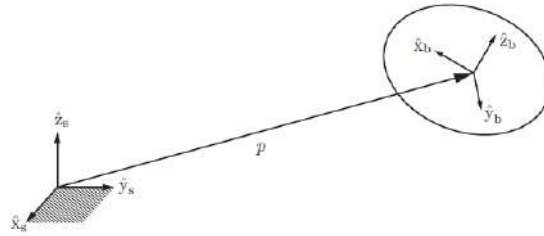
estaría expresada como:

$$[T]_{sb} = \begin{bmatrix} [R]_{sb} & p_{sb} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1.8)$$

En donde, $[T] \in \mathbb{R}^{4 \times 4}$, $[R] \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ y $p \in \mathbb{R}^3$, siendo $[R]_{sb}$ la matriz de orientación que representa a b respecto a s, y el vector p el vector de posición relativa de b respecto a s (en coordenadas $[x_s y_s z_s]$)

Figura 10

Posición Relativa entre dos cuerpos



Representación gráfica de un sistema de referencia fijo S y un sistema de referencia atado al cuerpo B.

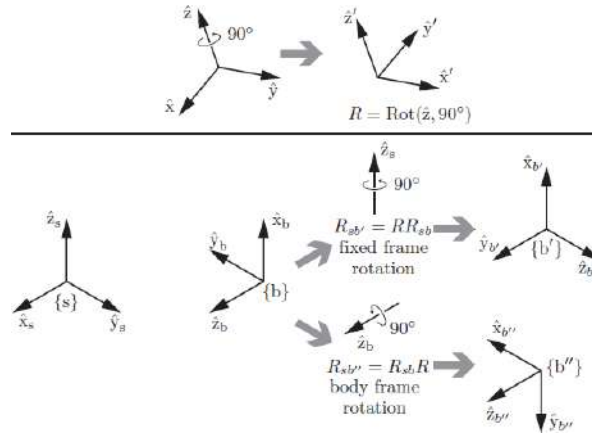
Tomado de (Lynch y Park, 2017)

Las matrices de rotación son usadas para representar orientaciones, transformar vectores entre sistemas coordenados y rotar vectores o sistemas coordenados, en este último caso la matriz actúa como un operador y es calculada según la fórmula *Rodrigues* a partir un vector unitario de rotación $\hat{w}$ y un ángulo θ (Lynch y Park, 2017).

$$[\hat{w}] = \begin{bmatrix} 0 & -w_3 & w_2 \\ w_3 & 0 & -w_1 \\ -w_2 & w_1 & 0 \end{bmatrix} \quad \hat{w} = \{w_1, w_2, w_3\} \quad (1.9)$$

$$Rot(\hat{w}, \theta) = I + \sin(\theta)[\hat{w}] + (1 - \cos(\theta))[\hat{w}]^2 \quad (1.10)$$

En donde $[\hat{w}]$ es la representación skew-simétrica del vector $\hat{w}$, el nuevo sistema de referencia

Figura 11*Rotación de sistemas coordenados*

Rotación de sistemas coordenados premultiplicando o postmultiplicando por el operador $\text{Rot}(\hat{w})$
 . Tomado de (Lynch y Park, 2017)

se podrá expresar según la ecuación 1.11 y la figura 11

$$R' = \text{Rot}(\hat{w}, \theta)[R] \quad \text{ó} \quad R'' = [R] \text{Rot}(\hat{w}) \quad (1.11)$$

Las matrices de transformación $[T]$ son usadas para representar orientaciones y ubicaciones, transformar vectores entre sistemas coordenados, o para transformar sistemas de referencia.

La transformación de sistemas coordenados se puede realizar mediante el operador la pre o postmultiplicación de la matriz $[T]$ en donde $[R] = \text{Rot}(\hat{w})$ y p es el vector de traslación.

Las matrices de transformación son útiles a la hora de llevar estado de cargas de un sistema coordenado a otro. Primero se define los vectores *Wrench* $\mathcal{F}$ definidos como lo presenta la ecuación 1.12, en donde la letra M se refiere a momentos y la letra F a fuerzas

$$\mathcal{F} = \begin{bmatrix} M_x & M_y & M_z & F_x & F_y & F_z \end{bmatrix}^T \quad (1.12)$$

Sea el estado de cargas en el sistema coordenado $\{A\}$ ${}^A\mathcal{F}$ y se quiere transmitir ese estado de cargas al sistema coordenado $\{B\}$ se puede realizar mediante

$${}^B\mathcal{F} = [Ad_{T_{ab}}]^T {}^A\mathcal{F} \quad (1.13)$$

En donde $Ad_T \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ se define como

$$Ad_T = \begin{bmatrix} R & 0 \\ [p]R & R \end{bmatrix} \quad (1.14)$$

1.4.2. Rotaciones de cuerpo rígido

Con el objeto de poder tratar la montura como un sistema libre con dos grados de libertad, es necesario conocer la dinámica rotacional de un cuerpo en tres dimensiones. Sí se define la matriz de inercia del cuerpo respecto a un sistema coordenado como:

$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (1.15)$$

La sumatoria de momentos se puede expresar como

$$\sum M = [I]\{\alpha\} + \dot{\omega} \times [I]\{\omega\} \quad (1.16)$$

La matriz de inercia puede cambiar cuando el cuerpo cambia su orientación respecto al sistema coordenado, la nueva matriz de inercia $[I]'$ puede calcularse en términos de la rotación como

$$[I]' = [R][I][R]^T \quad (1.17)$$

Teniendo así el conjunto de ecuaciones para describir la rotación de un cuerpo en tres dimensiones

1.5. Transmisión de potencia

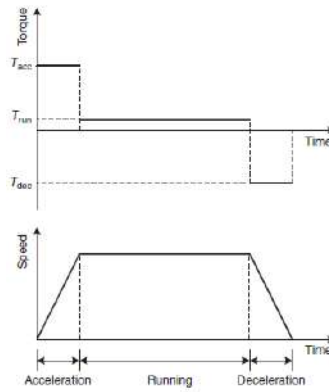
En todo equipo móvil existen sistemas de transmisión de potencia, dado que estos son pieza crucial en la generación de movimiento. Un sistema de transmisión de potencia se puede definir como un sistema formado por una fuente motriz acoplada a un mecanismo por el cual se genera un impulso de salida (Budynas y Nisbett, 2008). La fuente motriz generalmente es un motor y los mecanismos de transmisión o simplemente transmisiones mas utilizadas son los engranajes (rectos, cónicos, helicoidales, planetarios), el tornillo sin-fin corona, las poleas y las cadenas.

De acuerdo a las necesidades de cada aplicación se hace uso de una transmisión en específico, teniendo en cuenta los requerimientos de diseño del sistema. A continuación se exponen las generalidades para el diseño de un sistema de transmisión de potencia.

1.5.1. *Diseño de sistemas de transmisión de potencia*

Para realizar el diseño de un sistema de transmisión de potencia se deben establecer antes que nada los requerimientos de velocidad (W_l), torque (T_l) e inercia de la carga (J_l), así como también los criterios de diseño que demande la aplicación, tales como costos, precisión, ciclo de trabajo, etc (Gurocak, 2016). Luego se realiza un proceso iterativo de diseño y de selección de los elementos mecánicos tales como motor, acople y reductor que cumplan con el objeto de diseño.

Ahora bien, para la selección del motor es necesario calcular el torque de arranque y de operación requerido por este, para cumplir con el perfil de movimiento de la aplicación (ver figura 12).

Figura 12*Fases del perfil de movimiento y torque en cada fase**Tomado de (Gurocak, 2016)*

El torque de aceleración y de operación se calculan mediante las ecuaciones 1.18 y 1.19 respectivamente.

$$T_{acc} = J_{total} \alpha_m + T_{load,m} \quad (1.18)$$

$$T_{run} = T_{load,m} \quad (1.19)$$

Donde,

- T_{acc} : Torque de aceleración requerido por el motor. ■ α_m : Aceleración angular del motor
- T_{op} : Torque de operación del motor.
- $T_{load,m}$: Torque generado por la carga re- ■ J_{total} : Inercia total del sistema

Además de cumplir con el torque y la velocidad de la aplicación, en términos prácticos se aconseja que el conjunto del motor, transmisión y carga cumpla con una relación de inercia que este entre 5 y 10 con el fin de lograr un buen desempeño del motor y evitar sobre-dimensionamientos (Gurocak, 2016). A continuación se presentan la ecuación de la relación de inercia J_R y de la

inercia reflejada J_{ref} , la cual corresponde a la inercia de la carga vista desde el motor.

$$J_R = \frac{J_{acople,eje} + J_{ref} + J_{red}}{J_m} \quad (1.20)$$

$$J_{ref} = \frac{J_{load}}{\eta N^2} \quad (1.21)$$

Donde,

- $J_{acople,eje}$: Inercia del acople entre el eje del motor y el reductor
- J_m : Inercia del motor.
- J_{red} : Inercia del reductor.
- η : eficiencia del reductor.
- N : Relación de transmisión.

1.5.2. Transmisión por engranajes rectos

Los engranajes rectos son un tipo de engranaje con dientes paralelos al eje de rotación usados ampliamente en la industria para transmitir movimiento y potencia entre ejes paralelos (Budynas y Nisbett, 2008). Cuando dos engranajes se acoplan, sus círculos de paso ruedan uno sobre el otro sin deslizamiento, de tal forma que la velocidad de línea de paso es igual para ambos engranes estableciendo así la relación de transmisión entre estos. En las ecuaciones 1.22 y 1.23 se muestra esta formulación.

$$V = |r_1 \omega_1| = |r_2 \omega_2| \quad (1.22)$$

$$m_g = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \left| \frac{r_1}{r_2} \right| \quad (1.23)$$

Donde,

- r_1 : Radio de paso del engranaje motriz.
- ω_1 : Velocidad angular del engranaje motriz.
- r_2 : Radio de paso del engranaje conducido.
- ω_2 : Velocidad angular del engranaje con-

ducido.

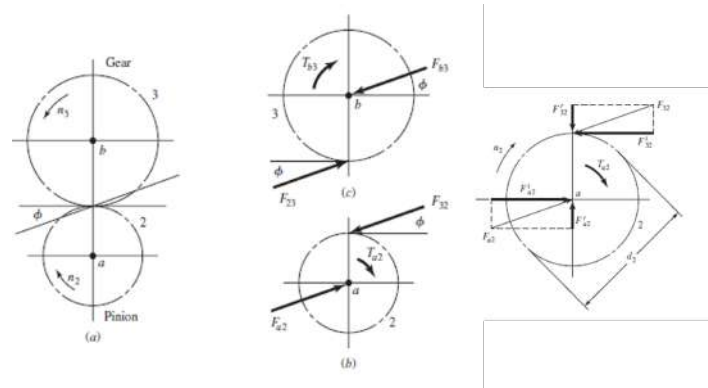
■ V : Velocidad en la línea de paso.

■ m_g : Relación de transmisión.

Por otra parte, los engranajes además de transmitir movimiento también transmiten potencia, lo cual se ve reflejado en la carga transmitida W a través del engranaje 1 al engranaje 2, siendo la componente tangencial la responsable del torque transmitido, esto usualmente se expresa como W_{21}^t , en dónde el superíndice t significa tangencial. Esta carga es la componente tangencial de la fuerza aplicada sobre el engranaje como se muestra en la figura 13.

Figura 13

Diagrama de cuerpo libre sobre dos engranajes de un tren de engranajes sencillo



Tomado de (Budynas y Nisbett, 2008)

El torque transmitido en función de la carga se expresa como se muestra en la ecuación 1.25.

$$w_t = F_{32}^t \quad (1.24)$$

$$T = \frac{d_2}{2} w_t \quad (1.25)$$

Teniendo como base la carga que transmiten los engranajes es posible diseñarlos realizando el calculo de la resistencia de estos, teniendo en cuenta los esfuerzos de contacto, desgaste y flexión, tal y como se presenta en la metodología propuesta por AGMA (American Gear Manufacturers Associations). De acuerdo a (Budynas y Nisbett, 2008), AGMA propone calcular el esfuerzo de flexión de los engranajes (ver ecuación(1.26) teniendo presente diferentes factores de corrección

tales como el factor de sobrecarga (k_o), el factor de tamaño (k_s), el factor dinámico (k_v), el factor de espesor de aro (k_b), el factor de distribución de la carga (k_m) y el factor geométrico (J), y parámetros geométricos tales como el paso diametral (p_d) y el ancho de cara (f).

$$\sigma_f = w_t k_o k_v k_s \frac{p_d k_m k_b}{f J} \quad (1.26)$$

Después de definir el esfuerzo por flexión del engranaje, se define el esfuerzo permisible de flexión (σ_{perm}) y por consiguiente un factor de seguridad (s_f) para el diseño del engranaje.

$$\sigma_{perm} = \frac{s_t y_n}{k_t k_r} \quad (1.27)$$

$$s_f = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_f} \quad (1.28)$$

El esfuerzo permisible corresponde al esfuerzo de flexión permisible dado por el tipo de material y los tratamientos aplicados sobre este, corregido mediante los factores de confiabilidad (k_r), temperatura (k_t) y de ciclaje (y_n).

El diseño de engranajes comprende de dos etapas, la primera, consta de un diseño puramente cinemático en donde se busca a partir de una configuración de módulo y número de dientes, lograr la relación de transmisión requerida junto con los requisitos que la aplicación requiera. La segunda corresponde al cálculo de la resistencia del engranaje, este proceso es iterativo hasta conseguir una configuración que logre la relación de transmisión, los requerimientos de precisión y la resistencia requerida.

1.5.3. Ejes de transmisión

Los ejes de transmisión o flechas son un elemento rotatorio utilizado para la transmisión de potencia y movimiento (Budynas y Nisbett, 2008). Estos elementos mecánicos por lo general están sujetos a otros componentes tales como engranajes o poleas. Su diseño parte de una disposición geométrica tentativa y de la ubicación de cargas y soportes.

Debido al giro del eje mientras está sometido a flexión, las flechas se diseñan bajo carga dinámica, por lo que los criterios de falla se basan en la teoría de fatiga y sus criterios de falla. El criterio de falla de *Goodman Modificado* se presenta en la ecuación 1.29.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (1.29)$$

Donde, para un estado multiaxial de esfuerzos, σ'_a corresponde al esfuerzo alterno equivalente de Von mises, σ'_m a el esfuerzo medio equivalente de Von mises, n es el factor de seguridad, S_e es el limite de resistencia por fatiga y S_{ut} el esfuerzo ultimo a la tracción.

Para el cálculo de esfuerzos es importante definir la geometría tentativa del eje, con el fin, de poder considerar los concentradores de esfuerzo a la fatiga K_f .

1.5.4. Rodamientos

Con el fin de dar soporte a elementos rodantes con poca perdida de potencia, se utilizan soportes de contacto rodante (rodamiento) o de contacto deslizante (cojinete). En esta sección se especificará los parámetros de selección de rodamientos, debido a las condiciones de velocidad son más apropiados para la aplicación.

La selección de rodamientos está basada en el estudio estadístico de la vida de los engranajes bajo ciertas condiciones de carga, lo anterior los fabricantes suelen especificarlo mediante *la clasificación de carga de catálogo* C_o y la vida nominal del grupo $(L_{10})_1$ (Budynas y Nisbett, 2008), estos puntos están asociados a una confiabilidad de 0.9. Sin embargo, para asociarlo con las condiciones

de carga y aplicación requeridas se usa la ecuación 1.30

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_r 60} \right)^{1/a} \quad (1.30)$$

Donde,

- L : Vida en horas (Aplicación)
- F_D : Carga radial de trabajo
- n : Velocidad en rpm

Los subíndices D y R se refieren a los de diseño y rating, respectivamente, usualmente para los fabricantes de rodamientos $L_R n_R 60 = 10^6$, sin embargo es buena practica revisarlo en el catálogo respectivo.

Usualmente se requiere trabajar con una confiabilidad más alta de 0.9, sin embargo, esto requiere los parámetros de distribución de Weibull para el rodamiento en cuestión, datos que usualmente son difíciles de conseguir.

Cuando el rodamiento está sometido a carga axial por el hombro, anillo de retención o sujeción, es necesario calcular una carga radial equivalente que causará los daños sumados de la carga axial y radial, esto, usualmente se puede expresar como

$$F_e = X_i V F_r + Y_i F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{V F_r} \leq e \quad (1.31)$$

$$F_e = V F_r \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{V F_r} > e \quad (1.32)$$

En donde los parámetros de V, X_i, Y_i y e están referenciados para cada tipo de rodamiento en los catálogos.

Es importante tener consideraciones en la selección de los rodamientos cuando estos están

trabajando a muy bajas velocidades, en este caso, se compara con la carga estática del rodamiento C_o a partir de un cálculo que cada fabricante provee.

1.6. Motores Stepper

En aplicaciones de control de movimiento, tal como es el objeto de este proyecto, los motores más comunes son los Servomotores (Brushless) y los motores stepper o paso a paso. Estos últimos resultan ser preferidos en aplicaciones de baja velocidad, debido al alto torque que manejan y su relación Potencia - Precio (Gurocak, 2016).

Debido a que los motores Stepper trabajan en un ciclo abierto de control la pérdida de pasos, o el deslizamiento debido a altos torques externos, es un problema que se puede presentar, sin embargo, en el mercado se encuentran soluciones de motores híbridos* con encoder incorporado, estos motores trabajan con drivers que permiten el uso de micropasos y realizan control chopper de corriente, lo cual, resulta en poder trabajar a mayores voltajes.

Figura 14

Motor Stepper Híbrido comercial



Tomado de (Acarney, 2007)

El modelo matemático de un motor híbrido, se presentará en las secciones 1.6.1

*Motores cuyo diseño combinan los principios de funcionamiento de motores de imán permanente y reluctancia variable

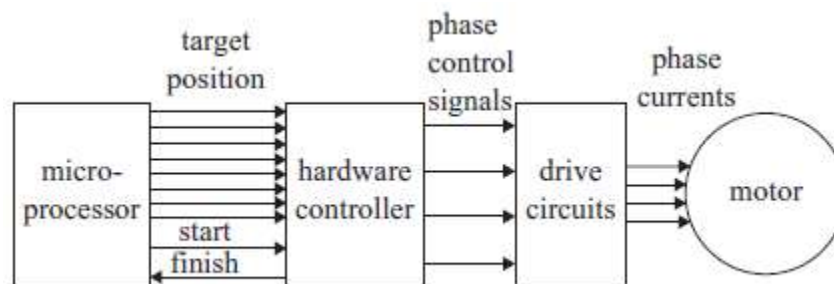
1.6.1. Control de motores stepper

Los motores steppers son motores que funcionan bajo el principio de un campo magnético giratorio, esto se logra permutando tanto las bobinas (polos) del motor como su polaridad, para el control de esto se precisan tres acciones básicas (ver figura 15)

1. Controlador que permute adecuadamente las señales de las bobinas según el pulso de controlador superior lo ordene.
2. Un generador de pulsos que cumpla con la frecuencia adecuada para lograr la velocidad requerida
3. Un control de corriente con el fin de controlar la posición y velocidad del eje del motor

Figura 15

Control básico de un motor stepper



Tomado de (Acarney, 2007)

Normalmente para llevar a cabo las acciones (1) y (3) se utiliza algunas de las dos opciones

1. Un controlador (Arduino) y un puente H, conocido como un driver de circuito bipolar
2. Un controlador con realimentación y control por micropasos.

Sobre la metodología de control implementada en el presente proyecto se dedica una sección en el capítulo de método.

1.6.2. Modelado Matemático

El modelado matemático de un sistema de transmisión de potencia de un motor stepper se puede representar como el acoplamiento del modelado eléctrico y mecánico.

1.6.2.1 Modelado eléctrico El modelad eléctrico consiste en base a los parámetros físicos del motor encontrar el torque eléctrico producido, esto, con el fin de poder evaluarlo en las ecuaciones de la mecánica rotacional.

El modelo descrito por las ecuaciones 1.33 - 1.35 se basa en los parámetros de inductancia, resistencia, constante de torque, voltage y corriente los que el motor está sometido ([Gaan, Kumar, y Majumder, 2017](#))

$$v_a = R i_a + L \frac{di_a}{dt} - K_t w \sin(p\theta) \quad (1.33)$$

$$v_b = R i_b + L \frac{di_b}{dt} - K_t w \cos(p\theta) \quad (1.34)$$

$$\tau = -K_t i_a \sin(p\theta) + K_t i_c \cos(p\theta) \quad (1.35)$$

En donde,

- V_a : Voltaje en la bobina A [V]
- V_b : Voltaje en la bobina B [V]
- i_a : Corriente en la bobina A [A]
- i_b : Corriente en la bobina B [A]
- L : Inductancia del motor [H]
- R : Resistencia del motor [Ohm]
- K_t : Constante de Torque [Nm/A]

En donde el motor, puede trabajar con una fuente de voltage constante o realizando un control

de corriente para los micropasos, basándose en las ecuaciones 1.36 - 1.37

$$i_a = I \cos \left(\frac{h\pi}{2N} \right) \quad (1.36)$$

$$i_b = I \sin \left(\frac{h\pi}{2N} \right) \quad (1.37)$$

En donde I es la corriente nominal del motor. Otro aspecto que es de importancia en el manejo de altas velocidades son las frecuencias de resonancia que se pueden calcular como

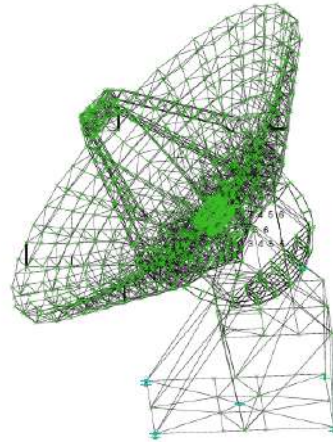
$$-T' \theta = J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + T_{load} \quad (1.38)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{T'}{J}} \quad (1.39)$$

En donde $T' [Nm/deg]$ es calculada como la rigidez características de Torque/posición, asociada al error estático en el torque.

1.7. Teoría de control en monturas altazimutales

El control de monturas altazimutales, tal y como lo plantea ([Gawronski, 2008](#)) está basado en el modelado que se pueda obtener de ella. En esta sección se hace una descripción detallada de los posibles modelos y técnicas implementadas

Figura 16*Mallado con elementos tipo Beam**Tomado de (Gawronski, 2008)*

El modelado de una montura requiere de establecer modelos para los subsistemas que la componen tales como la estructura, el sistema de potencia y el sistema de control. Dentro de esto se puede especificar con tanto detalle cada uno de estos,

1.7.1. Modelado de la Estructura

La estructura puede modelarse como una estructura rígida o deformable, en donde para el primer caso la mecánica rotacional de cuerpo rígido aplica, siendo entonces modelada como

$$T = J \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (1.40)$$

En donde T representa los torques externos aplicados. Esta aproximación es la más simplificada, y puede obtenerse resultados aplicables a estructuras pequeñas o de bajo peso, sin embargo, cuando los requerimientos de precisión aumentan, o el tamaño de la misma debe aumentar, se deben considerar modelos en donde la deformación estructural esté relacionada, esto se puede realizar por medio de análisis modales (Gawronski, 2008).

1.7.2. Modelado del sistema de potencia

El modelado del sistema de potencia sufre de las mismas condiciones que el modelo de la montura y el modelado estructural, este modelo está conformado por el motor (cuyó modelo se presento en secciones anteriores) y el sistema de transmisión, el cual, puede tratarse como cuerpo rígido o cuerpo deformable. En secciones posteriores se hará énfasis de las limitantes que tiene esta última aproximación.

1.8. Simulación por elementos finitos

El método de elementos finitos corresponde a un método numérico aproximado usado para la solución de ecuaciones diferenciales parciales presentes en diferentes problemas físicos e ingenieriles. Este método se emplea principalmente en simulaciones con aplicaciones de ingeniería. A continuación se describe el proceso empleado para realizar simulaciones estático estructurales a través del software de elementos finitos ANSYS.

1.8.1. Preprocesamiento

El preprocesamiento consiste en la fase de desratización del problema a resolver. En esta etapa se asigna la geometría del modelo, las propiedades, el material, y las condiciones de fronteras del problema vistas como las restricciones de movimiento, apoyos y cargas. Además en esta etapa se lleva a cabo el proceso de mallado de la geometría, en donde se divide en elementos tridimensionales, bidimensionales o unidimensionales según sea el caso, mas pequeños interconectados entre sí, con puntos en común denominados nodos ([Madier, 2020](#)).

La malla empleada sobre el modelo afecta directamente la precisión de la solución. Al usar elementos mas pequeños se obtiene mayor precisión requiriendo a su vez mayores recursos computacionales, de tal manera se aconseja escoger un tamaño y tipo de elemento adecuado para la solución, así como también es posible diferentes métodos de mallado como son el de refinamiento de malla

y el mallado adaptativo, entre otros.

1.8.2. Solución

La fase de solución del modelo corresponde al proceso en el cual usando recursos de computo se realiza el ensamblaje de una gran arreglo matricial con las ecuaciones de gobierno de cada elemento discretizado y se determina la solución numérica del problema en cuestión. Esta etapa junto con el proceso de mallado corresponden a las etapas que mas consumen tiempo y recursos computacionales.

1.8.3. Postprocesamiento

Para problemas estáticos estructurales, el software de elementos finitos calcula los desplazamientos de cada nodo. De esta forma, a partir de esta solución es posible obtener cada uno de los resultados que sean de interés para el problema, tales como esfuerzos, deformaciones, factores de seguridad, etc. En esta etapa además de analizar los resultados de interés, también es importante comprobar la validez de la solución revisando los archivos de registro o "log files" donde se encuentra toda la información concerniente a la convergencia, residuos y errores en la solución (Madier, 2020). Adicional a esto, si los resultados no concuerdan con la naturaleza del modelo es necesario volver a configurarlo, volviendo a la primera etapa de preprocesamiento convirtiéndose en un proceso cíclico hasta obtener una buena calidad y precisión en los resultados.

Método

A continuación, se describe el proceso de diseño de la montura altazimutal *HayStack* nombrada así en honor a los radiotelescopios desarrollados en *Massachusetts Institute of Technology (MIT)*. La montura está compuesta por tres grandes subsistemas:

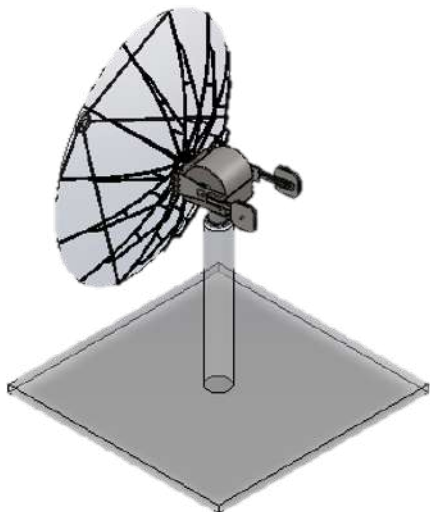
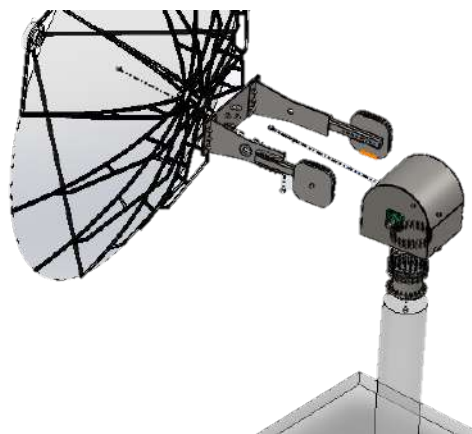
- **Sistema de Acople** a la Antena *3 meter prime focus mesh*
- **Sistema de Potencia**, encargado de mover la antena en los modos *Slew* y *Tracking* en los ejes azimutal y de elevación.
- **Estructura de soporte**, encargada de transmitir las cargas a tierra, así como también de dar rigidez al sistema de potencia y acople

En la figura 17 se presenta un modelo del radiotelescopio *HayStack UIS* en donde se resalta la funcionalidad de la montura.

2.1. Descripción general

2.1.1. Sistema de Acople.

El sistema de acople consta de dos platinas dobladas (brazos) apernadas a una platina frontal, la cual a su vez está apernada a la base de la antena. En la parte inferior de los brazos descansan los contrapesos encargados de mantener el centro de gravedad de la antena y el acople en el eje de elevación de la montura.

Figura 17*Montura Altazimutal HayStack UIS***(a)***Modelo 3D del radiotelescopio HayStack UIS***(b)***Explosionado del Modelo de radiotelescopio HayStack UIS*

(1) Soporte Estructural, (2) Sistema de Potencia, (3) Sistema de Acople y Balance, (4) Antena 3 meter prime focus mesh

Los elementos que se presentan en sombra, pertenecen al radiotelescopio, sin embargo, no hacen parte de la montura.

El Acople es el encargado de transmitir con la mayor rigidez posible el movimiento a la antena, así como también de transmitir las cargas de viento y peso al resto de la máquina.

2.1.2. Sistema de Potencia

El sistema de potencia está compuesto por la transmisión de potencia de los ejes de elevación y azimut, el primero está constituido por un motor paso a paso conectado a una reducción planetaria, la cual por medio de una segunda etapa de reducción por engranajes transmite el torque requerido al eje de elevación. al que están sujetos los brazos del acople. El segundo, por su parte consta de un motor paso a paso acoplado a una reducción planetaria, la cual es acoplada a una corona giratoria (Slew Bearing) por medio de una segunda etapa de reducción por engranajes, esta corona, sostiene el sistema de potencia de elevación.

2.1.3. Soporte estructural

El soporte estructural es un tubo bridado que permite la sujeción de la corona giratoria (Slew Bearing) y permite el acople bridado a diferentes estructuras principales, que pueden ser móviles o estáticas dependiendo del arreglo interferométrico.

2.2. Requerimientos

En esta sección se presentan las especificaciones de la antena que debe operar la montura y los requerimientos de diseño necesarios para que la montura altazimutal permita realizar observaciones radioastronómicas en la banda de 21 cm.

2.2.1. Antena 3 Meter prime focus mesh dish

La Universidad Industrial de Santander (UIS), planea adquirir una antena 3 meter focus mesh dish, con el fin de desarrollar un radiotelescopio para observaciones en la banda de 21 cm, como se ha mencionado anteriormente. Esta antena es comercializada por la empresa RF HAMDESIGN microwave equipment and parts. A continuación en la tabla 1 se presentan las principales características de dicha antena.

Tabla 1

Especificaciones técnicas de la antena 3 meter prime focus mesh

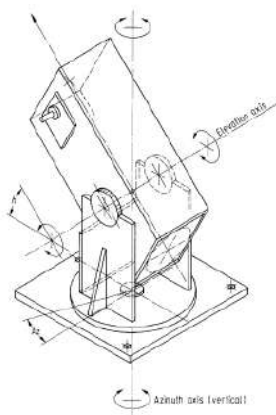
Característica	Descripción
Banda de operación	6 GHz - 11 GHz
Diámetro del disco	3 metros
Malla	malla metálica de 2.8 mm
Peso del disco	27 kg (malla de 2.8 mm), 31.5 kg (malla de 6 mm)
Área superficial del disco	7.07 m^2
Relación F/D	0.4
Distancia focal	1.2 m
Centro perforado	aluminio, 20 cm de diámetro, espesor de 10 mm
Soporte del foco (feed)	3 ó 4 brazos, 20 mm / cuadrado

2.2.2. Grados de libertad

Los grados de libertad de la montura son dos. El primero se refiere al movimiento de rotación sobre el eje azimutal o eje de azimut de la montura y el segundo al movimiento de rotación alrededor del eje de elevación de esta, como se observa en la figura 18.

Figura 18

Grados de libertad de una montura altazimutal



Tomado de Roth (2009a)

Usualmente en monturas altazimutales comerciales, el rango de movimiento sobre el eje de azimut va de 0° a 360° y sobre el eje de elevación de 0° a 90° . Siendo estos rangos los escogidos para el diseño del equipo.

2.2.3. Precisión y velocidad de operación

2.2.3.1 Precisión de apuntamiento: Para la aplicación que concierne a este proyecto se tiene una longitud de onda observada de 21cm correspondiente a la línea de hidrógeno, y un diámetro de reflector de 3 metros, tal como se presenta en la tabla 1, y por lo tanto se requiere una precisión mínima en el apuntamiento de 0.4°

2.2.3.2 Velocidades de operación: Los requerimientos de velocidad dependen del astro observado, entre mayor cercanía se tenga al polo celeste, es decir, objetos con declinaciones cercanas a los 90° , menores velocidades de seguimiento serán requeridas.

A continuación, se presentan los datos de velocidad de seguimiento para cinco estrellas con declinaciones diferentes, obtenidas mediante un *script* realizado para la simulación del tracking de diferentes astros utilizando el software Stellarium y su plugin *Remote Control Telescope*, del cual se brinda más información en el apéndice D.

Tabla 2

Velocidades máximas y promedios en el eje de elevación para diferentes estrellas

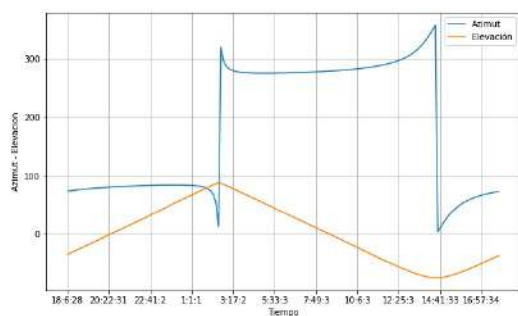
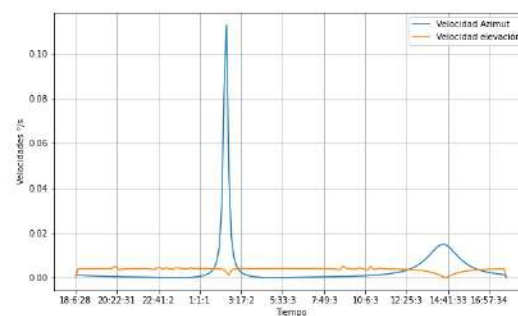
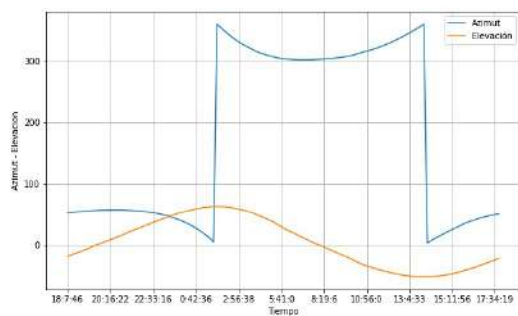
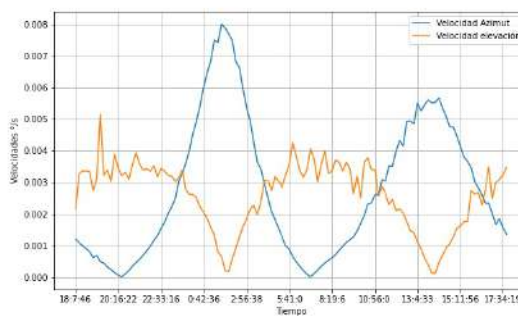
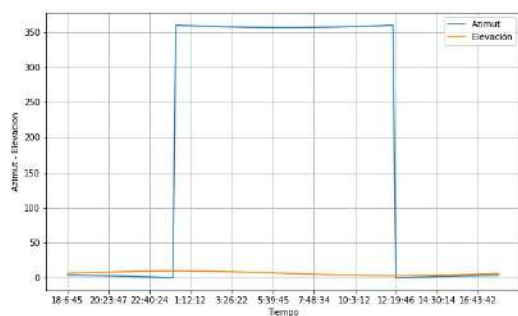
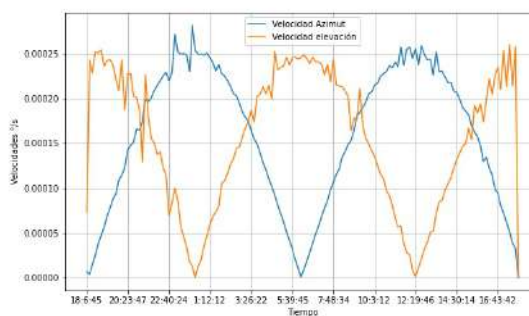
ESTRELLA	DECLINACIÓN	VEL PROMEDIO	VEL MÁXIMA
Yildun	86°34'12,7"	0,000155672	0,000253267
Eltanin	51°29'11,3'	0,001775411	0,003255645
Sulafat	32°43'98,2"	0,002631009	0,004379043
Rasalhague	12°32'43,4"	0,003559352	0,006166912
Altair	8°55'29,5"	0,003729644	0,005238436

Tabla 3

Velocidades máximas y promedios en el eje de azimut para diferentes estrellas

ESTRELLA	DECLINACIÓN	VEL PROMEDIO	VEL MÁXIMA
Yildun	86°34'12,7"	0,000161054	0,00025948
Eltanin	51°29'11,3'	0,001798736	0,003818329
Sulafat	32°43'98,2"	0,002696207	0,008254417
Rasalhague	12°32'43,4"	0,00374462	0,04183997
Altair	8°55'29,5"	0,003951805	0,119428483

Es importante conocer el comportamiento de la velocidad en el tracking de un astro, para esto, se utilizan los datos obtenidos en la simulación realizada con el script presentado anteriormente. En la figura 19 se presentan las gráficas de velocidad y posición para los astros de Yildun, Salafat y Altair cuyas declinaciones son presentadas en las tablas 2 y 3

Figura 19*Velocidades y posiciones de las estrellas Altair, Sulafat y Yildun***(a)***Ángulos de Azimut y Elevación para la estrella Altair***(b)***Velocidad de Azimut y Elevación para la estrella Altair***(c)***Ángulos de Azimut y Elevación para la estrella Sulafat***(d)***Velocidades de Azimut y Elevación para la estrella Sulafat***(e)***Ángulos de Azimut y Elevación para la estrella Yildun***(f)***Velocidades de Azimut y Elevación para la estrella Yildun*

Por otro lado, además de tener un movimiento de seguimiento la montura debe realizar el proceso de apuntamiento también llamado "*slew*". Durante este proceso, la montura debe operar bajo la velocidad de seguimiento la cual corresponde a la velocidad a la que la montura cambia su orientación desde su posición inicial o desde otro objetivo, a las coordenadas determinadas de un nuevo objetivo. La velocidad de apuntamiento se estableció en $10 \frac{^\circ}{s}$ para el eje de elevación y de $20 \frac{^\circ}{s}$ para el eje de azimut, en base a las velocidades de apuntamiento de monturas comerciales.

2.2.4. Condiciones de viento

Para el estudio de las cargas aerodinámicas sobre la antena existen diferentes aproximaciones tales como el uso de normas o simulaciones fluido-dinámicas de medio poroso, sin embargo, éstas suelen brindar información incompleta o con alta incertidumbre del estado de cargas sobre la antena.

Por lo anterior, para el cálculo de las cargas debido al viento se hizo una revisión bibliográfica, en donde se encontró un reporte del *JPL (Jet Propulsion Laboratory (NASA))* realizado para el proyecto *Deep Space Network* de la NASA (Levy y Kurtz, 1979). En el cual se realiza una caracterización aerodinámica de antenas parabólicas con diferentes condiciones geométricas y de porosidad.

Esta caracterización está expresada en un sistema de referencia de cuerpo, que como ya se explico en 1.4.1 gira con la antena, es decir, en altitud y en azimut. El sistema coordenado se presenta en la figura 20

EL estudio anteriormente mencionado realiza una compilación de coeficientes aerodinámicos, los cuales fueron obtenidos para diferentes valores de azimut y elevación en un túnel de viento. Esta información, fue obtenida para cuatro combinaciones específicas de distancia focal F , diámetro D , profundidad del reflector H y la porosidad superficial P (Levy y Kurtz, 1979), estas combina-

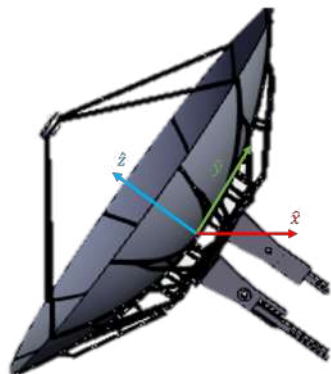
ciones se pueden encontrar en la tabla 4. En donde la más cercana a las propiedades geométricas de la antena, presentada en la tabla 1 es la combinación 4.

Figura 20

Sistema coordenado de cuerpo para representación de cargas Aerodinámicas

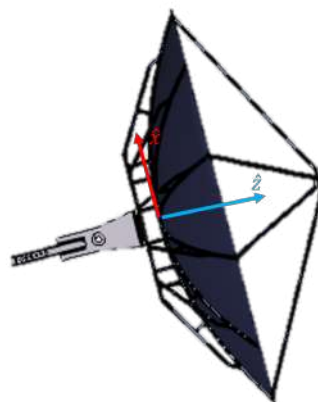
(a)

Sistema Coordenado de cuerpo en la antena



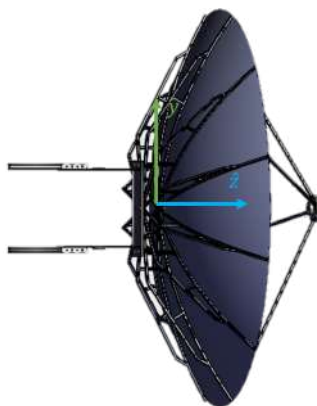
(b)

Sistema Coordenado de cuerpo en la antena en el plano xz



(c)

Sistema Coordenado de cuerpo en la antena en el plano zy



Así pues, para cualquier configuración de la antena dada por su azimuth (α) y su elevación (θ) están tabulados 6 coeficientes aerodinámicos correspondientes a: Fuerza en x (Normal), Fuerza en y (Lateral), Fuerza en z (Axial), Momento en x (Yaw), Momento en y (Pitch) y Momento en z

Tabla 4*Combinaciones de F, H, D y P*

Combination	F/D	H/D	P
1	0,313	0,200	0 %
2	0,313	0,200	25 %
3	0,313	0,200	50 %
4	0,424	0,147	50 %

(roll), siendo las fuerzas calculadas como

$$F = C_f \left[\frac{1}{2} \rho v^2 \right] \left[\frac{\pi D^2}{4} \right] \quad (2.1)$$

y los momentos como

$$M = C_m \left[\frac{1}{2} \rho v^2 \right] \left[\frac{\pi D^2}{4} \right] D \quad (2.2)$$

En donde,

- C_f : Coeficiente aerodinámico de la antena para calculo de fuerzas
- C_m ; Coeficiente aerodinámico de la antena para calculo de momentos
- M : Momentos o torques
- F : Fuerza
- D : Diámetro de la antena
- ρ : Densidad del aire
- v Velocidad del viento

De esta forma, las cargas aerodinámicas dependen tanto del comportamiento aerodinámico de la antena como del sitio en donde esté instalada. El sitio de ubicación de la antena será en el páramo de Santurban, en Berlín, Santander en donde según datos de IDEAM se tienen velocidades máximas de $30 \frac{m}{s}$ y una densidad del aire de $1.7 \frac{Kg}{m^3}$

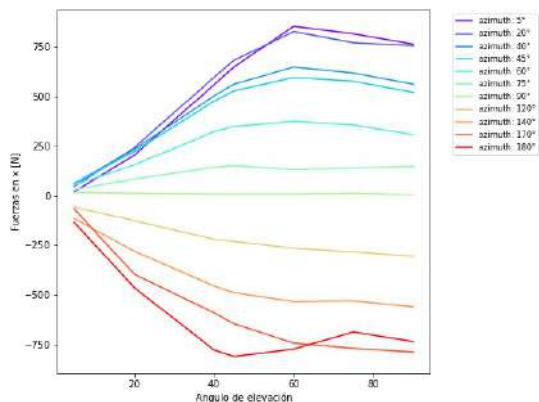
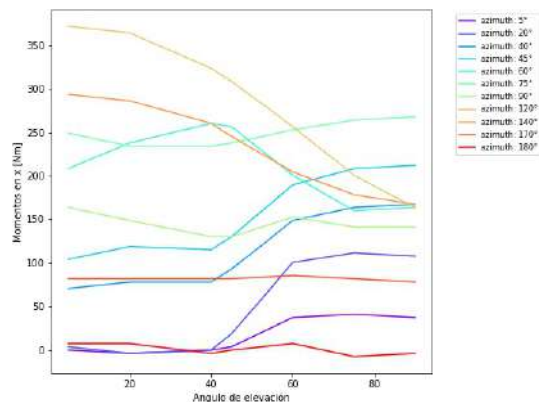
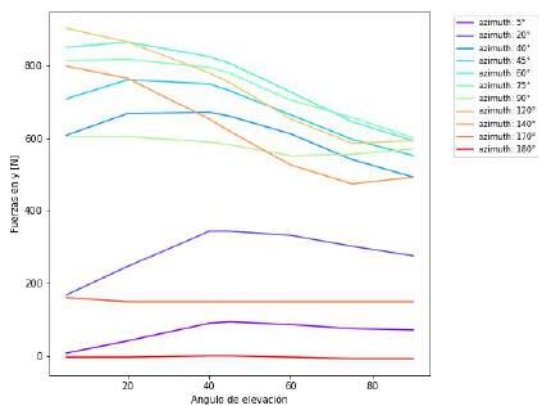
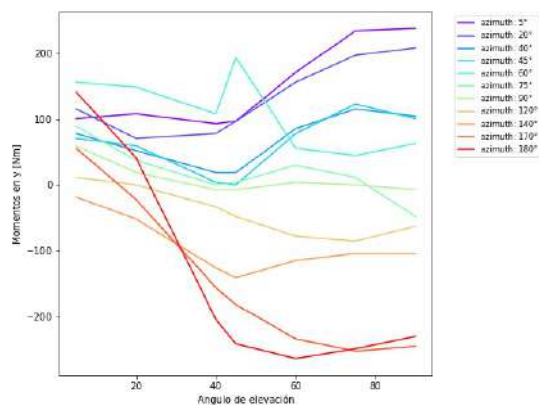
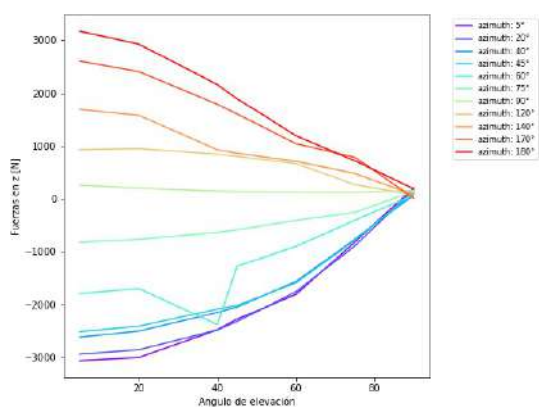
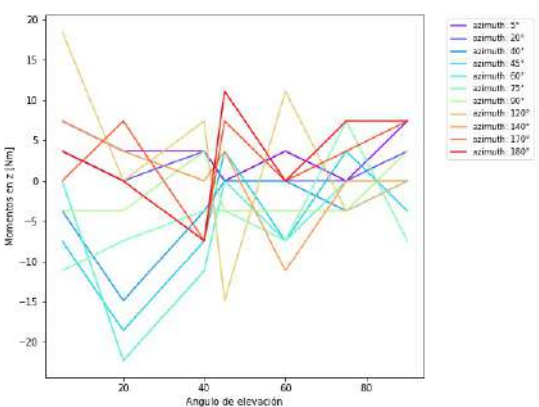
Con el fin de poder tener todo el estado de cargas de la antena se realizó un script en Python en

donde los coeficientes y fuerzas se manejan de forma matricial, permitiendo una manipulación más eficiente de la información teniendo como finalidad la generación de gráficas de cargas y selección de puntos máximos de carga. Una descripción más detallada se puede encontrar en los apéndices A y D. En la figura 21 se presentan las cargas aerodinámicas concentradas en el vértice de la antena.

Al examinar el comportamiento aerodinámico de la antena es posible encontrar que existen configuraciones características tal y como lo son los ángulos de elevación de 0° y 90° -tal y como alguna literatura lo sugiere- sin embargo, es importante destacar que la situación de carga máxima se presenta en configuraciones intermedias cercanas a los 45° debido a la interacción que tiene la dirección de la antena, el área proyectada y la dirección del viento.

Siguiendo la descripción, el comportamiento que presentan los coeficientes aerodinámicos coincide con lo esperado y se puede resumir en:

- El momento en dirección y es mayor en elevación 90° que en elevación 0°
- Las fuerzas axiales cuando la antena apunta al zenit son despreciables.
- El momento de torsión en la antena es despreciable.
- La fuerza lateral sólo es significativa en configuraciones con azimut cercana a los 45° y a los 135° .

Figura 21*Cargas Aerodinámicas en el vértice de la antena***(a)***Fuerza aerodinámica en dirección x***(b)***Momento aerodinámico en dirección x***(c)***Fuerza aerodinámica en dirección y***(d)***Momento aerodinámico en dirección y***(e)***Fuerza aerodinámica en dirección z***(f)***Momento aerodinámico en dirección z*

2.3. Modelado de la Antena

En esta sección se presenta el modelado matemático de la montura, en donde se describe matemáticamente la configuración de la montura, permitiendo establecer posiciones relativas, traslación de fuerzas y momentos, determinación de cargas máximas y presenta el punto de partida para la dinámica de la montura.

2.3.1. Descripción matemática de las configuraciones

Con el fin de establecer un modelo matemático que sirva para la descripción de las cargas aerodinámicas en puntos claves del diseño se establecen tres sistemas coordenados en la montura

- Sistema coordenado de Antena $\{C\} = \{O_C, \hat{x}_C, \hat{y}_C, \hat{z}_C\}$
- Sistema coordenado de Elevación $\{B\} = \{O_B, \hat{B}, \hat{y}_B, \hat{z}_B\}$
- Sistema coordenado de Azimuth $\{A\} = \{O_A, \hat{A}, \hat{y}_A, \hat{z}_A\}$
- Sistema coordenado de Azimuth $\{A\} = \{O_A, \hat{A}, \hat{y}_A, \hat{z}_A\}$

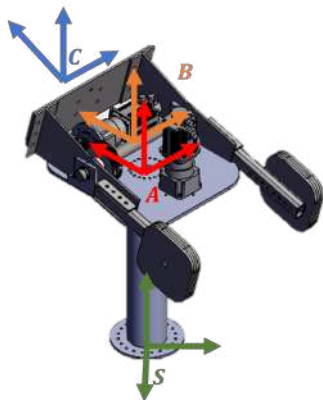
Los sistemas coordenados se representan en la figura 22

Figura 22

Representación gráfica de los sistemas de referencia y sus ejes en la montura

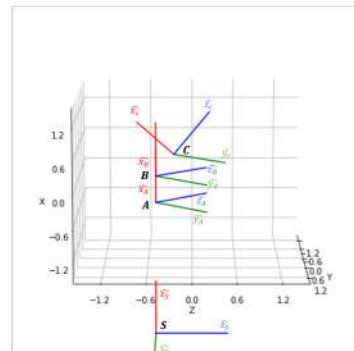
(a)

*Sistemas de referencia en la montura
elevación 45, azimuth 135*



(b)

*Ejes coordenados de los sistemas de referencia
elevacion 45, azimuth 45*



De tal forma, que los sistemas de referencia se pueden relacionar como se muestran a continuación

$$R_{sa} = Rot(\hat{x}, \alpha) \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad p_{sa} = Rot(\hat{x}, \alpha) \begin{bmatrix} 2.5 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad T_{sa} = \begin{bmatrix} R_{sc} & p_{sc} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$R_{ab} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad p_{ab} = \begin{bmatrix} 0.5 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad T_{ab} = \begin{bmatrix} R_{sc} & p_{sc} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$R_{cb} = Rot(\hat{y}, \theta) \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad p_{cb} = Rot(\hat{y}, \theta) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0.3 \end{bmatrix} \quad T_{cb} = \begin{bmatrix} R_{sc} & p_{sc} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Para encontrar relaciones diferentes a las planteadas, se pueden usar las propiedades de las matrices de transformación y rotación.

Utilizando la descripción matemática anterior y teniendo en cuenta las cargas de viento discutidas en 2.2.4 es posible trasladar los estados de carga de un sistema de referencia a otro, de tal forma que los estados de carga aerodinámicos en cada sistema de referencia se expresan como

$${}^C\mathcal{F} = \begin{bmatrix} {}^C M_x & {}^C M_y & {}^C M_z & {}^C F_x & {}^C F_y & {}^C F_z \end{bmatrix}^T \quad (2.6)$$

$${}^B\mathcal{F} = \begin{bmatrix} {}^B M_x & {}^B M_y & {}^B M_z & {}^B F_x & {}^B F_y & {}^B F_z \end{bmatrix}^T \quad (2.7)$$

$${}^A\mathcal{F} = \begin{bmatrix} {}^A M_x & {}^A M_y & {}^B M_z & {}^B F_x & {}^B F_y & {}^B F_z \end{bmatrix}^T \quad (2.8)$$

Y se relacionan con las cargas de viento mencionadas 2.2.4 por medio de

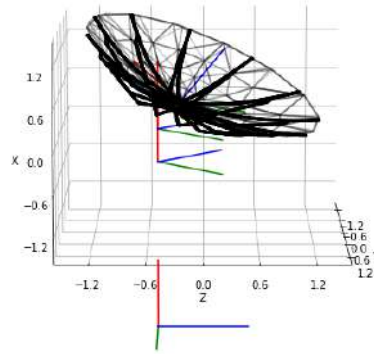
$${}^B\mathcal{F} = Adj_{TCB}^T {}^C\mathcal{F} \qquad {}^A\mathcal{F} = Adj_{TBA}^T {}^B\mathcal{F} \qquad (2.9)$$

En donde, ${}^C\mathcal{F}$ son las cargas aerodinámicas calculadas en el vértice de la antena.

Con el fin de poder obtener un estado de cargas para diferentes configuraciones de la montura en los tres sistemas de referencia, se realizó un script en python *Antenna Mount Modelling*(ver apéndice D); el cual maneja de forma matricial el modelado de la montura acá presentado, facilitando el cálculo de cargas y la visualización de configuraciones como la mostrada en la figura 23.

Figura 23

Representación de la montura en elevación de 45° y azimuth 315°



Así pues, el script es usado para el cálculo de situaciones críticas.

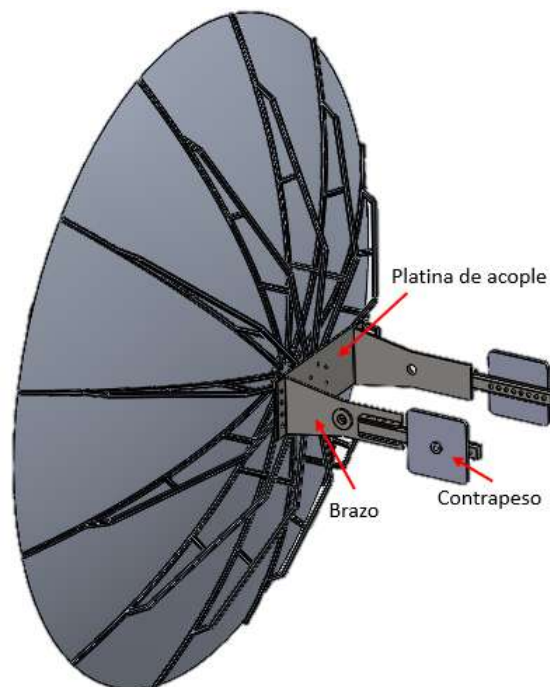
2.4. Diseño del Acople

El diseño del acople de la antena a la montura, asegura que en su control se puedan tratar los dos ejes como ejes separados, asegurando así la linealidad del sistema y despreciando efectos de acople (Jiménez-García, Magaña, Benítez-Read, y Martínez-Carballido, 2000), esto se logra balanceando la antena y asegurando su integridad estructural.

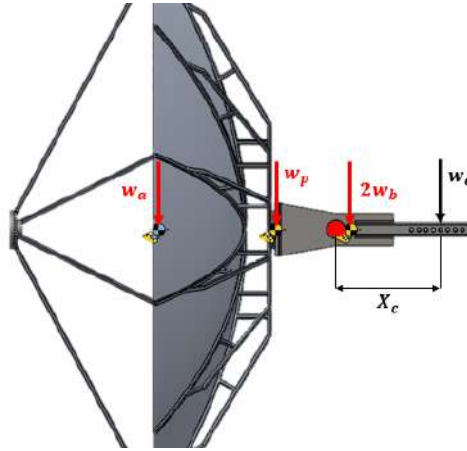
El acople de la antena consta de una placa apernada a la estructura de la antena, la cual a su vez se acopla a dos brazos que se ajustan al eje de elevación de la montura, tal como se observa en la figura 24. Cada brazo del acople además posee contrapesos que permiten equilibrar la estructura y posicionar el centro de gravedad del sistema sobre el eje de elevación.

Figura 24

Sistema de acople de la antena



Para el dimensionamiento del sistema, primero se realizó el cálculo del peso de los contrapesos y la distancia a la cual deben ubicarse respecto al eje de elevación. Para ello, se realiza un balance de momentos entre el momento producido por el peso de cada pieza y el momento producido por el contrapeso, tal como se observa en la figura 25.

Figura 25*Sistema de acople de la antena*

De tal forma, luego de hacer sumatoria de momentos sobre el eje de elevación (punto rojo) e igualarla a cero, obtenemos la siguiente ecuación.

$$W_c X_c = W_a X_a + W_p X_p - 2W_b X_b \quad (2.10)$$

Donde,

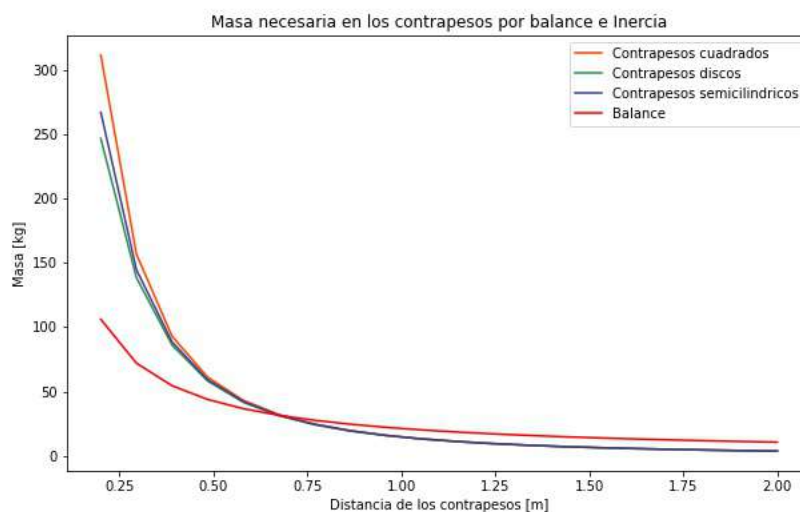
- W_c : Peso del contrapeso
- W_a : Peso de la antena
- W_p : Peso de la platina frontal
- W_b : Peso de cada brazo
- X_c : Distancia del eje de elevación al centro de masa del contrapeso.
- X_a : Distancia del eje de elevación al centro de masa de la antena.
- X_p : Distancia del eje de elevación al centro de masa de la platina frontal.
- X_b : Distancia del eje de elevación al centro de masa de los brazos.

Debido a que en la ecuación 2.10, se tiene como incógnita tanto el peso como la distancia del contrapeso, se emplea la ecuación de la relación de inercia del sistema de transmisión como criterio de diseño (ver ecuaciones 1.20 y 1.21) para resolver el sistema. Adicional a esto, como se observa

en la figura 26 se analizo el comportamiento del peso respecto a la distancia cuando se quiere cumplir una relación de inercia especifica para contrapesos de diferentes formas (lineas naranja, verde y azul). Observando además el comportamiento del peso respecto a la distancia cuando no se tiene en cuenta la relación de inercia (linea roja).

Figura 26

Peso del contrapeso vs Distancia al eje de elevación



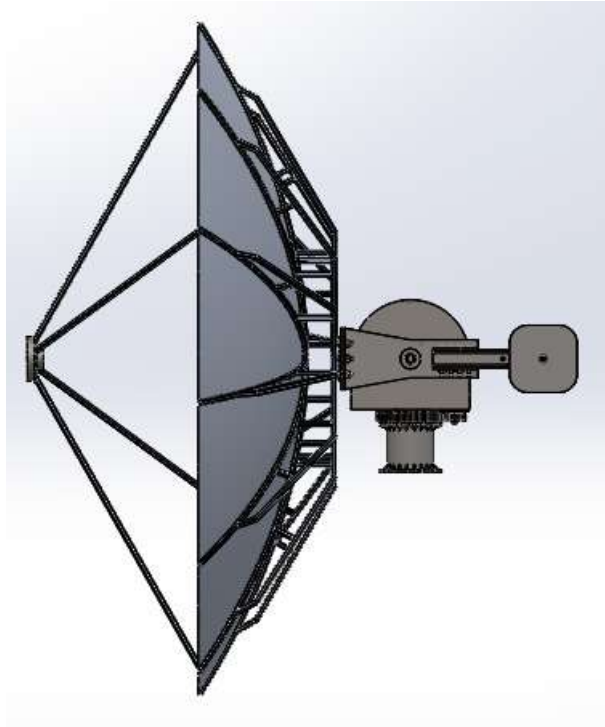
De esta forma, se concluye que la forma del contrapeso tiene muy poca influencia sobre el peso de este para un acople balanceado y una relación de inercia especifica. Por otro lado, de acuerdo a lo esperado se define el punto de solución donde las gráficas se cruzan. Este punto hace referencia a la situación en que el peso del contrapeso y la distancia cumplen tanto con el balance de momentos como con la relación de inercia del sistema de transmisión.

Como resultado de un proceso iterativo se definió una relación de inercia de 6.7 para el sistema de transmisión de elevación, una inercia promedio para el motor y el reductor de $0.00027 \text{ Kg} * \text{m}^2$ y $0.00063 \text{ kg} * \text{m}^2$ respectivamente, obteniendo un peso para el contrapeso de 71,78 kg y una distancia de 0,592 m. En la figura 27 se muestra la configuración de la montura con la antena y sus

contrapesos.

Figura 27

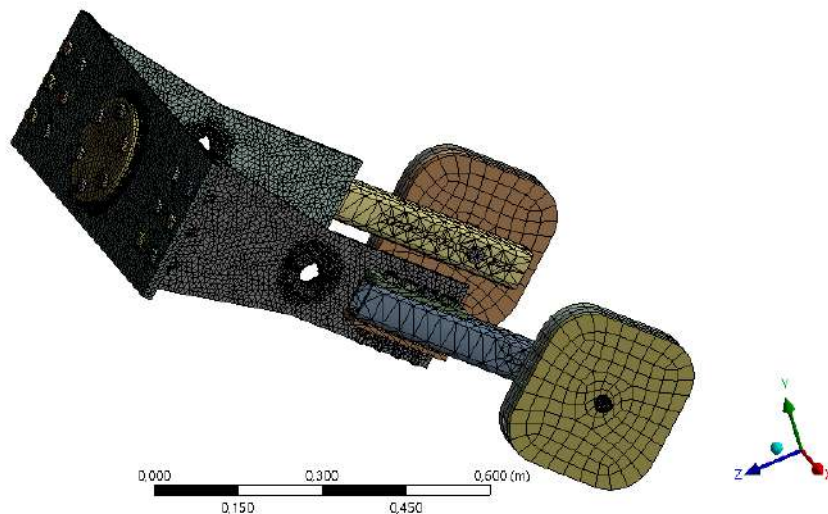
Configuración final de los contrapesos



2.4.1. Análisis estructural del sistema de acople

Para determinar la resistencia y las deformaciones sobre los elementos que componen el sistema de acople se empleó la herramienta Workbench del software de elementos finitos ANSYS.

La geometría empleada en la simulación se modeló en SolidWorks y se importó a Workbench, como se observa en la figura 28. Se aplicó además una técnica de mallado "*sizing*" para la platina frontal y los brazos del acople con un tamaño de elemento de 1 cm, y un refinamiento de malla sobre los bordes de las placas de sujeción y sobre las esquinas internas de los brazos.

Figura 28*Mallado del sistema de acople*

Para definir las cargas de viento sobre la platina de acople se empleo el script del modelo de carga de viento, donde se obtuvieron 4 estados de carga critica. El primer estado de carga corresponde a la orientación de la antena en la cual la fuerza normal y el momento de *pitching* son máximos. El segundo estado de carga corresponde a la configuración de la antena donde la fuerza lateral y el momento de *yawing* producido por el viento son máximos. La tercera situación de carga se refiere al estado en que la antena recibe mayor carga axial, siendo la fuerza axial máxima. Y la ultima situación de carga, corresponde a la configuración donde el momento de rolling es máximo.

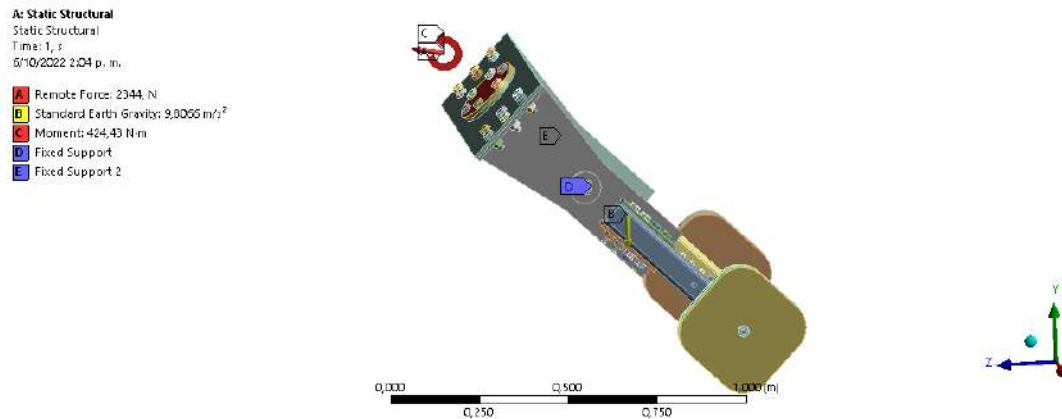
Tabla 5*Situaciones de carga critica debido a las condiciones de viento*

Situación	(Azimut,Elevación)	$F_x[N]$	$F_y[N]$	$F_z[N]$	$M_x[Nm]$	$M_y[Nm]$	$M_z[Nm]$
1	180°, 45°	-1287	0	1960	0	-424	14
2	120°, 5°	-516	1084	1080	446	-176	23
3	180°, 5°	-605	-5	3767	9	-20	5
4	60°, 20°	-236	1039	-2190	285	0	-27

Adicional a las cargas de viento, se aplico la fuerza de gravedad sobre el modelo y se usaron soportes cilíndricos sobre los apoyos del eje de elevación en cada brazo del acople (Ver figura 29).

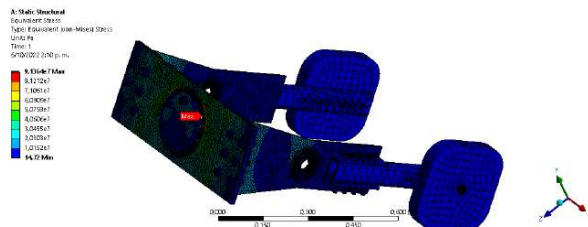
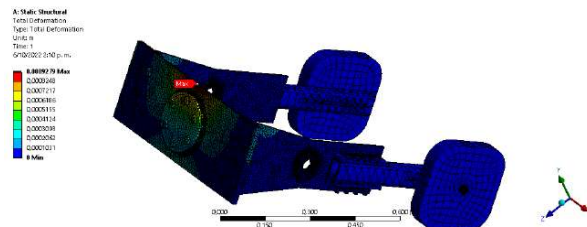
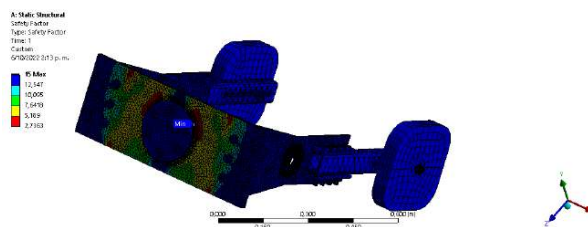
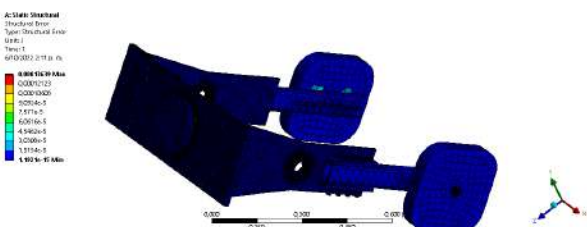
Figura 29

Condiciones de frontera para el modelo del sistema de acople.



Como resultado de un proceso iterativo basado en los resultados obtenidos del análisis estructural (Ver apéndice E) se determinó un espesor de $\frac{3}{8}$ in para el espesor de la platina de acople de la antena y para los brazos del acople. En la figura 30 se presentan los resultados obtenidos para la situación de carga mas crítica para el acople la cual corresponde a la situación 1, donde el momento en Y (Pitching) es máximo.

En esta situación el esfuerzo de von-mises máximo es de $91,36 \text{ MPa}$ y ocurre en la región de la platina cercana a los tornillos de acople de la antena. El desplazamiento máximo por otra parte, ocurre en la zona media superior de la platina frontal y tiene una magnitud de $0,92 \text{ mm}$, lo cual concuerda con lo esperado debido a que cuando el momento en Y es máximo la platina tiende a deflectarse en dicha dirección. Por ultimo, se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 2,7 y un error estructural en el orden de $1,3 \times 10^{-4}$.

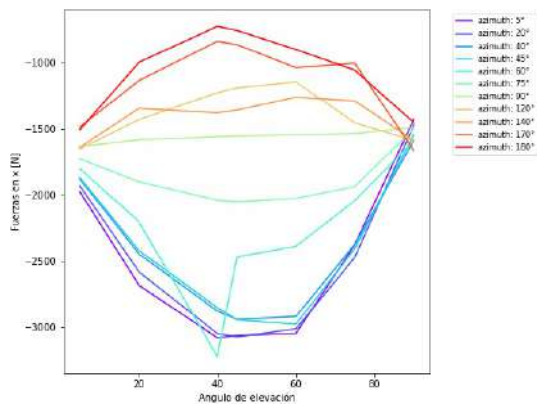
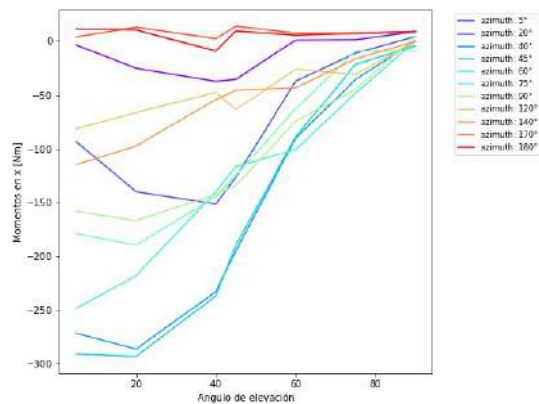
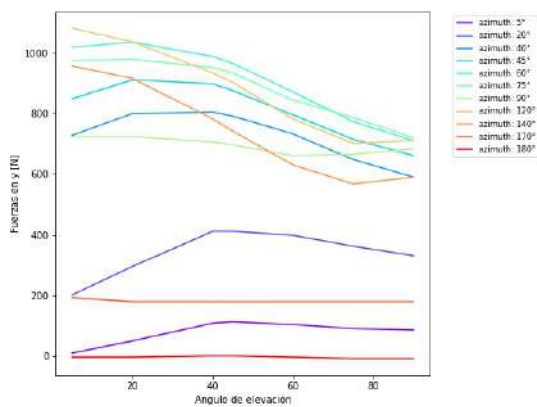
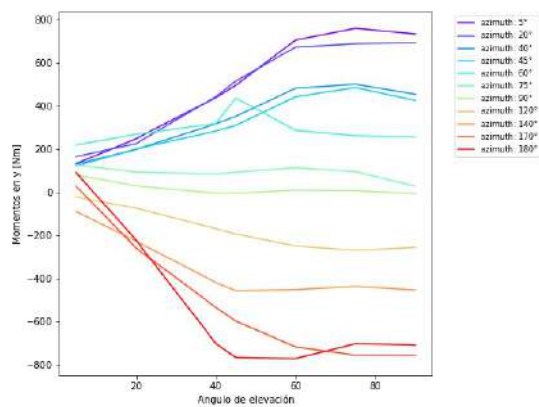
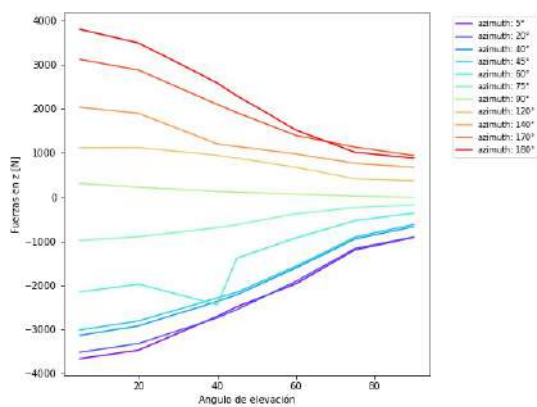
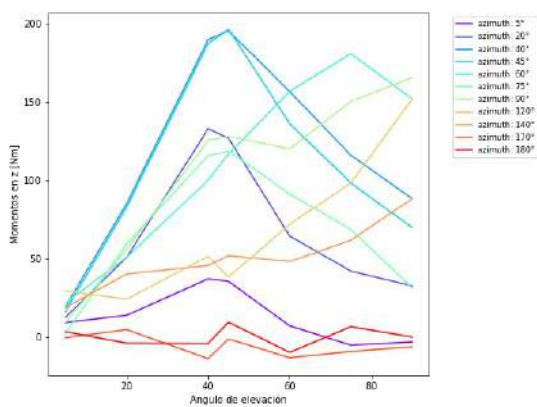
Figura 30*Resultados del análisis estructural del sistema de acople***(a)**
Esfuerzo equivalente de von-mises.**(b)**
Desplazamientos totales.**(c)**
Factor de seguridad.**(d)**
Error estructural.

2.5. Diseño de los sistemas de transmisión

A continuación se presenta el proceso de diseño y selección de los componentes del sistema de transmisión del eje de elevación y del eje de azimut respectivamente.

2.5.1. Sistema de transmisión del eje de elevación

El diseño del sistema de potencia de elevación está basado en los requerimientos de velocidad, precisión, así como también las cargas de viento y peso trasladadas desde la antena hasta el sistema coordinado de elevación $\{B\}$, haciendo uso del script *Antenna Mount Modelling*.

Figura 31*Cargas Aerodinámicas en el sistema coordenado B***(a)***Fuerza aerodinámica en dirección x***(b)***Momento aerodinámico en dirección x***(c)***Fuerza aerodinámica en dirección y***(d)***Momento aerodinámico en dirección y***(e)***Fuerza aerodinámica en dirección z***(f)***Momento aerodinámico en dirección z*

Con el fin de establecer los requerimientos de torque, velocidad y aceleración de la antena en el eje de elevación se definió las características del movimiento de (ver tabla 15, así como también la matriz de inercia del acople en el sistema coordenado $\{B\}$ (ver ecuación 2.11

Tabla 6

Condiciones cinemáticas en el inicio del movimiento de Slew

Movimiento de Slew	
Tiempo de aceleración [s]	1
Velocidad Máxima [deg/s]	10
Aceleración α [deg/s ²]	10

Matriz de Inercia del acople expresado $\{B\}$

$$I = \begin{bmatrix} 107.663 & 0 & 0 \\ 0 & 94.231 & 0 \\ 0 & 0 & 45.165 \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

De esta manera, con la inercia total del sistema de acople (I_{yy}) se calculo el torque de arranque ($T_{eje,acc}$) y el torque de operación ($T_{eje,op}$) para el eje de elevación bajo carga de viento, usando las ecuaciones 2.12 y 2.13.

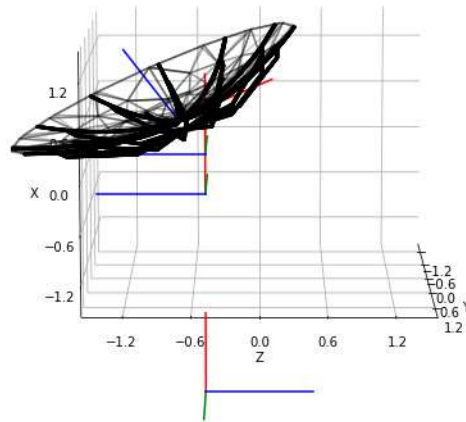
$$T_{eje,acc} = I'\alpha + M_{y,max} \quad (2.12)$$

$$T_{eje,op} = M_{y,max} \quad (2.13)$$

El torque de arranque obtenido fue de 790 Nm y el de operación de 770 Nm. La posición de la antena cuando ocurre la situación critica de arranque bajo condiciones de viento se presenta en la figura 32.

Figura 32

Situación de carga máxima en el eje de elevación.

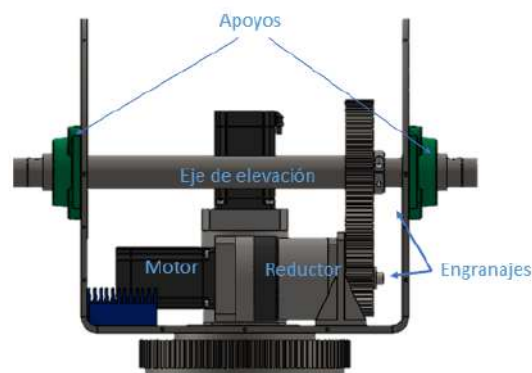


Las coordenadas de la antena cuando el momento producido por el viento es máximo son 180° en azimut y 60° en elevación.

A partir de esto se realiza un proceso iterativo de preselección de los elementos del motor y reductor, en donde, se genera la necesidad de tener una segunda reducción por engranajes, con el fin de obtener una razón de inercia cercana a 10, la cual se considera aceptable para aplicaciones de control de movimiento (Gurocak, 2016). A partir de esto y en base a la disponibilidad a la disponibilidad de elementos se genera el siguiente concepto geométrico del sistema de potencia de elevación, figura 33 y 34.

Figura 33

Configuración del sistema de transmisión del eje de elevación.



- I_{pl} : Inercia del reductor planetario
- I_m : Inercia del rotor del motor

La selección del motor tuvo en cuenta que la aplicación es de baja velocidad y en este sentido un motor Stepper en lazo cerrado puede brindar las condiciones necesarias de resolución y torque, siendo un NEMA 34 el más apropiado para cumplir este último requerimiento.

Así pues, en un proceso iterativo con las ecuaciones 2.14 y 2.15 se pudo obtener el grupo de motor, reducción planetaria y reducción por engranajes que pudiera cumplir con los requisitos de torque y razón de inercia necesarios(ver tabla 7).

Tabla 7

Requerimientos calculados por iteración

Parámetro	Requerimiento
Torque de Arranque	3,95 Nm
Torque de operación (340 rpm)	3,85 Nm
Reducción planetaria	100
Reducción segunda etapa	2
Torque Máx. Reducción Planetaria	395 Nm
Razón de Inercia	12,98

La selección del planetario tuvo en cuenta los requerimientos de la tabla 7, como también las dimensiones para el acople entre el motor y el planetario. El reductor planetario corresponde al reductor planetario VGF115 de la marca *Chuanhe Power Technology* cuyas especificaciones se muestran en la tabla 8 junto con las especificaciones del motor.

Tabla 8

Especificaciones técnicas de los elementos de potencia en el eje de Elevación

(a)

Stepper 86HSN8N-BC38

Parámetro	Valor
Holding Torque	8
$T_{pull-out}$ (340 rpm)	4,8Nm
T_{max} (1600 Microstepping)	5
Step Angle	1,8
Corriente Nominal	6 [A]
Voltaje Nominal	2,7 V
Resistencia	0,44 ohm
Inductancia	0,0037 H
Resolución Encoder	1000 ppr (0,36°)

(b)

Planetario VGF115-L3-100-S-P2-T

Parámetro	Valor
Torque Máx	630 Nm
Etapas	3
Reducción	100
Protección	IP65
Eficiencia	0,9
Inertia	0,0063 Kg m^2

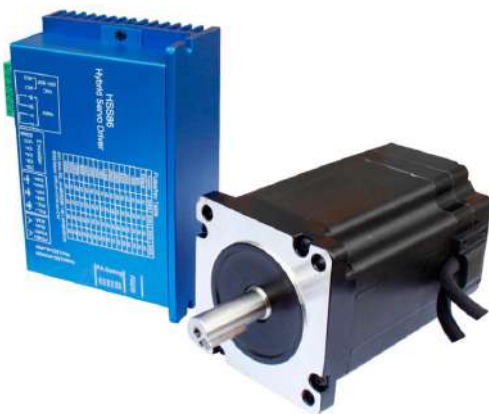
NOTA: En los apéndices se pueden encontrar las especificaciones técnicas y geométricas del reductor y el motor, para este último es importante reconocer la curva de closed stepping a 1600 Microsteps

Figura 35

Motor y reductor seleccionados

(a)

motor stepper 86HSE8N

**(b)**

Reductor VGF115



2.5.1.3 Diseño de los engranajes: Para el diseño de los engranajes del sistema de elevación se estableció una relación de transmisión de 2:1, un ángulo de presión de 20°, un modulo intermedio

de $2,5\text{ mm}$ y un ancho de cara del diente de 40 mm . El torque de transmisión se definió como 800 N.m , teniendo en cuenta los requerimientos del eje de elevación antes calculados.

Luego se aplicó la norma AGMA 2001-D04 para el cálculo de los factores de seguridad por flexión y por desgaste teniendo en cuenta que el material del engranaje es acero SAE 4140. El modelo de cálculo se explica en el apéndice C del actual documento. De esta forma, después de un proceso iterativo se obtuvo un factor de seguridad por flexión mínimo de 1,8, y un factor de seguridad por desgaste mínimo de 2,7 para un piñón de 40 dientes y una rueda de 80. Mostrando que para esta aplicación la situación de carga predominante en los engranajes es la flexión y no el desgaste de los dientes. Por otra parte, el diseño del engranaje se aligero con el fin de disminuir su masa y su inercia como se muestra en la figura 36.

Figura 36

Engranaje del eje de elevación



Las tolerancias para la distancia entre centros fueron basadas en la norma japonesa JGMA-1101(2000) para un engranaje grado N4, en base a esto se calcula los backlash teóricos de la transmisión, teniendo un backlash máximo de 0.2° y un backlash mínimo de 0.06° . La lubricación de los engranajes debe darse utilizando grasa AGMA 2 - EP, debido a las altas cargas, bajas velocidades y condiciones ambientales a la que estos operan.

Tabla 9
Segunda etapa de reducción por engranajes en el eje de elevación

Engranajes del Sistema de Elevación			
Piñon		Engranaje	
Módulo [mm]	2,5	Módulo [mm]	2,5
Ángulo de Presión	20	Ángulo de Presión	20
N° de dientes	40	N° de dientes	80
Espesor [mm]	40	Espesor [mm]	40
Diámetro Primitivo	100	Diámetro Primitivo	200
Perfil del diente	Evolute	Perfil del diente	Evolute
Grado	N4	Grado	N4
Backlash Máximo			0,2
Backlash Mínimo			0,06
Distancia entre centros			150 ± 0,016
Grasa Lubricante			AGMA 2 EP

2.5.1.4 Diseño del eje: El eje de elevación se encuentra soportado por dos rodamientos instalados sobre una platina de soporte mediante un housing bridado. En los extremos, el eje se ajusta a los brazos del sistema de acople de la antena por medio de anillos de retención y se transmite el torque mediante dos cuñas desplazadas 90°, el eje posee una entrada de potencia a través de un engranaje como se observa en las figuras 37 y 41

Figura 37
Configuración del eje de elevación, vista superior

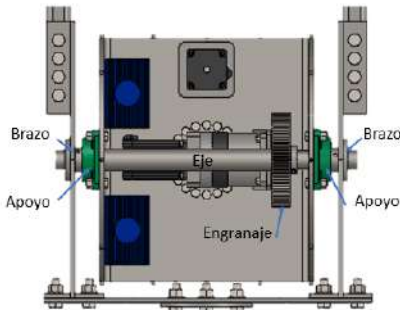


Figura 38*Configuración del eje de elevación***(a)***Elementos mecánicos del eje de elevación***(b)***Elementos mecánicos del eje de elevación*

(1) Rodamientos, (2) Manguito posicionador, (3) Engranaje, (4) Cuñeros y anillos de retención

Con el fin de modelar el eje como una viga rotativa simplemente apoyada (ver figura 40a y 40b) se calcula las cargas de los brazos del acople en el eje (puntos S_A y S_B), por estos puntos se transmite la carga de viento y el peso al sistema de potencia. En la figura 39 se observa como son transmitidos por medio de fuerzas los momentos positivos en los ejes x_b y y_b , realizando esta transmisión de cargas al sistema de potencia se establece el estado de cargas en los puntos de acople S_A y S_B (ver anexo C)

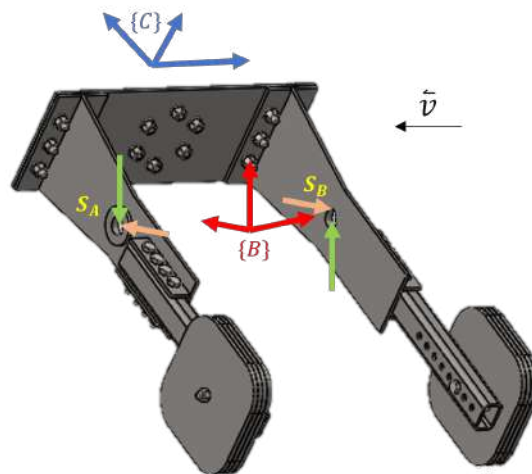
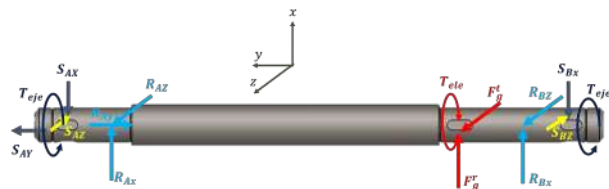
Figura 39*Transmisión de momentos en S_A y S_B* 

Figura 40*Modelo de viga rotativa del eje de elevación***(a)***Modelado de la viga en un sólo plano*

Como se puede observar el eje está sometido a flexión en dos planos xy y zy

(b)*Eje de elevación*

Basado en este estado de cargas se determinan las seis situaciones críticas presentadas en la tabla 10

Tabla 10*Cargas máximas transmitidas en Newtons por S_A y S_B al eje de elevación*

Carga Máxima	Apoyo	Configuración		F_{ax}	F_{ay}	F_{az}	F_{bx}	F_{by}	F_{bz}
F_x	A	Elevación	40	-1665	989	-1214	-1595	0	-1225
		Azimut	60						
F_y	A	Elevación	5	-824	1084	775	-865	0	347
		Azimut	120						
F_z	A	Elevación	5	-766	0	1921	-779	-5	1884
		Azimut	180						
F_x	B	Elevación	40	-1398	412	-1531	-1688	0	1211
		Azimut	20						
F_y	B	Elevación	75	-533	0	522	-562	-9	498
		Azimut	180						
F_z	B	Elevación	5	-766	0	1921	-779	-5	1884
		Azimut	180						

A partir de esto se generan los diagramas de cortante y flector (ver apéndice C), dando como resultado que el punto de máximo esfuerzo se da en la sección del engranaje, es por esto, que en este punto al intentar eliminar altos concentradores de esfuerzo se decide ajustar el engranaje por medio de un hombro y de un manguito posicionador.

El diseño del eje se analiza bajo carga dinámica y se utiliza la teoría de falla de Goodman modificado (ver apéndice C), los esfuerzos alternos y medios se calculan en base a que el único esfuerzo alterno se debe a la flexión, debido a que la carga axial y el torque se pueden aproximar a

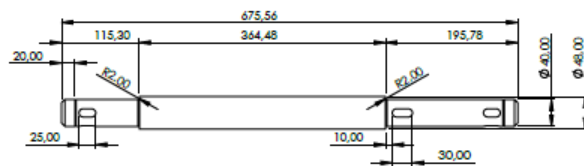
cargas constantes. Bajo este criterio se determino que para un factor de seguridad de 1.6 utilizando un acero AISI 4140 templado y revenido se necesita de un diámetro en la sección del engranaje de 40 mm.

Figura 41

Configuración final del eje de elevación

(a)

Dimensiones principales en mm del eje



(b)

Modelado final del eje de elevación

**Tabla 11**

Eje de elevación y elementos de transmisión de potencia

Eje de elevación		
Material	AISI 4140	
Diámetro mínimo	40	
Diámetro máximo	48	
Número de secciones	3	
radio de los hombros	2	
Concetradores de esfuerzo	K _t	2
	K _{ts}	1,7
Chaflán de salida	5x45	
Cuña 12x8x30 - 1020	1	
Cuña 12x8x25 - 1020	4	

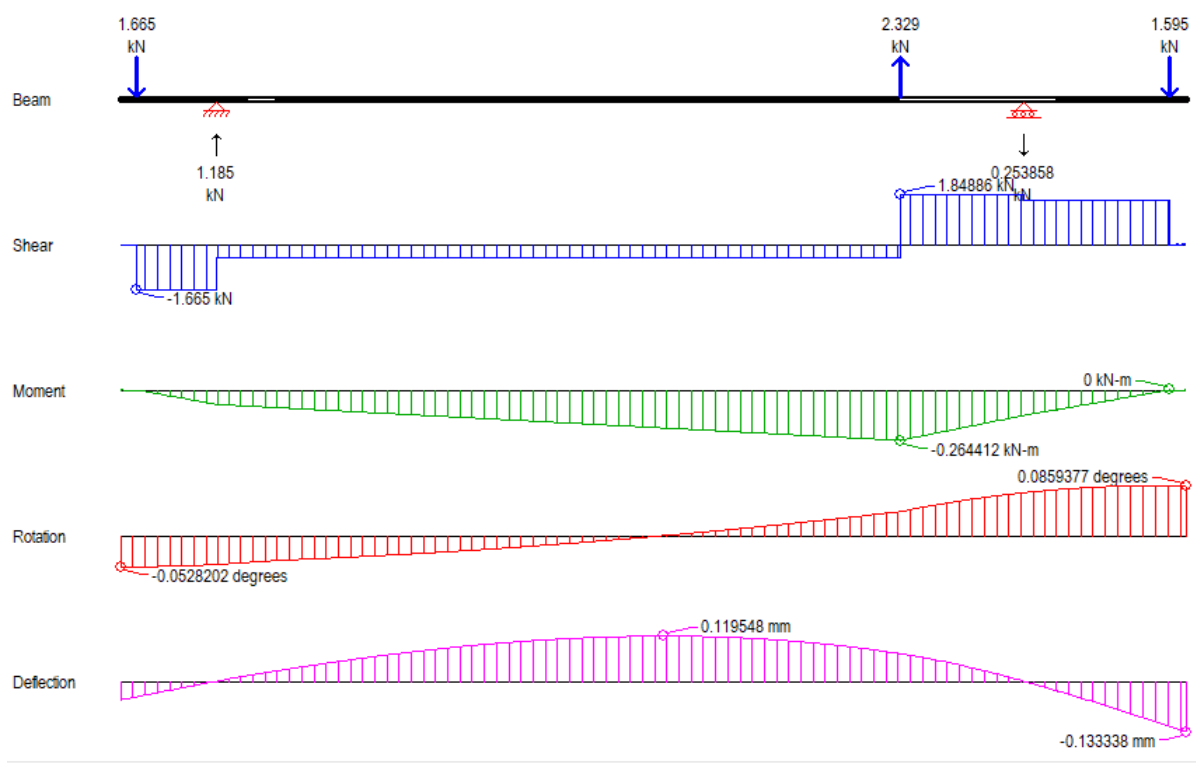
2.5.1.5 Elementos de transmisión de potencia La transmisión de potencia se debe hacer desde el engranaje hasta los dos brazos, esto lo expresa correctamente la figura 40b, para esto la potencia es transmitida por el engranaje al eje con una cuña de 12x8x30 de material de bajo carbono 1020, y a los brazos con dos cuñas desfasadas 90° de 12x8x25 cada una del mismo material. Estas cuñas

fueron diseñadas bajo esfuerzos cortantes y de aplastamiento, teniendo un factor de seguridad mínimo de 2.

Como último paso en el diseño, se verifica que la deflexión del eje en el plano xy sea aceptada, es decir, que la deflexión en el punto del engranaje esté dentro de la tolerancia de la distancia entre centros, que las deflexiones en los extremos sean pequeñas y que las pendientes en los engranajes estén dentro del rango admisible de desviación de los rodamientos.

Figura 42

Diagramas de cortante, flector y flecha para el eje de elevación



Los valores acá presentados están dados para situación de carga en donde F_z es máxima en S_A , siendo está la situación más crítica

2.5.1.6 Selección de rodamientos: Una vez se ha determinado la geometría del eje y las cargas en los apoyos (rodamientos) se pueden seleccionar los rodamientos, en la tabla 12 se presentan las cargas en los rodamientos expresadas en coordenadas rectangulares o en sus componentes radial y

axial.

Tabla 12

Estados de cargas máximos para los rodamientos A y B en [KN]

(a)

Estado de cargas en componentes rectangulares

Carga Máxima	Apoyo	RODAMIENTO A			RODAMIENTO B		
		F_x	F_y	F_z	F_x	F_y	F_z
F_x	A	-0,79	0,989	-1,81	2,7	0	7,79
F_y	A	-0,71	1,084	1,71	2,79	0	-7,89
F_z	A	-0,7	0	2,3	2,8	0,005	-9,7
F_x	B	-0,8	0,412	1,81	2,69	0	-7,79
F_z	B	-0,7	0	1,88	2,8	0,005	-7,72

(b)

Estado de cargas en sus componentes radial y axial

Carga Máxima	RODAMIENTO A		RODAMIENTO B	
	F_r	F_a	F_r	F_a
F_x	1,3	1,0	8,2	0,0
F_y	1,3	1,1	8,4	0,0
F_z	0,7	0,0	10,1	0,0
F_x	0,9	0,4	8,2	0,0
F_z	0,7	0,0	8,2	0,0

Para la selección de los rodamientos se llevo a cabo el proceso presentado en la sección 1.5.4 con rodamientos de inserción SKF Y y housings cuadrados bridados de fundición SKF FY (Ver apéndices). Sin embargo debido a las bajas revoluciones de trabajo es necesario verificar que el rodamiento también cumpla con carga estática, siendo está calculada como

$$C_o = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad (2.16)$$

En este proceso y siguiendo las indicaciones del fabricante la carga nominal C_{10} y la carga estática C_o con la que debería cumplir el rodamiento, Los requerimientos de los rodamientos para una vida deseada de 16000 horas son: Al comparar los requerimientos con la disponibilidad en catálogo se escogió el soporte FY40TF, el cual consiste de un rodamiento tipo Y YAR-208-2F y un soporte FY508M. sus especificaciones se resumen en la siguiente tabla

Tabla 13*Requerimientos de los rodamientos*

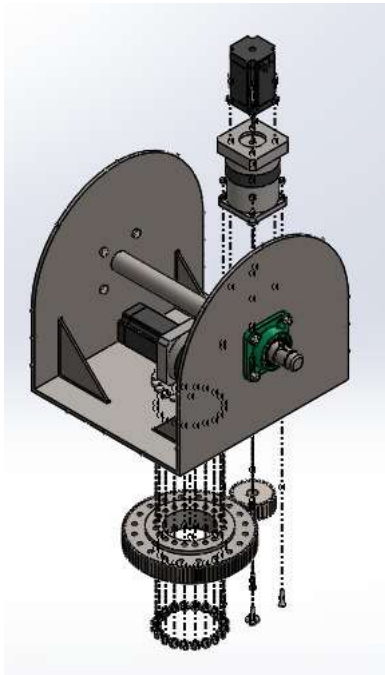
Parámetro	Valor [N]
Carga dinámica C_{10}	11562
Carga estática C_o	12120

Tabla 14*Características de carga del rodamiento FY 40 TF*

Designación	d [mm]	Cargas básicas nominales		Velocidad límite [rpm]
		C [kN]	C_o [kN]	
FY 40 TF	40	30,7	19	4800

2.5.2. Sistema de transmisión del eje azimutal:

El diseño del sistema de potencia de azimut está basado en los requerimientos de velocidad, precisión, así como también las cargas de viento y peso trasladado desde el sistema coordinado B a A haciendo uso del script *Antenna Mount Modelling*.

Figura 43*Explosionado del sistema de elevación*

Como lo muestra la figura 43 el sistema de potencia del eje de azimut, consta de un motor

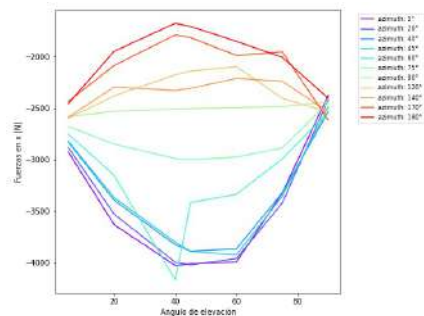
stepper acoplado a un reductor planetario de 3 etapas, el cual engrana con la corona girtaroria, y de esta forma la platina doblada que soporta el sistema de elevación funciona como el brazo de un tren epicycloidal.

Figura 44

Cargas Aerodinámicas en sistema coordinado A

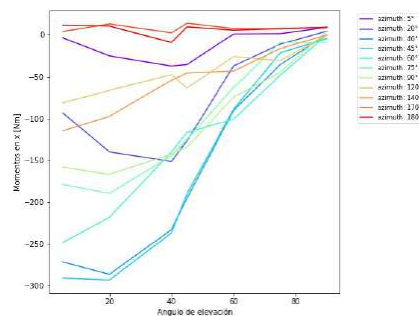
(a)

Fuerza aerodinámica en dirección x



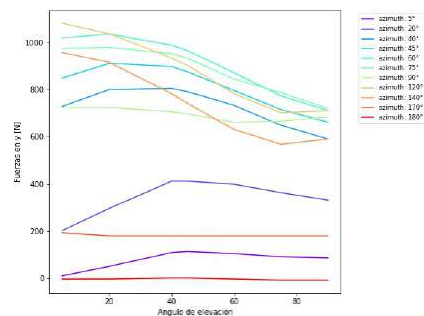
(b)

Momento aerodinámico en dirección x



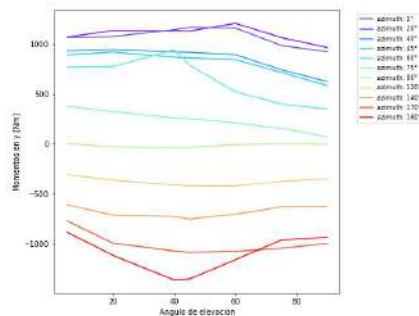
(c)

Fuerza aerodinámica en dirección y



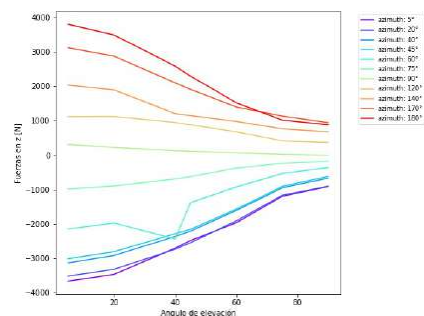
(d)

Momento aerodinámico en dirección y



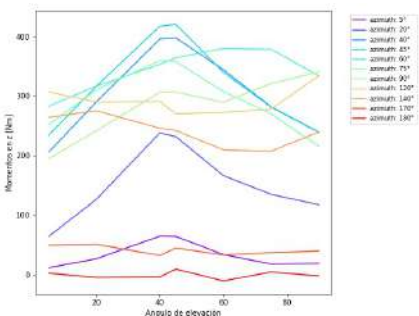
(e)

Fuerza aerodinámica en dirección z



(f)

Momento aerodinámico en dirección z



Con el fin de establecer los requerimientos de torque, velocidad y aceleración de la antena en el eje de elevación se definió las características del movimiento de slew.

Tabla 15*Condiciones cinemáticas en el inicio del movimiento de Slew*

Movimiento de Slew	
Tiempo de aceleración [s]	1
Velocidad Máxima [deg/s]	20
Aceleración α [deg/s ²]	20

Es necesario considerar que la matriz de inercia $[I]$ para el eje de azimuth cambia cuando esta rota en el eje de elevación, entonces para los efectos dinámicos se puede plantear el siguiente conjunto de ecuaciones

$$[I]_{az} = [I]_{sp} + [I]'_{ant} \quad (2.17)$$

$$[I]'_{ant} = [R]'[I]_{ant}[R]'^T \quad (2.18)$$

$$[R]' = Rot(\hat{y}, theta)[R] \quad (2.19)$$

Siendo

$$[I]_{ant} = \begin{bmatrix} 107.6 & 0 & 0 \\ 0 & 94.2 & 0 \\ 0 & 0 & 45.2 \end{bmatrix} \quad [I]_{st} = \begin{bmatrix} 4 & 0 & 0 \\ 0 & 9.2 & 0 \\ 0 & 0 & 8.5 \end{bmatrix}$$

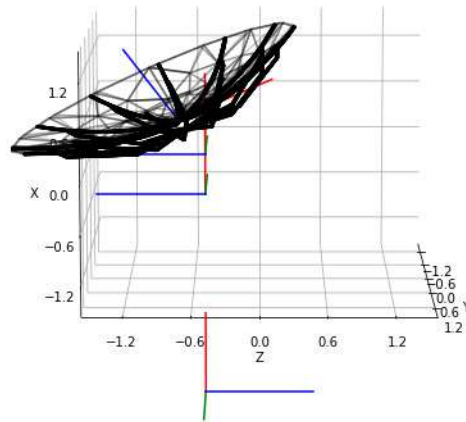
En donde,

- $[I]_{ant}$: Matriz de inercia del acople y antena
- $[I]_{az}$: Matriz de inercia del sistema
- $[I]_{sp}$: Matriz de inercia de la platina soporte

En este sentido es aún a bajas velocidades es importante mantener el sistema dinámicamente balanceado. a partir de esto y de las ecuaciones 2.12 y 2.13 se calcula un torque de arranque de 323 [Nm] y el de operación de 293 [Nm]. La posición de la anetna cuando ocurre la situación critica de arranque bajo condiciones de viento se presenta en la figura 45

Figura 45

Situación de carga máxima en el eje de elevación.

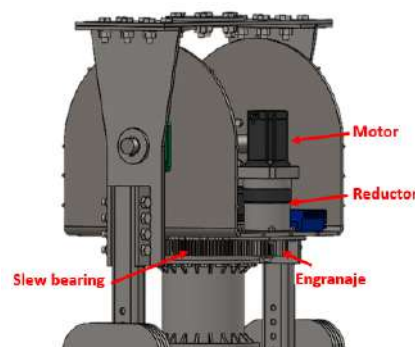


Las coordenadas de la antena cuando el momento producido por el viento es máximo son 180° en azimut y 60° en elevación.

En el sistema de transmisión del eje azimutal se usó un "slew bearing" o corona giratoria para soportar las cargas de cabeceo, fuerza axial y radial de dicho eje, así como también permitir la rotación entre el soporte de la estructura y el sistema de elevación. Conectado al slew bearing mediante un engranaje se encuentra un motoreductor compuesto por un reductor planetario y un motor stepper. Esta configuración se observa en la figura 46.

Figura 46

Configuración del eje de elevación



De manera similar al sistema de elevación mediante un proceso iterativo se generó la combinación de motor, reductor que cumpliera con los requisitos de potencia y razón de inercia, presentado

en la tabla 16

Tabla 16

Requerimientos tabulados por iteración para el eje de azimut

Parámetro	Requerimiento
Torque de Arranque	1 Nm
Torque de operación (1000 rpm)	0,91 Nm
Reducción planetaria	80
Reducción segunda etapa	4
Torque Máx. Reducción Planetaria	307,2Nm
Razón de Inercia	7,57

2.5.2.1 Selección del motor y reductor: El tipo de motor que se selecciono corresponde a un motor paso a paso o "*stepper*" NEMA 34 debido a los requerimientos de la aplicación en cuestión, tal como se menciona antes. La selección del planetario tuvo en cuenta los requerimientos de la tabla 16 como también las dimensiones para el acople de este con el motor. Las especificaciones del motor y reductor seleccionado se especifican en la tabla 17

Tabla 17

Especificaciones técnicas de los elementos de potencia en el eje de Azimut

(a)

Stepper 86HSN4N-BC38

Parámetro	Valor
Holding Torque	4
$T_{pull-out}$ (1000 rpm)	1,25Nm
T_{max} (1600 Microstepping)	5
Step Angle	1,8
Corriente Nominal	6 [A]
Voltaje Nominal	2,7 V
Resistencia	0,44 ohm
Inductancia	0,0037 H
Resolución Encoder	1000 ppr (0,36°)

(b)

Planetario VGF115-L3-80-S-P2-T

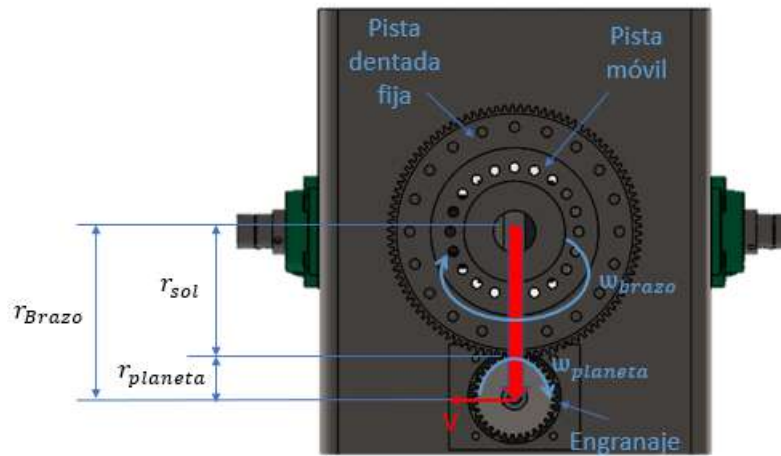
Parámetro	Valor
Torque Máx	630 Nm
Etapas	3
Reducción	80
Protección	IP65
Eficiencia	0,9
Inertia	0,0063 Kgm2

NOTA: En los apéndices se pueden encontrar las especificaciones técnicas y geométricas del reductor y el motor, para este último es importante reconocer la curva de closed stepping a 1600 Microsteps

2.5.2.2 Diseño del engranaje: La relación de engranajes del sistema de azimut esta formada por una relación planetaria entre el slew bearing y el engranaje acoplado a la salida del reductor. Por ende, las características geométricas del engranaje deben ser acordes a las características del anillo dentado del slew bearing para que puedan engranar. De esta manera, se estableció que el modulo del engranaje debía ser de 3 mm , el ancho de cara del diente de 40 mm y el ángulo de presión de 20° . La relación de transmisión que se propuso fue de 4:1, de tal manera que teniendo los dientes del slew bearing ($Z_2 = 98$) se determino el numero de dientes del engranaje, obteniendo $Z_1 = 32$ dientes. Para este calculo se tuvo en cuenta que la relación planetaria difiere de la relación de engranajes rectos convencionales. Dicha relación se dedujo a partir de un análisis cinemático como se observa en la figura 47, donde se obtuvo la ecuación 2.22.

Figura 47

Relación planetaria en el eje azimutal



$$V = V \qquad \omega_{brazo} r_{brazo} = \omega_{planeta} r_{planeta} \qquad (2.20)$$

$$\omega_{brazo} (r_{sol} + r_{planeta}) = \omega_{planeta} r_{planeta} \qquad \frac{r_{sol}}{r_{planeta}} + 1 = \frac{\omega_{planeta}}{\omega_{brazo}} \qquad (2.21)$$

$$\frac{r_{rueda}}{r_{piñón}} + 1 = \frac{\omega_{piñón}}{\omega_{az}} \qquad \frac{Z_{rueda}}{Z_{piñón}} + 1 = e \qquad (2.22)$$

Después de establecer la geometría se calcularon los factores de seguridad por flexión y por desgaste para los engranajes de acuerdo a la norma AGMA 2001-D04, obteniendo un factor de seguridad por flexión de $s_f = 10$ y por desgaste de $s_h = 15$, usando las propiedades de un acero SAE 4140 para un torque de $T = 300 \text{ N.m}$.

Las tolerancias para la distancia entre centros fueron basadas en la norma japonesa JGMA- 1101(2000) para un engranaje grado N4, en base a esto se calcula los backlash teóricos de la transmisión, teniendo un backlash máximo de 0.2° y un backlash mínimo de 0.04° . A continuación se resumen las características principales de la etapa de reducción por engranajes el eje de azimut.

Tabla 18

Engranajes para la segunda etapa de reducción en el eje de azimut

Engranajes del Sistema de Elevación			
Piñon		Engranaje	
Módulo [mm]	3	Módulo [mm]	3
Ángulo de Presión	20	Ángulo de Presión	20
N° de dientes	32	N° de dientes	98
Espesor [mm]	40	Espesor [mm]	40
Diámetro Primitivo	96	Diámetro Primitivo	294
Perfil del diente	Evolute	Perfil del diente	Evolute
Grado	N4	Grado	N4
Backlash Máximo			0,2
Backlash Mínimo			0,04
Distancia entre centros			195 +- 0,016
Grasa Lubricante			AGMA 2 EP

2.5.2.3 Selección del Slew Bearing: La selección del *Slew Bearing* o corona giratoria es muy similar a la selección de rodamientos en términos conceptuales. La selección consiste en evaluar que tanto las pistas internas como los pernos de sujeción puedan resistir los momentos de cabeceo (o inclinación) y la fuerza axial.

En situaciones en donde exista la presencia de carga radial, al igual que en rodamientos se debe calcular una carga equivalente, sin embargo, para las coronas giratorias los fabricantes proponen 2

fuerzas equivalentes, en donde el slew seleccionado debe cumplir para ambas situaciones de fuerza equivalente.

El fabricante seleccionado de la corona giratoria es *Luoyang Yujie* en donde propone las siguientes situaciones de carga equivalente:

$$F'_a = (F_a + 2.3 F_r) f_a \quad (2.23)$$

$$F'_a = (0.59 F_a + 1.18 F_r) f_l \quad (2.24)$$

En donde F'_a es la carga equivalente y f_a y f_l son los factores de servicio y carga.

A partir de los estados de carga presentados en la figura 72 y haciendo uso del script *Diseño del sistema de potencia* se calculan las máximas situaciones de carga: máximo momento de inclinación, máxima carga axial y máxima carga radial, definiéndolas como:

$$F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} / F_a = F_x M_t = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (2.25)$$

En donde

- F_a : Fuerza axial en el Slew
- F_r : Fuerza radial en el Slew

Las situaciones de carga se resumen en la tabla ??

Tabla 19*Resumen de las máximas situaciones de carga***(a)***Máximas situaciones de carga*

	Max M_t	Max F_r	Max F_a
M_t	1.4	0.9	1.4
F_a	1.7	2.5	1.7
F_r	2.6	3.8	2.6

(b)*Fuerza equivalente y momento de cabeceo*

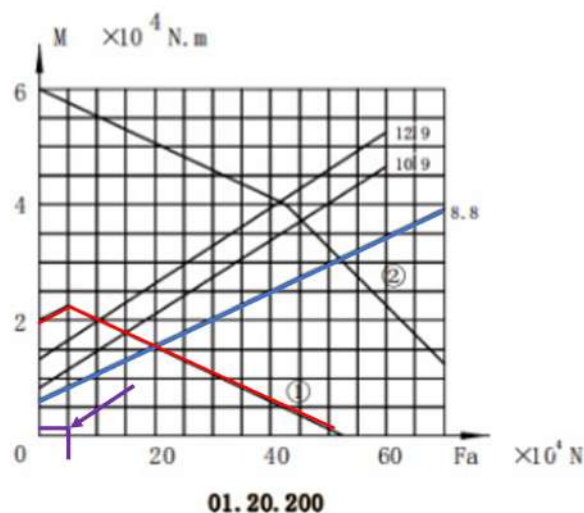
	Ecuación 2.21			Ecuación 2.22		
	Max M_t	Max F_r	Max F_a	Max M_t	Max F_r	Max F_a
M_t	1.4	0.9	1.4	1.4	0.9	1.4
F'_a	5.6	5.6	8.2	4.3	4.3	6.3

(c)*Componentes rectangulares de las máximas situaciones de carga*

	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
Max F_r	-2.455	-4.477	3.805	0.011	-0.883	0.002
Max M_t	-1.673	0.000	2.585	-0.009	-1.362	-0.004

NOTA: En la evaluación de la resistencia de los pernos solamente la carga axial se tiene en cuenta, es decir $F'_a = F_a$

Los rodamientos de torna-mesa, o Slew Bearings, suelen venir en grandes tamaños y con dentado externo con módulos considerables, es por esto, que parte de su selección es encontrar una corona giratoria de tamaño moderado y que tenga modulo entre 2-4, con el propósito de cumplir los requerimientos de control. En esta ocasión la compañía *Luoyang Yujie* ofrece su solución de *Slew Bearing* con dentado exterior de 98 dientes y módulo 3. La figura 48 presenta su curva de selección, en donde la línea roja representa la carga admitida por las pistas y la línea azul por los pernos de grado 8.8

Figura 48*Curva de selección del Slew Bearing 011.20.200*

Las líneas moradas son el punto de operación

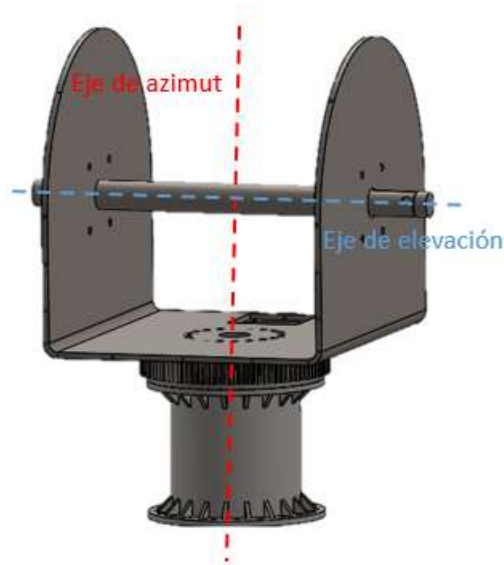
Como se puede observar en la figura 48 la corona giratoria puede trabajar sin dificultad bajo las cargas a las cuales está sometido sistema de potencia de la montura, a continuación se presentan sus dimensiones básicas, acerca de los pernos, diámetros y dientes del engranaje

Tabla 20*Dimensiones básicas y de montaje del Slew Bearing*

Designación	Dimensiones de Montaje						Datos del engranaje			
	D1 [mm]	D2[mm]	n	mm	dmm	L	b [mm]	M[mm]	De[mm]	z
011.20.200	248	152	12	16	M14	28	40	3	300	98

2.6. Diseño de la estructura soporte

El diseño de la estructura de la montura se basó en un diseño yoke and fork, como se observa en la figura 49. Para su diseño primero se propuso una geometría y luego se realizaron varias simulaciones para cada una de las situaciones de cargas críticas de cada una de las partes de la estructura. Obteniendo de esta manera una estructura formada por un tubo que da soporte a toda la montura y que posee bridas en sus extremos para su acople, y una platina en forma de tenedor que sujeta el eje de elevación en dos puntos.

Figura 49*Estructura de la montura*

A continuación se describen los parámetros usados en cada una de las simulaciones y los resultados obtenidos para la platina soporte y el soporte tubular.

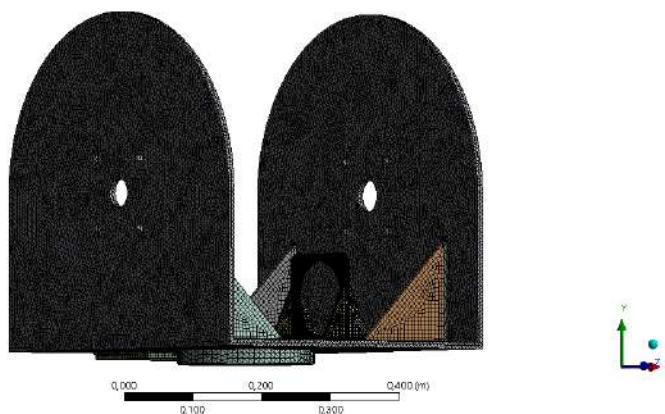
2.6.1. Análisis estructural de la platina soporte

Para el análisis estructural de la platina primero es necesario establecer las cargas sobre dicho elemento. En este caso las cargas corresponden a las fuerzas transmitidas por los apoyos (apoyos A y B) del eje de elevación. Estas fuerzas se describen en la tabla 12a. Después de analizarlas se determinan 4 estados de carga críticos. El primero se refiere al estado en el cual las fuerzas en dirección "z" son máximas para ambos apoyos. La segunda corresponde a la situación en que la fuerza en dirección "Y" es máxima para el apoyo A. La tercera y la cuarta situación se refieren a cuando las fuerzas en "X" son máximas para el apoyo A y para el apoyo B respectivamente.

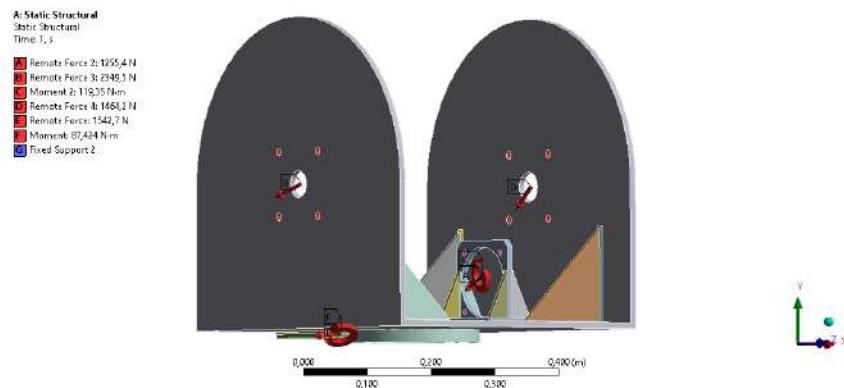
Tabla 21*Situaciones de carga critica para la platina soporte*

Carga máxima	(Azimut,Elevación)	$F_x A[N]$	$F_y A[N]$	$F_z A[N]$	$F_x B[N]$	$F_y B[N]$	$F_z B[N]$
1	40°, 5°	-700	0	-2300	2800	0	-9700
2	120°, 5°	-710	1084	1710	-2790	0	7890
3	5°, 60°	-790	989	-1810	2700	0	-7790
4	45°, 45°	-700	412	1810	2690	0	-7790

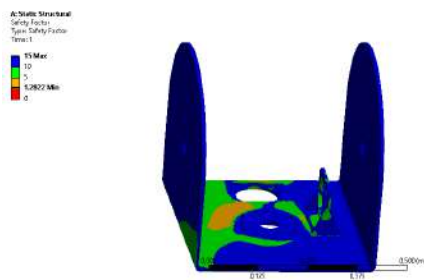
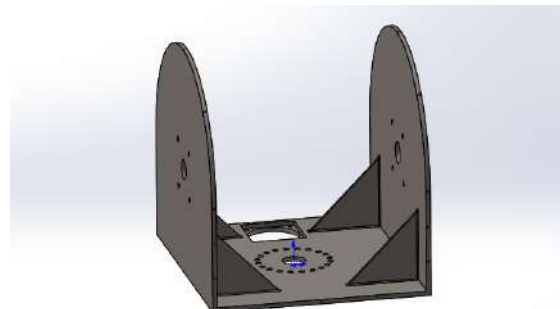
La platina soporte se modeló junto con el soporte de la transmisión de elevación y una brida en su parte inferior, para asemejar de esta forma el acople físico entre el slew bearing y la platina soporte. Posteriormente el modelo hecho en solidworks se importo a ANSYS. Allí se mallo usando la técnica sizing con un tamaño de elemento de 6 mm para la platina y 2 mm para el soporte del reductor de elevación. Se aplico además un refinamiento de malla en el borde de la brida de la parte inferior (ver figura 50).

Figura 50*Malla usada en el modelo de la platina*

Las condiciones de frontera usadas en el modelo de la platina se presentan en la figura 51. Además de las cargas impuestas por los apoyos A Y B, se aplicaron también las cargas impuestas por los reductores a sus respectivos soportes.

Figura 51*Condiciones de frontera usadas en la platina soporte*

Dentro de los resultados preliminares se encontró que el factor de seguridad mínimo para platina era de 1,28 como se observa en la figura 52a, por tal motivo se modifico la platina añadiéndole 4 cartelas de 15 cm como refuerzo para las paredes de la platina, como se muestra en la figura 52b.

Figura 52*Resultados preliminares de la platina soporte***(a)***Factor de seguridad.***(b)***Modificación de la platina.*

Después de modificar la platina se procedió a volver a simular cada una de las 4 situaciones de carga, encontrando que la situación 1 era la mas desfavorable, provocando un esfuerzo máximo equivalente de von mises de 123 MPa, un desplazamiento máximo de 1,9 mm en el extremo superior del tenedor y un factor de seguridad mínimo de 2 (Ver figura 53).

Figura 54*Sugerencias para el soporte de un slew bearing*

The flange must support the bearing ring across its entire side face. The thickness of the support flange ($\rightarrow$ fig. 3) should be in accordance with the following guideline values:

- $S \geq 0,05 \times d_m$ for bearings with a mean raceway diameter ≤ 500 mm
- $S \geq 0,04 \times d_m$ for bearings with a mean raceway diameter > 500 mm and $\leq 1\,000$ mm
- $S \geq 0,03 \times d_m$ for bearings with a mean raceway diameter $> 1\,000$ mm

The requisite minimum wall thickness ($\rightarrow$ fig. 3) of the structure can be estimated using

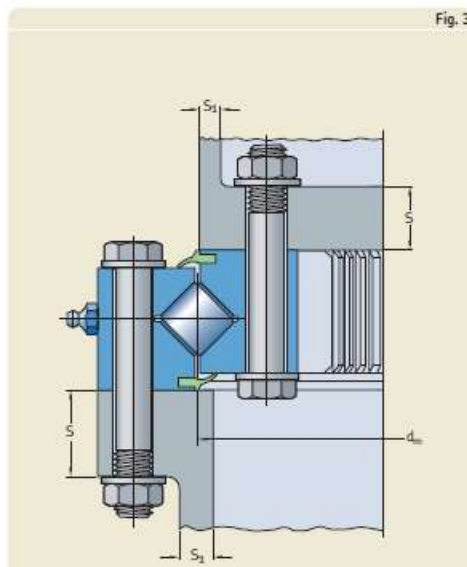
$$S_1 = 0,35 \times S$$

where

S = thickness of the support flange, mm

S_1 = wall thickness of the structure, mm

d_m = mean raceway diameter of the bearing, mm ($\rightarrow$ product tables)



Tomado de [SKF \(2022\)](#)

ce referencia a el estado de mayor carga radial, producido principalmente por la carga del viento. La tercera situación ocurre cuando el momento alrededor del eje del soporte es máximo, es decir cuando el momento torsor es máximo. Y por ultimo la situación 4 corresponde a el estado en el cual el momento de cabeceo o de flexión en la cara superior del soporte es máximo.

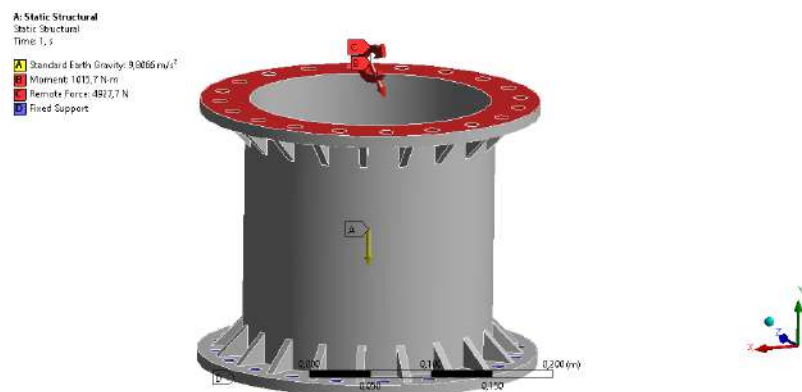
Tabla 22*Situaciones de carga critica para el soporte de la montura*

Situación	(Azimut,Elevación)	$F_x[N]$	$F_y[N]$	$F_z[N]$	$M_x[Nm]$	$M_y[Nm]$	$M_z[Nm]$
1	60°, 40°	-4170	985	-2440	-140	942	353
2	180°, 5°	-2455	0	3805	0	-883	0
3	45°, 20°	-3368	913	-2812	-293	920	316
4	180°, 40°	-1673	0	2585	0	-1362	0

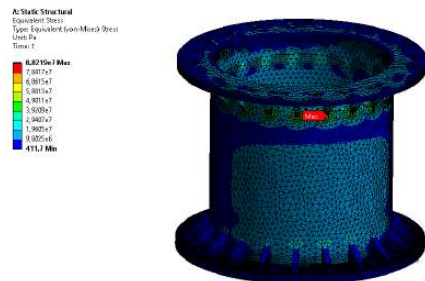
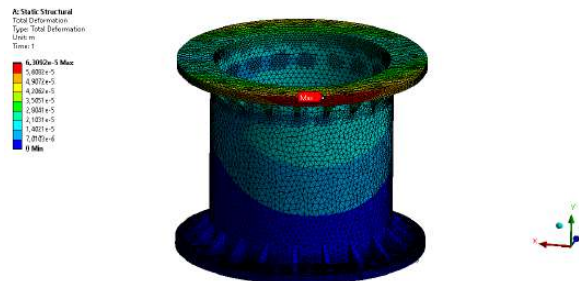
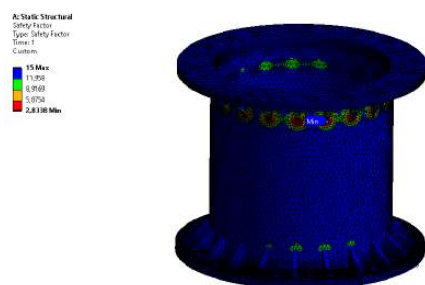
Después de definir los estados de carga a analizar se llevo a cabo el modelo en ANSYS, importando la geometría realizada previamente en solidworks. Posteriormente, se realiza el proceso de mallado aplicando la técnica de *sizing* para darle un tamaño de elemento de 6 mm para toda la pieza y se aplica un refinamiento de malla en los bordes de las cartelas de refuerzo. En la figura 55 se muestra la malla utilizada.

Figura 55*Malla usada en el soporte*

Las condiciones de frontera aplicadas corresponden a un apoyo fijo en la parte inferior del soporte y las cargas aplicadas sobre la cara superior y sobre los agujeros de los pernos de la parte superior del soporte, como se puede observar en la figura 56.

Figura 56*Condiciones de frontera usadas en el soporte*

Después de realizar las respectivas simulaciones se encontró que la situación de carga mas exigente para el soporte es la situación de carga axial máxima (situación 1). En esta situación los puntos donde se concentra el esfuerzo corresponden a los puntos de unión de las cartelas al tubo, lo cual concuerda con el comportamiento esperado. Como se muestra en la figura ??, el esfuerzo máximo equivalente obtenido es de 82 Mpa , el desplazamiento máximo es de $6 \times 10^{-5} \text{ mm}$ y el factor de seguridad mínimo es de 2,8.

Figura 57*Resultados del análisis estructural del soporte de la montura***(a)**
Esfuerzo equivalente de von-mises.**(b)**
Desplazamientos totales**(c)**
Factor de seguridad**(d)**
Error estructural

2.7. Sistema de control

El diseño del sistema de control tiene como objetivo permitir los movimientos de slew y tracking con una resolución mínima de 0.4° a partir de una posición inicial conocida. Para lograr esto se propone la arquitectura mostrada en la figura 58 para cada eje de rotación.

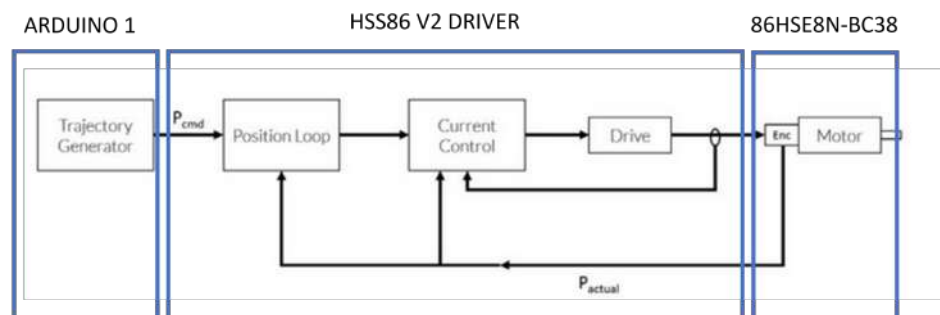
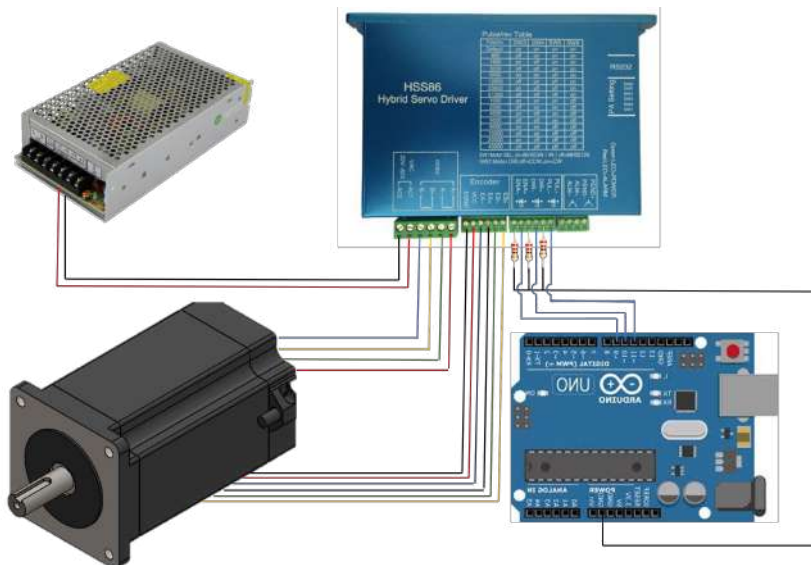
Figura 58*Control en lazo cerrado del motor Steppe*

Figura 59*Diagrama de conexión del driver y e motor*

NOTA: Los colores usados en el diagrama de conexión corresponden a los colores de los encoder y bobinas del motor

Como se observa, el objetivo es la implementación de un control en lazo cerrado del motor stepper. Aunque por su naturaleza el motor stepper permite tener control de la posición en lazo abierto, es común que ante alteraciones de los torques externos el motor sufra de *slipping* o pérdida de pasos. Es por esto que el motor se controla por medio de un driver (HSS86 V2) el cual asegura que no exista pérdida de pasos y así su precisión no cambie. su conexión se realiza según la figura 59.

El driver utiliza un control de corriente chopper para controlar el torque y así no permitir deslizamientos en el rotor del motor; el encoder del motor es de 1000 ppr (pulse per revolution) lo que genera una resolución de 0.36° a la salida del motor, sin embargo, la precisión se requiere en el eje de salida, lo cual, suponiendo rigideces torcionales lo suficientemente altas, se incrementa debido a la reducción planetaria y por engranajes que tienen los sistemas de potencia, cumpliendo así con los requisitos de precisión.

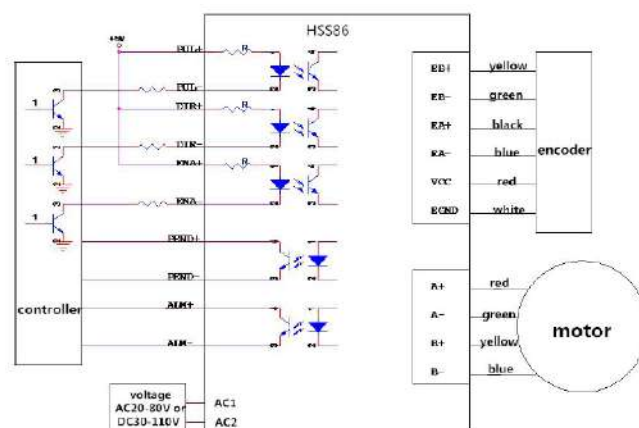
Por lo tanto el control del motor stepper se reduce a lograr una generación de pulsos adecuada para realizar los movimientos de slew y tracking

2.7.1. Control del driver HSS86 V2

El driver HSS86 - V2 tiene 3 entradas de control optoacopladas al circuito interno de control (ver figura 60) en donde se comanda el tren de pulsos (PUL +/PUL -), la dirección de rotación (DIR +/DIR -) y la habilitación/deshabilitación de corriente por el motor (ENA+/ENA-), debido al optoacoplamiento es importante mandar a tierra por medio de una resistencia los puertos negativos de cada control.

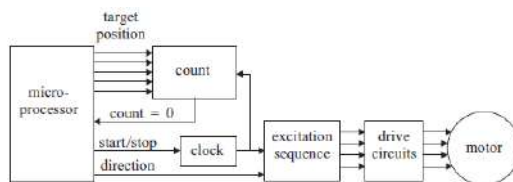
Figura 60

Diagrama de conexión interna del driver HSS86 V2



De esta forma se puede esquematizar el control del motor según la figura ??, en donde el microprocesador se puede remplazar en este caso por un contralador Arduino UNO. la generación de pulsos, las rampas de aceleración, y el conteo de pulsos se puede manejar por medio de la librería AccelStepper

2.7.1.1 Librería AccelStepper Con el fin de realizar el control del driver para el posicionamiento del motor, se debe generar pulsos para comandar los pasos del motor y señales digitales para comandar la dirección y el encendido del motor, mediante la librería *AccelStepper* se pueden comandar los dos primeros y se deja un pin digital de arduino para comandar el encendido.

Figura 61*Esquema de control con Arduino**Tomado de (Acarnley, 2007)*

AccelStepper es una librería creada para manejar múltiples motores, manejándolos como objetos clase de esta, para cada objeto se puede manejar los siguientes métodos (ver tabla 23).

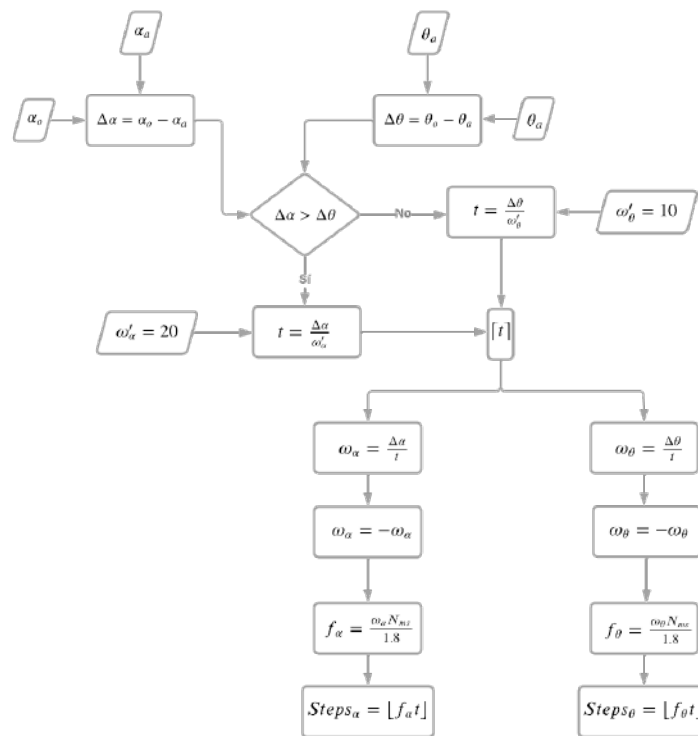
Tabla 23*Métodos de la clase AccelStepper*

MÉTODO	FUNCIONALIDAD
setMaxSpeed(speed)	Máxima velocidad del stepper steps/s
setAcceleration(acceleration)	Establece el valor de aceleración y desaceleración del motor en los Slew
setCurrentPosition()	Establece la posición actual del motor como la posición 0
moveTo(steps)	Establece la posición objetivo a partir de posición 0, positivo para sentidos horarios
move()	Establece la posición objetivo a partir de posición actual, positivo para sentidos horarios
setSpeed()	Velocidad deseada en pasos por segundo. Positivo es sentido horario , velocidades mayores a 1000 steps/s no son recomendadas
currentPosition()	Devuelve la posición actual del motor en pasos, siendo positivo horario a partir de la posición 0

De esta forma la librería permite realizar rampas de aceleración y desaceleración, control de posición y velocidad, así pues a partir de ahora se trata de establecer el algoritmo que permita el tracking y slew de Objetos

2.7.2. Procedimiento para el movimiento de Slew

El diagrama de flujo que se presenta en la figura 62 permite desarrollar el slew de tal forma que la posición en altitud y elevación sea síncrona y tarde el mismo tiempo, así como también tiene en cuenta la inversión del giro debido a la reducción por engranajes.

Figura 62*Algoritmo de Slew*

En donde,

- α_o : Azimut del objeto a apuntar
- α_a : Azimut actual de la montura
- ω'_α : Velocidad de referencia para Aziut ($20^\circ/s$)
- ω_α : Velocidad actual en el azimut
- f_α : Frecuencia del tren de pulsos en azi-mut
- $Steps_\alpha$: Pasos necesarios bajo la veloci-dad azimut
- θ_o : Elevación del objeto a apuntar
- θ_a : Elevación actual de la montura
- ω'_θ : Velocidad de referencia para elevación ($10^\circ/s$)
- ω_θ : Velocidad actual en elevación
- f_θ : Frecuencia del tren de pulsos eleva-ción
- $Steps_\theta$: Pasos necesarios bajo velocidad elevación

2.7.3. Procedimiento para el movimiento de tracking

Durante el tracking del objeto los ejes de elevación y azimut presentan velocidades muy pequeñas y no constantes, es por eso que en orden de aumentar la precisión se propone un control basado en frecuencias variables para compensar el movimiento no uniforme (Gaan y cols., 2017).

La metodología acá presentada permite que con tiempo de antelación se prepare la observación, generando la desratización de velocidades de seguimiento para el objeto de estudio (tracking), para lograr esto se desarrollaron dos scripts en python *Preparación de la observación.ipynb* y *Parametrización_velocidades.ipynb* los cuales permiten para un objeto de estudio obtener:

- Posiciones del objeto de estudio el día de la observación durante las horas de observación.
- El número mínimo de discretizaciones para no perder precisión en el tracking
- Las velocidades (frecuencias) de trabajo y el número de pulsos bajo cada velocidad o frecuencia

A continuación se presenta un ejemplo de aplicación.

2.7.3.1 Tracking de Capella el presente ejemplo ilustra el procedimiento de tracking para la estrella cuyas coordenadas ecuatoriales se presentan en la tabla 24

Tabla 24

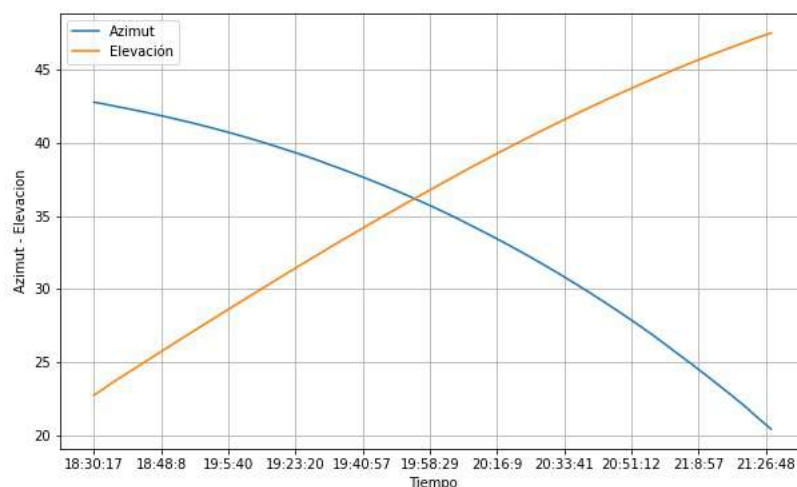
Coordenadas Ecuatoriales del astro Capella

CAPELLA	
Declinación δ	5h18m19,75s
Ascensión Recta AR	46°01'10"

En donde haciendo uso del script *Preparación de la observación.ipynb* para observar el astro el día 26/12/2021 desde las 18:30 hasta las 21:30 se obtienen las posiciones mostradas en la figura

Figura 63

Posiciones de azimuth y elevación para el periodo de observación



Una vez determinadas las posiciones que la montura debería seguir se debe encontrar las discretizaciones de velocidad adecuadas para lo cual se hace uso del script *Parametrizacion_velocidades.ipynb* en donde es importante definir el número de micropasos por paso.

El uso de micropasos permite tener movimientos más suaves y menores picos de corriente, debido a que no se tienen cambios bruscos de voltaje en las bobinas del motor. Con el fin de mantener frecuencias nominales entre 1 y 2 Hz y teniendo en cuenta que la resolución del encoder es de 0.36° y por lo tanto usar micropasos más pequeños que 0.225° resultaría innecesario se decide usar 8 micropasos por paso o lo que es lo mismo 1600 pasos por revolución.

Los resultados encontrados se presentan en la tabla 25 en donde se puede observar que para discretizar los movimientos tanto de azimuth y elevación en 5 y 4 partes iguales respectivamente, los errores acumulados no exceden el límite de precisión, sin embargo es necesario considerar las rigideces de los elementos de transición.

Tabla 25*Frecuencias, pasos y errores acumulados en el seguimiento de Capella***(a)***Frecuencias, pasos y errores acumulados en elevación*

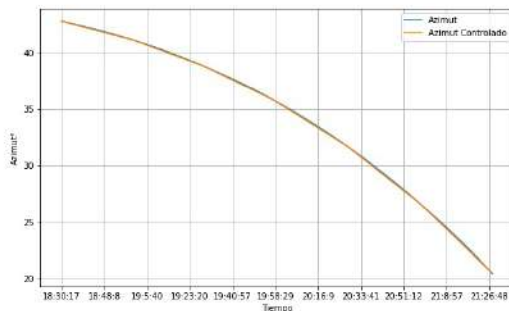
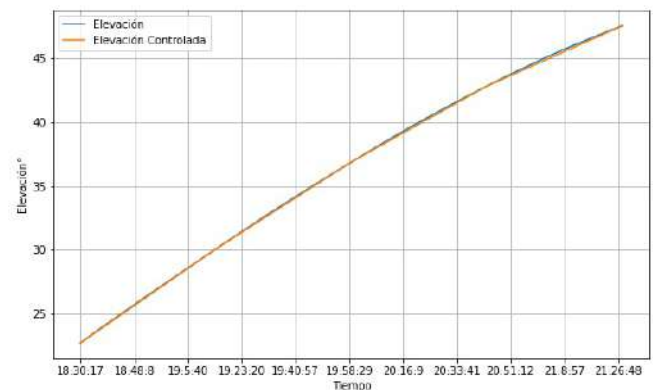
Elevación			
No.	Frecuencia	Pasos	Error acumulado
1	2,44	6532	0,000403
2	2,27	6034	0,012202
3	1,98	5264	0,000731
4	1,56	4185	0,006480

(b)*Frecuencias, pasos y errores acumulados en azimuth*

Azimut			
No.	Frecuencia	Pasos	Error acumulado
1	-1,29	2757	0,007180
2	-1,93	4114	0,009557
3	-2,68	5699	0,010868
4	-3,54	7494	0,016195
5	-4,48	9634	0,023931

Los valores negativos dan cuenta de la dirección de giro

Los resultados del tracking son mostrados en la figura ??

Figura 64*Resultados del tracking con frecuencias variables discretizadas***(a)***Comparación del tracking en azimuth***(b)***Comparación del tracking en elevación*

2.7.4. Simulación del sistema de control

La simulación del sistema de control maneja un driver sencillo que asegura los pasos a través del manejo de corriente, manteniendo una fem constante y un motor paso a paso modelado con las

ecuaciones 1.33 a 1.35, utilizando un modelado de la montura rígido, es decir

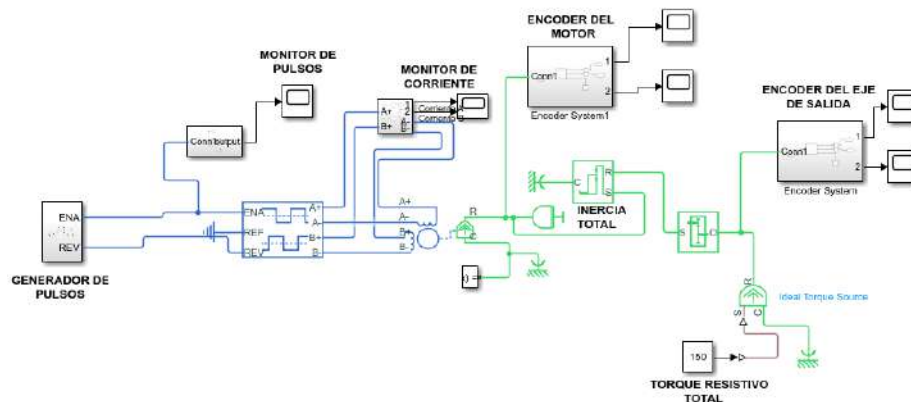
$$T = J \alpha$$

en donde J es la inercia y α la aceleración. Esto se podría mejorar incluyendo las rigideces de los componentes de la transmisión, sin embargo, esto requiere una caracterización en capo.

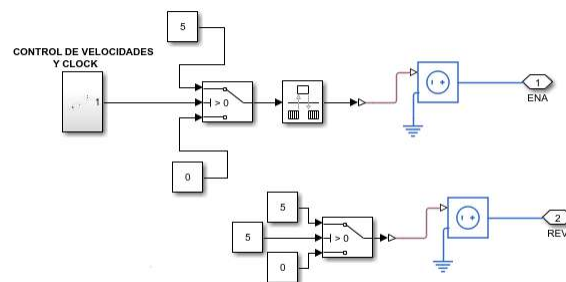
Esta simulación permite conocer los valores de corriente pico para el manejo de un motor stepper bajo unas condiciones de inercia y torques dados, estable un marco conceptual de referencia para implementaciones más robustas o desarrollos del propio driver del motor, la figura — muestra un esquema del modelo

Figura 65

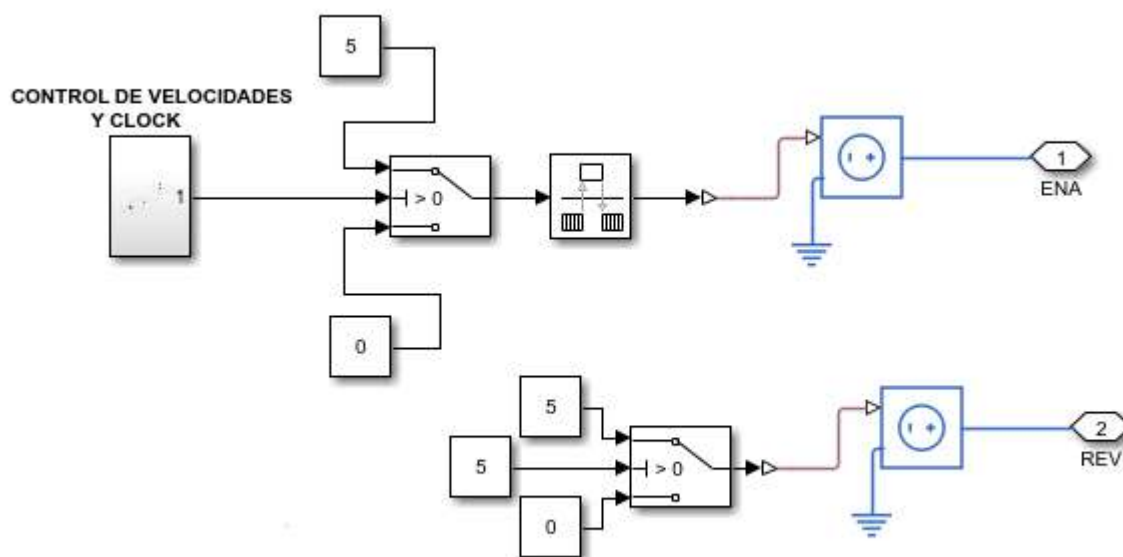
Modelado general del motor stepper



El sistema consta de un generador de pulsos, un driver, un motor híbrido paso a paso y un sistema de transmisión de potencia con una relación de 50, el cual hace girar una carga con un torque resistivo de 150 Nm

Figura 66*Generación de pulsos*

La generación de pulsos se hace a través de un switch y una fuente de voltaje controlada, el switch abre y cierra según lo comande el control de velocidades y el clock

Figura 67*Generación de pulsos*

La generación de pulsos se hace mediante 3 clocks a diferentes frecuencias (velocidad) controlados por steps que controlan el tiempo de cada velocidad

A continuación se presenta la simulación del movimiento del eje de elevación bajo un torque resistivo de 150 Nm y 50 Nm, con una relación de transmisión de 50 (se reduce su valor solo por cuestiones de visualización del movimiento) bajo las condiciones de velocidad que muestra la tabla

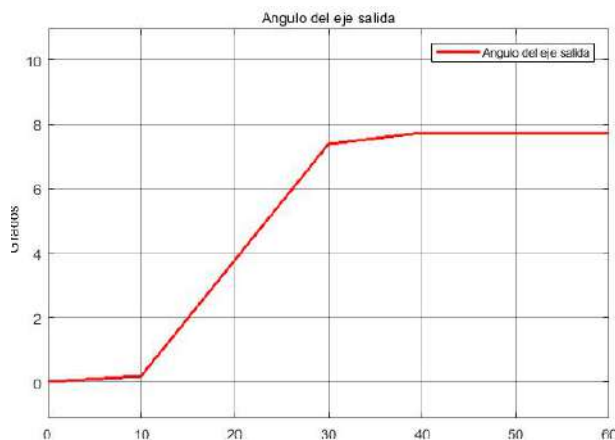
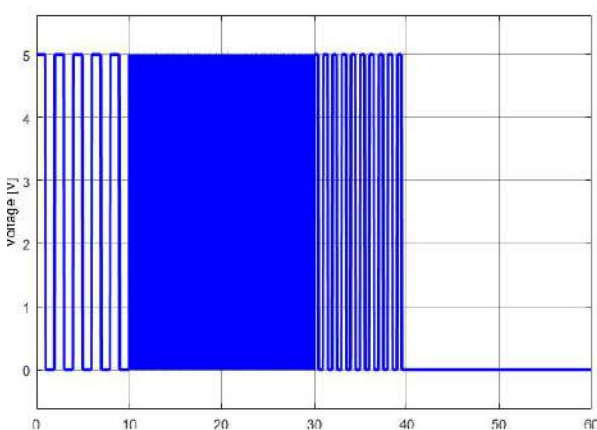
26

Tabla 26*Condiciones de simulación*

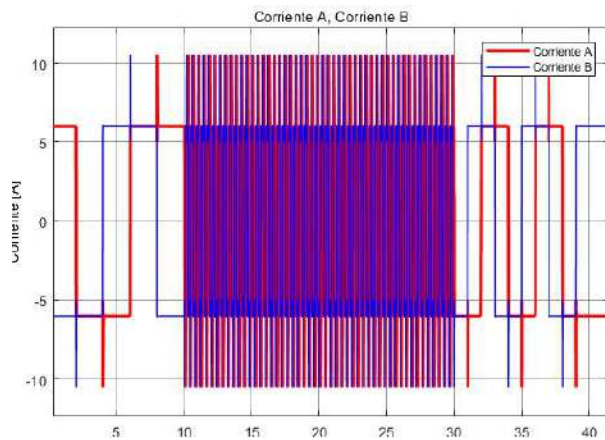
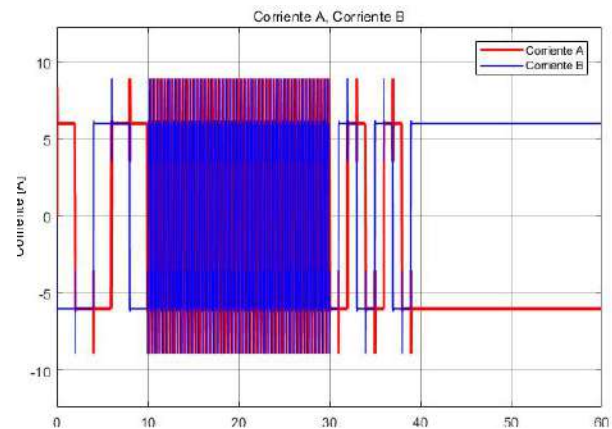
Parámetros de velocidad		Valores esperados	
Frecuencia [Hz]	Tiempo [s]	θ_{motor} [deg]	θ_{eje} [deg]
0,50	10	9	0,18
10	20	360	7,2
1	10	18	0,36

Los valores esperados son teniendo en consideración un paso de 1.8° manejado a full stepping

Los resultados de posición y comando de pulsos se muestran en la figura 68 en donde se observa que los resultados de posición son los esperados, que no existen rampas de aceleración/desaceleración y que debido a la transmisión su movimiento se suaviza.

Figura 68*Resultados de posición y comando de pulsos para la simulación del motor stepper***(a)***Posición del eje a lo largo del tiempo***(b)***Comando de pulsos al driver*

El cambio del torque resistivo no generó cambios en la posición del eje, sin embargo, esto se logra regulando la corriente que fluye a través de las bobinas. Los resultados de corriente fluyendo en las bobinas (ver figura 69) permiten la selección del driver en caso de que no maneje control de corriente chopper o que se quiera generar un driver propio, como es el caso necesario para requerimientos más estrictos.

Figura 69*Corrientes pico para diferentes torques resistivos***(a)***Corriente pico para torque resistivo de 150 Nm***(b)***Corriente pico para torque resistivo de 150 Nm*

Los torques de simulación bajo una transmisión con relación de 50 equiparan a los torques de operación real con una transmisión con relación de 300, para efectos de este proyecto el control de corriente queda fuera de su alcance, y se realiza por medio del driver HSS86, que además, permite trabajar con voltajes mayores al nominal debido a su control de corriente chopper.

Esta simulación corrobora la integridad del driver bajo operación y establece un marco para el desarrollo de controladores más robustos.

Resultados

3.1. Montura altazimutal

La montura altazimutal permite la operación de una antena 3 meter prime focus de RF HAM-DESIGN, para realizar observaciones radioastronómicas de la banda de 21 cm. A continuación se presenta la montura y sus especificaciones técnicas.

Figura 70

Montura altazimutal

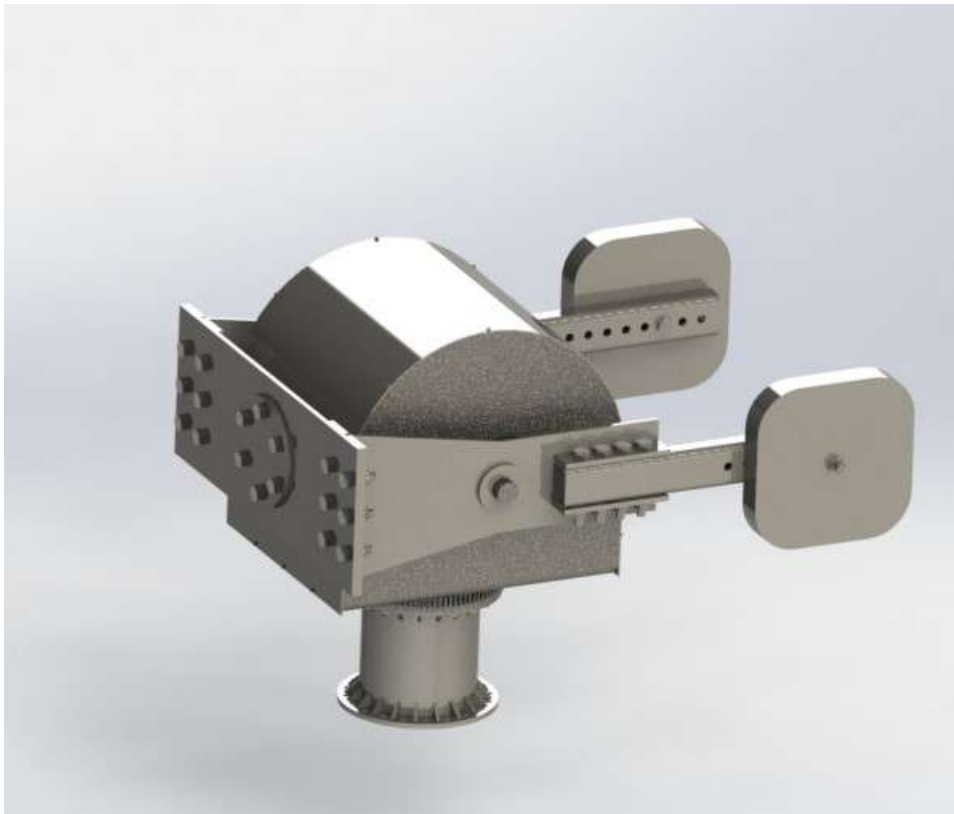


Tabla 27*Especificaciones de la montura*

Parametro	Designación
Antena	
Tamaño del reflector	3[m]
peso	50[Kg]
Parametros mecánicos y eléctricos	
Torque pico	1600[Nm] (Elv) 1280[Nm] (Az)
Torque operación max.	960[Nm] (Elv) 400[Nm] (Az)
Velocidad max	10[°/s] (Elv) 20[°/s] (Az)
Aceleración max	10[°/s ²] (Elv) 20[°/s ²] (Az)
Resolución	0, 4[°]
Voltaje	AC 20 – 80[V] DC 30 – 110[V]
Potencia	330[W]/0.44[HP]
Condiciones ambientales	
Velocidad del viento	0 – 108[km/h]
Temperatura	0 – 50[°C]
Humedad relativa	40 – 90[%]
Dimensiones	
Ancho x Largo x Alto	0, 84 x 1, 07 x 0, 77[m]
Peso	250[Kg]

3.2. Presupuesto

Se realizó una estimación de los costos aproximados a día de hoy de los equipos, piezas y elementos mecánicos necesarios para la construcción de la montura altazimutal. En esta estimación se tuvo en cuenta la tasa de cambio de pesos a dólares (\$4500) que rige en el momento para realizar la compra e importación de los equipos necesarios. Por otro lado, el costo del kilogramo de acero para establecer los costos de material se estimó en $\frac{\$20.000}{Kg}$.

Tabla 28*Costos de las piezas a fabricar*

Partes a fabricar					
Item	Pieza	Cantidad [Kg]	Precio material	Precio Fabricación	Precio total
1	Engranaje Z32M3	2,2	\$44.000	\$90.000	\$134.000
2	Engranaje Z40M2.5	2,42	\$48.400	\$90.000	\$138.400
3	Engranaje Z80M2.5	10,3	\$206.000	\$90.000	\$296.000
4	Eje	8,34	\$166.800	\$90.000	\$256.800
5	platina frontal	16,9	\$338.000	\$50.000	\$388.000
6	Brazo derecho	12,76	\$255.200	\$50.000	\$305.200
7	Brazo izquierdo	12,76	\$255.200	\$50.000	\$305.200
8	Platina soporte	53,2	\$1.064.000	\$90.000	\$1.154.000
9	Soporte reductor	1,9	\$38.000	\$30.000	\$68.000
10	carcasa	7,4	\$148.000	\$60.000	\$208.000
11	Tubo soporte	8,2	\$164.000	\$90.000	\$254.000
12	Tubo 3x2 in	6,7	\$134.000	\$0	\$134.000
13	Contrapeso	71,8	\$1.436.000	\$20.000	\$1.456.000
Total					\$5.097.600

Tabla 29*Costos de los elementos de sujeción y soporte*

Elementos de sujecion y soporte				
Item	Elemento	Cantidad	Precio Unidad	Precio Total
1	Rodamiento SKF FY40TF	2	\$210.000	\$420.000
2	Manguito espaciador ruland MCL40F	1	\$92.000	\$92.000
3	Anillo de retención DSH-40	2	\$35.000	\$70.000
4	Perno 5/8x2 in (grado 5)	18	\$8.500	\$153.000
5	Perno 5/8x5 in (grado 5)	10	\$9.000	\$90.000
6	Tuerca 5/8 in (grado 5)	28	\$1.400	\$39.200
7	Perno M4x0.7x10	24	\$500	\$12.000
8	Pernos M8x1.25x35 (grado 5)	8	\$1.200	\$9.600
9	Pernos M12x1.75x40 (grado 8.8)	8	\$3.000	\$24.000
10	Pernos M12x1.75x70 (grado 8.8)	40	\$4.000	\$160.000
11	Tuerca M8x1.25 (grado 5)	8	\$500	\$4.000
12	Tuerca M12x1.75 (grado 8.8)	48	\$800	\$38.400
Total				\$1.112.200

Tabla 30*Costos de los equipos de transmisión de movimiento*

Equipos de transmisión						
Item	Equipo	Fabricante	Cantidad	Precio Unidad	Precio Total	
1	Set Motor 86HSE8N-BC38 Closed Loop Stepper Motor y driver HSS86 Hybrid Servo	Shangzhou smart automation motor	1	\$1.354.000	\$1.354.000	
2	Set Motor 86HSE4N-BC38 Closed Loop Stepper Motor y driver HSS86 Hybrid Servo	Shangzhou smart automation motor	1	\$1.354.000	\$1.354.000	
3	Reductor VGF115-3 stage	Chuanhe power technology	2	\$1.280.000	\$2.560.000	
4	Slew bearing	Luoyang Yujie	1	\$1.726.000	\$1.726.000	
Total					\$6.994.000	

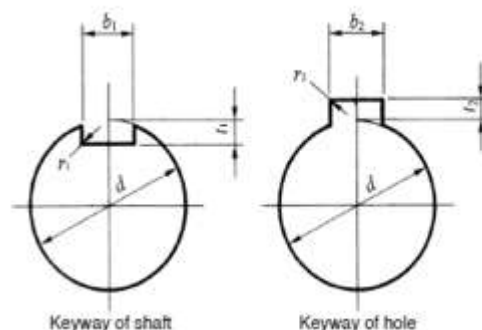
Tabla 31*Costos totales*

Presupuesto general	
Equipos de transmisión	\$6.994.000
Elementos de sujeción y soporte	\$1.112.200
Partes a fabricar	\$5.097.600
Total	\$13.203.800

3.3. Pautas de construcción y ensamble

Para la construcción de la montura se realizaron los respectivos planos de las piezas que necesitan ser mecanizadas, así como también el plano general de la montura y los planos explosionados del sistema de acople y del sistema de potencia donde se aprecian y se enumeran las partes de cada sistema (Ver anexos).

Con el fin de no tener problemas en el proceso de ensamble se determinaron las tolerancias para las sujeciones del eje con sus respectivos elementos, para los cuñeros y para la distancia entre centros de la relación de transmisión por engranajes del eje de elevación. Estas tolerancias se presentan en las tablas 32,33 y 34.

Figura 71*Cotas de los cuñeros***Tabla 32***Tolerancias de la distancia entre centros*

Parte A - Parte B	Descripción	Desviación	
		Max	Min
Engranaje A - Engranaje B	Distancia entre centros JGMA-1101-(2000)	0,016	-0,016
Engranaje azimut- slew bearing	Distancia entre centros JGMA-1101-(2000)	0,016	-0,016
Anillo de retención-Eje	Ancho de la ranura	0	-0,06

Tabla 33*Tolerancias para el eje de elevación*

PARTE A	PARTE B	AJUSTE	NOMINAL	TOLERANCIA AGUJERO		TOLERANCIA EJE	
				MAX	MIN	MAX	MIN
Rodamiento A	Eje de elevación	-	40	-	-	-0,015	-0,005
Rodamiento B	Eje de elevación	-	40	-	-	-0,015	-0,005
Engranaje A	Reductor Elevación	H6h7	25	0,013	0,000	0,000	-0,021
Engranaje B	Eje de elevación	H7g6	40	0,021	0,000	-0,007	-0,020
Manguito de ubicación	Eje de elevación	-	40	0,050	0,012	0,000	-0,013
Brazo derecho	Eje de elevación	H7g6	40	0,021	0,000	-0,007	-0,020
Brazo izquierdo	Eje de elevación	H7h6	40	0,021	0,000	0,000	-0,013
Anillo de retención	Eje de elevación	-	37,5	-	-	-0,250	0,000
Engranaje Azimut	Reductor Azimut	H6h7	25	0,013	0,000	0,000	-0,021

Tabla 34*Tolerancias para los cuñeros*

PARTE A - PARTE B	Nominal	Tolerancia	Tolerancia	Nominal	Nominal	Nominal	Tolerancia	Tolerancia
	b	b ₁	b ₂	r ₁ - r ₂	t ₁	t ₂	t ₁	t ₂
Engranaje A - Reductor Elevación	8	0/-0,036	+/-0,018	0,16-0,25	4,000	3,300	+0,2/0	+0,2/0
Engranaje B - Eje de elevación	12	0/-0,043	+/-0,0215	0,25-0,40	5	3,3	+0,2/0	+0,2/0
Brazo Acople - Eje de elevación	13	0/-0,043	+/-0,0215	0,25-0,41	5	3,3	+0,2/0	+0,2/0
Engranaje Azimut - Reductor Azimut	8	0/-0,036	+/-0,018	0,16-0,25	4,000	3,300	+0,2/0	+0,2/0

Con el objetivo de realizar un buen ensamblaje de la montura, a continuación se resumen los pasos necesarios para esta tarea.

1. Acoplar la pista interior del slew bearing a la platina soporte por medio de sus respectivos pernos (Perno M12x1.75x10).
2. Acoplar el slew bearing con el soporte tubular mediante pernos, para de esta forma ensamblar la estructura de la montura.
3. Realizar el ajuste de los motores con sus respectivos reductores, y se acoplan en la platina soporte. Se debe tener presente que el motor 86HSE8N debe ir con el reductor de relación 100:1 acoplado de manera horizontal en la platina y el motor 86HSE4N con el reductor de relación 80:1 acoplado de manera vertical.
4. Introducir el eje en la platina soporte y a su vez se ajusta el engranaje de 80 dientes sobre el eje con sus respectiva chaveta (cuña 12x8x40) y mango espaciador.
5. Terminar de ajustar el eje, por medio del acople de los rodamientos de pared sobre la platina soporte usando los pernos M12x1.75x40. Además, se ajustan los engranajes de 40 dientes y de 32 dientes en la transmisión de elevación y de azimut respectivamente, por medio de sus chavetas.
6. Se ubican los controladores de los motores sobre la platina soporte y se procede a colocar la carcasa o cubierta del sistema, ajustando sus tornillos (M4x0.7x10). De este modo el sistema de potencia quedaría ensamblado completamente.
7. Ubicar los brazos a cada extremo del eje con sus respectivas chavetas (cuña 12x8x15) y se ajustan colocando un anillo de retención a cada extremo del eje.
8. Unir los brazos con la platina frontal mediante sus pernos de 5/8x2 in.
9. Colocar los contrapesos en la posición indicada para generar equilibrio con la antena y se ajusta la antena a la platina frontal por medio de sus respectivos pernos (pernos 5/8x2 in).

Conclusiones

Como resultado principal de este proyecto de grado se logra el diseño de una montura altazimutal para una antena parabólica de tres metros de diámetro que permite el seguimiento y apuntamiento de cuerpos celestes bajo condiciones de viento de 108 km/h a una velocidad máxima de $10^\circ/\text{s}$ y $20^\circ/\text{s}$ para los ejes de elevación y azimut respectivamente, compuesta por:

- Un sistema de acople apernado con la antena, compuesto por una platina frontal y dos brazos de acople fabricados en acero al carbono y reforzado estructuralmente con cartelas de refuerzo a 45° , encargados de sostener los contrapesos de balance de la antena.
- Un sistema de potencia compuesto de dos motores stepper 86HSE8N-BC38 y 86HSE4N-BC38 para el control y movimiento en los ejes azimutal y de elevación respectivamente. Cada eje está compuesto por una reducción planetaria y una reducción por engranes, en donde la reducción total es de 320 y 200, resultando en razones de inercia de 7.5 y 12.7 para los ejes azimutal y de elevación respectivamente.
- Una estructura soporte compuesta por un housing fabricado a partir de platinas de 3/8 de acero al carbono, soldadas y reforzadas con cartelas a 45° , acopladas a una corona giratoria que permite el soporte de cargas y la rotación libre en el eje de azimut, la cual es fijada a una estructura tubular bridada.
- Un sistema de control en lazo cerrado de los motores stepper, utilizando para ello el driver HSS86 V2 configurado a 166 pasos por revolución, comandados por señales digitales provenientes de un arduino, el sistema de control permite la ubicación y seguimiento de un astro

con una resolución mínima de 0.4° basado en datos de velocidad y posición discretizados para el tiempo de observación previamente calculado.

A partir de las simulaciones estático- estructurales realizadas en ANSYS para el sistema de acople, la platina soporte y el soporte tubular de la montura se determinó que sus factores de seguridad mínimos son de 2.7, 2 y 2.8 respectivamente; se establece que el componente mas crítico de toda la estructura de la montura es la platina soporte. Se determinó las ubicaciones de los esfuerzos máximos equivalentes de cada elemento estructural, siendo para el sistema de acople el centro de la platina frontal justo donde se acopla con la antena con un esfuerzo máximo de $91,36 \text{ MPa}$. Para el caso de la platina soporte los esfuerzos se concentran en la parte de su base cerca a la región de acople con el slew bearing con un esfuerzo máximo de 123 MPa . Por ultimo para el soporte tubular de la estructura los esfuerzos se concentran en las cartelas de refuerzo con un esfuerzo máximo de 82 MPa .

Los sistemas de potencia azimutal y de elevación funcionan con la precisión requerida manteniendo los rangos de corriente adecuados para el driver HSS86 V2, tal como lo muestra las simulaciones en matlab y python. Sin embargo es importante calibrar en situ la montura debido a las imprecisiones de rigidez torsional que se tienen en los sistemas de transmisión.

El presupuesto para la construcción de la montura es de \$13.203.800. El cual representa un diseño económico para las especificaciones que se logran en la montura. Teniendo presente que un radiotelescopio de tres metros de apertura con características similares, tal como el radiotelescopio *Spider 300A* fabricado por PrimaLuceLab tiene un precio de \$240.000.000, y que el valor de su montura puede representar un 20 % de su precio total.

Recomendaciones y trabajos futuros

El diseño de una montura altazimutal con aplicaciones en radioastronomía está muy ligada a los requerimientos de precisión y viento, como en este trabajo se pudo observar, es así que para la implementación de este diseño, y para futuras monturas se hacen las siguientes recomendaciones

- El diseño basado en cargas aerodinámicas por medio de coeficientes permite conocer un estado de cargas más aproximado a la realidad, sin embargo, para requerimientos más grandes, o manejo de antenas más grandes, es importante tener en cuenta los aspectos dinámicos de la estructura, es por esto, que se debe hacer un estudio estadístico en situ de las condiciones de viento, con el fin de evitar que una ráfaga (gust) haga entrar en resonancia la montura.
- Los requerimientos de potencia calculados son suplidos bajo las condiciones de balance y viento que en este proyecto se plantearon, sin embargo, la transmisión del torque a los brazos por medio de dos cuñas debe ser remplazado por ejes estriados en aplicaciones de mayor torque o desbalanceo.
- Las reducciones diseñadas en este proyecto no son catalogadas de bajo backlash, es por eso que se recomienda para aplicaciones con mayores requisitos de resolución, implementar un sistema de alta precisión o bajo backlash mediante las técnicas de:
 - Doble engrane acoplado y desfasado
 - Acople de centros mediante elemento flexible.
- El control de los motores stepper mediante el driver HSS86-V2 permite lograr el requerimiento de resolución, sin embargo, como se discutió, al solo tener 1000 ppr no es recomen-

dado para aplicaciones con mayores requisitos, para esto es deseable implementar un propio controlador/driver del motor stepper.

- En este sentido, para mejorar la precisión es importante tener en cuenta las rigideces torsionales de los elementos de transmisión como la reducción planetaria y la transmisión por engranajes.

Referencias Bibliográficas

- Acarney, P. (2007). *Stepping motors a guide to theory and practice* (Fourth ed., Vol. 63). The Institution of Engineering and Technology.
- Bely, P. Y. (2003). *The design and construction of large optical telescopes* (Springer-Veriag ed.).
- Budynas, R. G., y Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley* (Octava ed.). McGraw-Hill Interamericana Editores S.A.
- Burke, B. F., Graham-Smith, F., y Wilkinson, P. N. (2019). *An introduction to radio astronomy* (Fourth ed.). Cambridge University Press.
- Castellon, A. D. (2010). *Telescopios y sus monturas*.
- Cheng, J. (2009). *The principles of astronomical telescope design* (Vol. 360).
- Collins, J. A., Busby, H. R., y Staab, G. H. (2010). *Mechanical design of machine elements and machines* (Second ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- Design of stepper motor position control system based on dsp. (2017).
- Donner, K. J., Karttunen, H., Kröger, P., Oja, H., y Markku, P. (2017). *Fundamental astronomy* (Sexta ed.). Springer.
- Dorf, R. C., y Bishop, R. H. (2008). *Modern control systems* (Eleventh ed.). Pearson Education International.

- Duan, B. Y. (2002). Review of antenna structural design with mechatronics in china. *Mechatronics*, 12.
- Gaan, D. R., Kumar, M., y Majumder, C. G. (2017). Variable rate based microstepping of stepper motor using matlab gui. *Indian Control Conference*.
- Gawronski, W. (2007). Control and pointing challenges of large antennas and telescopes. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15.
- Gawronski, W. (2008). *Modeling and control of antennas and telescopes*.
- Ginsberg, J. H. (1995). *Advanced engineering dynamics*. Cambridge University Press.
- Gokhale, N. S., Deshpande, S. S., Bedekar, S. V., y Thite, A. N. (2008). *Practical finite element analysis* (First ed.). Finite To infinite.
- Gurocak, H. (2016). *Industrial motion control motor selection, drives, controller tuning, applications*.
- Iqteit, N. A., Yahya, K., Makahleh, F. M., Attar, H., Amer, A., Solyman, A. A. A., ... Tamizi, K. (2022). Simple mathematical and simulink model of stepper motor. *Energies*, 15.
- Jiménez-García, S., Magaña, M. E., Benítez-Read, J. S., y Martínez-Carballido, J. (2000). Modeling, simulation, and gain scheduling control of large radiotelescopes. *Simulation Practice and Theory*, 8.
- Kenjo, T. (1984). *Stepping motors and their microprocessor controls*. Oxford University Press.
- Kuo, B. C. (1996). *Sistemas de control automático* (Séptima ed.). Prentice Hall.
- Levy, R., y Kurtz, D. (Eds.). (1979). *Compilation of wind tunnel coefficients for parabolic reflectors* (Inf. Téc.). National Aeronautics and Space Administration.
- Lurie, B. J., y Enright, P. J. (2020). *Classical feedback control with nonlinear multi-loop systems*

- with: Matlab and simulink* (Third ed.; F. L. Lewis, S. S. Ge, y S. Bodgan, Eds.). CRC Press, Taylor & Francis Group.
- Lynch, K. K. M., y Park, F. C. (2017). *Modern robotics : mechanics, planning, and control*. Cambridge University Press.
- Madier, D. (2020). *Practical finite element analysis for mechanical engineers* (First ed.). FEA Academy.
- Maigua, P. D. M., y Catota, F. L. S. (2007). *Diseño de un radiotelescopio para el observatorio astronómico de quito* (Inf. Téc.). Escuela Politécnica Nacional.
- Markley, F. L., y Crassidis, J. L. (2014). *Fundamentals of spacecraft attitude determination and control*. Springer.
- Milligan, T. A. (2005). *Modern antenna design* (Second ed.). John Wiley & Sons.
- Modelling and simulation of a stepper motor speed/position control*. (s.f.).
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas* (Cuarta ed.). Pearson Educación.
- Ogata, K. (2010). *Ingeniería de control moderna* (Quinta ed.). Pearson Educación.
- Pass, R. (2003). *Two star polar alignment*.
- Postnikov, Y. V., y Turkin, D. N. (2009). Development of structure and method for choosing scope parameters to estimate the load torque for a radio telescope. *Russian Electrical Engineering*, 80, 426-430.
- Roschke, E. (1984). *Wind loading on solar concentrators, some general considerations* (Inf. Técnico DOE-JPL-1060-66). National Aeronautics and Space Administration. Jet Propulsion Laboratory.
- Roth, G. D. (Ed.). (2009a). *Handbook of practical astronomy*. Springer Berlin Heidelberg.

- Roth, G. D. (2009b). *Handbook of practical astronomy*. Springer Berlin Heidelberg. doi: 10.1007/978-3-540-76379-6
- Roy, A. E., y Clarke, D. (2004). *Astronomy: Principles and practice* (Fourth ed.). Institute of physics publishing, Bristol and philadelphia.
- Sasao, T., y Fletcher, A. B. (2009). *Radio telescope antennas*.
- Schaub, H., y Junkins, J. L. (2009). *Analytical mechanics of space systems* (Second ed.). American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.
- SKF. (2022). *Slewing bearings*. Descargado de <https://www.skf.com/co/products/slewing-bearings>
- Stoecker, W. F., y Stoecker, P. A. (1989). *Microcomputer control of thermal and mechanical systems*. Van Nostrand Reinhold VNR.
- Stolarski, T., Nakasone, Y., y Yoshimoto, S. (2006). *Engineering analysis with ansys software* (First ed.). Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Thomson, W. T. (1986). *Introduction to space dynamics*. Dover Publications, Inc.
- Tzioumis, A. (2013). *Radio astronomy* (2013.^a ed.; I.-R. W. P. D. Chairman, Ed.). International Telecommunication Union ITU.
- Uribe, C. R. E. E. (2017). *Sistema de seguimiento para una montura altazimutal de un radiotelescopio de 1m para banda k* (Inf. Téc.). Universidad Autónoma de Puebla.
- Wyatt, T. A. (s.f.). *The aerodynamics of shallow paraboloid antennas* (Inf. Téc.). Department of Civil Engineering, Imperial College, London, England.

Apéndice A. Fuerzas, Momentos y Coeficientes aerodinámicos según (Levy y Kurtz, 1979)

Tabla 35
Coeficientes aerodinámicos para fuerzas
(a)
Coeficientes aerodinámicos para fuerza en x

	Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90
5	0,005	0,054	0,149	0,173	0,228	0,218	0,204
20	0,012	0,064	0,159	0,182	0,221	0,206	0,202
40	0,016	0,062	0,134	0,150	0,173	0,165	0,150
45	0,016	0,059	0,127	0,141	0,159	0,154	0,139
60	0,014	0,041	0,086	0,093	0,100	0,095	0,082
75	0,008	0,022	0,038	0,040	0,035	0,037	0,039
90	0,004	0,003	0,002	0,002	0,002	0,003	0,001
120	-0,016	-0,034	-0,059	-0,062	-0,071	-0,076	-0,082
140	-0,031	-0,075	-0,122	-0,131	-0,143	-0,142	-0,150
170	-0,018	-0,106	-0,158	-0,173	-0,199	-0,206	-0,211
180	-0,036	-0,124	-0,208	-0,217	-0,207	-0,184	-0,197

(c)
Coeficientes aerodinámicos para fuerza en z

	Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90
5	-0,821	-0,805	-0,665	-0,611	-0,485	-0,220	0,056
20	-0,788	-0,766	-0,666	-0,623	-0,472	-0,239	0,046
40	-0,702	-0,672	-0,577	-0,549	-0,420	-0,205	0,020
45	-0,675	-0,647	-0,560	-0,541	-0,427	-0,210	0,030
60	-0,481	-0,455	-0,639	-0,343	-0,241	-0,110	0,020
75	-0,220	-0,206	-0,171	-0,158	-0,110	-0,070	0,040
90	0,069	0,054	0,039	0,037	0,033	0,032	0,042
120	0,250	0,255	0,227	0,216	0,178	0,072	0,020
140	0,453	0,423	0,249	0,232	0,190	0,128	0,020
170	0,698	0,645	0,480	0,430	0,280	0,211	0,003
180	0,850	0,785	0,579	0,508	0,320	0,193	0,050

(e)
Coeficientes aerodinámicos para Momentos en y

	Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90
5	0,027	0,029	0,025	0,026	0,046	0,063	0,064
20	0,031	0,019	0,021	0,026	0,042	0,053	0,056
40	0,021	0,014	0,005	0,005	0,023	0,031	0,028
45	0,019	0,016	0,001	0,000	0,021	0,033	0,027
60	0,042	0,040	0,029	0,052	0,015	0,012	0,017
75	0,024	0,010	0,000	0,001	0,008	0,003	-0,013
90	0,016	0,005	-0,002	-0,002	0,001	0,000	-0,002
120	0,003	0,000	-0,009	-0,013	-0,021	-0,023	-0,017
140	-0,005	-0,014	-0,034	-0,038	-0,031	-0,028	-0,028
170	0,015	-0,006	-0,042	-0,049	-0,063	-0,068	-0,066
180	0,038	0,011	-0,055	-0,065	-0,071	-0,067	-0,062

(b)
Coeficientes aerodinámicos para fuerza en y

	Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90
5	0,002	0,011	0,024	0,025	0,023	0,020	0,019
20	0,045	0,066	0,092	0,092	0,089	0,081	0,074
40	0,163	0,179	0,180	0,177	0,164	0,145	0,132
45	0,190	0,204	0,201	0,196	0,178	0,160	0,148
60	0,228	0,232	0,221	0,216	0,195	0,173	0,159
75	0,218	0,219	0,213	0,209	0,189	0,176	0,161
90	0,162	0,162	0,158	0,156	0,148	0,149	0,153
120	0,242	0,232	0,209	0,202	0,175	0,157	0,159
140	0,214	0,205	0,175	0,166	0,141	0,127	0,132
170	0,043	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040	0,040
180	-0,001	-0,001	0,000	0,000	-0,001	-0,002	-0,002

(d)
Coeficientes aerodinámicos para Momentos en x

	Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90
5	0,000	-0,001	0,000	0,001	0,010	0,011	0,010
20	0,001	-0,001	0,000	0,005	0,027	0,030	0,029
40	0,019	0,021	0,021	0,025	0,040	0,044	0,045
45	0,028	0,032	0,031	0,035	0,051	0,056	0,057
60	0,056	0,064	0,070	0,069	0,054	0,043	0,044
75	0,067	0,063	0,063	0,064	0,068	0,071	0,072
90	0,044	0,040	0,035	0,035	0,041	0,038	0,038
120	0,100	0,098	0,087	0,083	0,069	0,054	0,044
140	0,079	0,077	0,070	0,066	0,055	0,048	0,045
170	0,022	0,022	0,022	0,022	0,023	0,022	0,021
180	0,002	0,002	-0,001	0,000	0,002	-0,002	-0,001

(f)
Coeficientes aerodinámicos para Momentos en z

	Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90
5	0,002	0,001	0,001	0,000	0,001	0,000	0,002
20	0,001	0,000	0,001	0,000	0,000	0,000	0,001
40	-0,001	-0,004	-0,001	0,000	0,000	-0,001	0,000
45	-0,002	-0,005	-0,002	0,001	-0,002	0,001	-0,001
60	0,000	-0,006	-0,003	0,000	-0,002	0,000	0,000
75	-0,003	-0,002	-0,001	-0,001	-0,002	0,002	-0,002
90	-0,001	-0,001	0,001	-0,001	-0,001	-0,001	0,001
120	0,005	0,000	0,002	-0,004	0,003	-0,001	0,000
140	0,002	0,001	0,000	0,001	-0,003	0,000	0,000
170	0,000	0,002	-0,002	0,002	0,000	0,001	0,002
180	0,001	0,000	-0,002	0,003	0,000	0,002	0,002

A partir de las especificaciones geométricas de la antena presentadas en la sección 2.2.4 y de los coeficientes aerodinámicos se calculan las cargas de viento presentadas en la tabla 36

Tabla 36*Fuerzas aerodinámicas***(a)***Fuerzas aerodinámicas en x*

		Elevación						
		5	20	40	45	60	75	90
Azimut	5	15,99	172,74	476,63	553,40	729,34	697,35	652,57
	20	38,39	204,73	508,62	582,19	706,95	658,97	646,17
	40	51,18	198,33	428,65	479,83	553,40	527,81	479,83
	45	51,18	188,73	406,26	451,04	508,62	492,62	444,64
	60	44,78	131,15	275,10	297,49	319,89	303,89	262,31
	75	25,59	70,37	121,56	127,95	111,96	118,36	124,76
	90	12,80	9,60	6,40	6,40	6,40	9,60	3,20
	120	-51,18	-108,76	-188,73	-198,33	-227,12	-243,11	-262,31
	140	-99,16	-239,91	-390,26	-419,05	-457,44	-454,24	-479,83
170	-57,58	-339,08	-505,42	-553,40	-636,57	-658,97	-674,96	
180	-115,16	-396,66	-665,36	-694,15	-662,16	-588,59	-630,18	

(c)*Fuerzas aerodinámicas en z*

		Elevación						
Azimut		5	20	40	45	60	75	90
	5	-2626,265	-2575,083	-2127,243	-1954,504	-1551,448	-703,749	179,136
	20	-2520,703	-2450,328	-2130,442	-1992,891	-1509,863	-764,528	147,148
	40	-2245,601	-2149,635	-1845,743	-1756,175	-1343,522	-655,767	63,977
	45	-2159,231	-2069,663	-1791,362	-1730,584	-1365,914	-671,761	95,966
	60	-1538,652	-1455,482	-2044,072	-1097,209	-770,926	-351,875	63,977
	75	-703,749	-658,965	-547,005	-505,420	-351,875	-223,920	127,954
	90	220,721	172,739	124,756	118,358	105,562	102,364	134,352
	120	799,715	815,710	726,142	690,954	569,397	230,318	63,977
	140	1449,084	1353,118	796,516	742,136	607,784	409,454	63,977
170	2232,805	2063,266	1535,453	1375,510	895,681	674,960	9,597	
180	2719,032	2511,106	1852,141	1625,022	1023,636	617,380	159,943	

(d)*Momentos aerodinámicos en x*

		Elevación						
		5	20	40	45	60	75	90
Azimut	5	0,00	-9,60	0,00	9,60	95,97	105,56	95,97
	20	9,60	-9,60	0,00	47,98	259,11	287,90	278,30
	40	182,34	201,53	201,53	239,91	383,86	422,25	431,85
	45	268,70	307,09	297,49	335,88	489,43	537,41	547,01
	60	537,41	614,18	671,76	662,16	518,22	412,65	422,25
	75	642,97	604,58	604,58	614,18	652,57	681,36	690,95
	90	422,25	383,86	335,88	335,88	393,46	364,67	364,67
	120	959,66	940,47	834,90	796,52	662,16	518,22	422,25
	140	758,13	738,94	671,76	633,37	527,81	460,64	431,85
	170	211,12	211,12	211,12	211,12	220,72	211,12	201,53
180	19,19	19,19	-9,60	0,00	19,19	-19,19	-9,60	

(b)*Fuerzas aerodinámicas en y*

		Elevación						
Azimut	5	20	40	45	60	75	90	
	5	6,40	35,19	76,77	79,97	73,57	63,98	60,78
	20	143,95	211,12	294,30	294,30	284,70	259,11	236,72
	40	521,41	572,60	575,80	566,20	524,61	463,83	422,25
	45	607,78	652,57	642,97	626,98	569,40	511,82	473,43
	60	729,34	742,14	706,95	690,95	623,78	553,40	508,62
	75	697,35	700,55	681,36	668,56	604,58	563,00	515,02
	90	518,22	518,22	505,42	499,02	473,43	476,63	489,43
	120	774,12	742,14	668,56	646,17	559,80	502,22	508,62
	140	684,56	655,77	559,80	531,01	451,04	406,26	422,25
170	137,55	127,95	127,95	127,95	127,95	127,95	127,95	
180	-3,20	-3,20	0,00	0,00	-3,20	-6,40	-6,40	

(e)*Momentos aerodinámicos en y*

		Elevación						
	5	20	40	45	60	75	90	
Azimut	5	259,11	278,30	239,91	249,51	441,44	604,58	614,18
	20	297,49	182,34	201,53	249,51	403,06	508,62	537,41
	40	201,53	134,35	47,98	47,98	220,72	297,49	268,70
	45	182,34	153,55	9,60	0,00	201,53	316,69	259,11
	60	403,06	383,86	278,30	499,02	143,95	115,16	163,14
	75	230,32	95,97	0,00	9,60	76,77	28,79	-124,76
	90	153,55	47,98	-19,19	-19,19	9,60	0,00	-19,19
	120	28,79	0,00	-86,37	-124,76	-201,53	-220,72	-163,14
	140	-47,98	-134,35	-326,28	-364,67	-297,49	-268,70	-268,70
170	143,95	-57,58	-403,06	-470,23	-604,58	-652,57	-633,37	
180	364,67	105,56	-527,81	-623,78	-681,36	-642,97	-594,99	

(f)*Momentos aerodinámicos en z*

		Elevación						
		5	20	40	45	60	75	90
Azimut	5	19,19	9,60	9,60	0,00	9,60	0,00	19,19
	20	9,60	0,00	9,60	0,00	0,00	0,00	9,60
	40	-9,60	-38,39	-9,60	0,00	0,00	-9,60	0,00
	45	-19,19	-47,98	-19,19	9,60	-19,19	9,60	-9,60
	60	0,00	-57,58	-28,79	0,00	-19,19	0,00	0,00
	75	-28,79	-19,19	-9,60	-9,60	-19,19	19,19	-19,19
	90	-9,60	-9,60	9,60	-9,60	-9,60	-9,60	9,60
	120	47,98	0,00	19,19	-38,39	28,79	-9,60	0,00
	140	19,19	9,60	0,00	9,60	-28,79	0,00	0,00
170	0,00	19,19	-19,19	19,19	0,00	9,60	19,19	
180	9,60	0,00	-19,19	28,79	0,00	19,19	19,19	

Apéndice B. Cargas de viento en los soportes de los brazos S_A y S_B

Como se presenta en la figura 39 a partir de la carga de viento, y el peso del acopie-antena trasladado al sistema coordenado B se calculan las fuerzas en los soportes de los brazos, A continuación se presentan los cálculos y resultados obtenidos.

Modelado de las cargas en S_A y S_B

Las cargas en S_A y S_B se pueden calcular como se muestra a continuación, el subíndice a y b , hace referencia a los soportes S_A y S_B respectivamente, y el subíndice w a las cargas expresadas en B,L es la longitud entre brazos.

$$\begin{aligned} F_{za} &= -\frac{F_{zw}}{2} - \frac{Mx}{L} & F_{zb} &= -\frac{F_{zw}}{2} + \frac{Mx}{L} \\ F_{xa} &= -\frac{F_{xw}}{2} - \frac{Mz}{L} & F_{xb} &= -\frac{F_{xw}}{2} + \frac{Mz}{L} \end{aligned}$$

Para las cargas en y se plantea que solo un soporte reciba la carga, esto se logra mediante los anillos de retención del diseño, de esta forma:

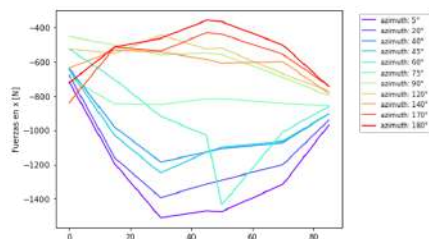
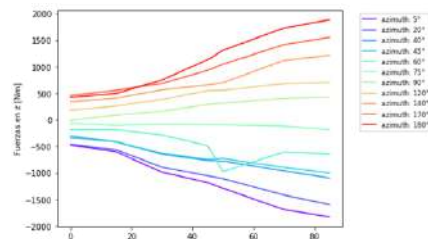
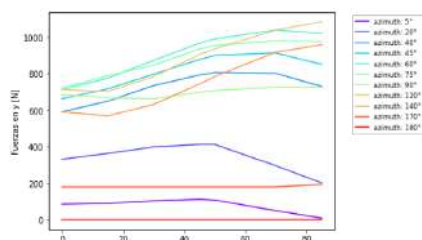
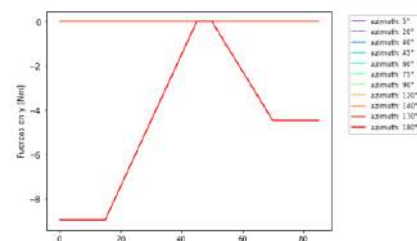
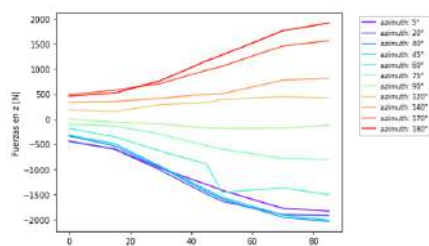
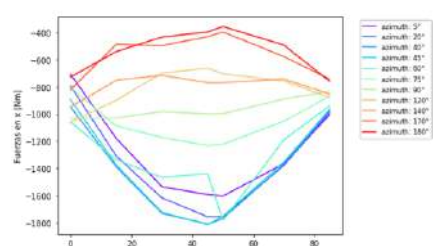
- Sí $F_{yw} > 0$ entonces

$$F_{ya} = F_{yw}$$

- Sí $F_{yw} < 0$ entonces

$$F_{yb} = F_{yw}$$

En la figura ??, se presenta el estado de cargas para diferentes configuraciones.

Figura 72*Cargas Aerodinámicas en sistema coordenado A***(a)***Fuerza aerodinámica en S_A en dirección x* **(b)***Fuerza aerodinámica en S_B en dirección x* **(c)***Fuerza aerodinámica en S_A en dirección y* **(d)***Fuerza Aerodinámica en S_B en dirección y* **(e)***Fuerza aerodinámica en S_A en dirección z* **(f)***Fuerza Aerodinámica en S_B en dirección z* 

Apéndice C. Memorias de cálculo para diferentes elementos mecánicos

A continuación se presentan los cálculos de diseño para los elementos mecánicos tales como el eje de elevación, engranajes y los cuñeros del sistema de transmisión.

Cálculo del eje del sistema de potencia de elevación

Para el cálculo del eje se modelan las seis situaciones críticas de carga presentadas en la tabla 10, calculando los diagramas flector y de momento. A su vez se calculan las fuerzas radiales y tangenciales en el diente del engranaje como

$$W_t = T_{eje} / (r_p)$$

$$W_r = W_t \tan(20)$$

En donde W_t, W_r, r_p y T_{eje} son la carga tangencial, radial, el radio primitivo del engranaje y el torque transmitido por el engranaje respectivamente

Por inspección se puede concluir que las situaciones de carga en donde F_y es máxima para los soportes de los brazos S_A y S_B no representa una situación crítica de flexión en ninguno de los dos planos.

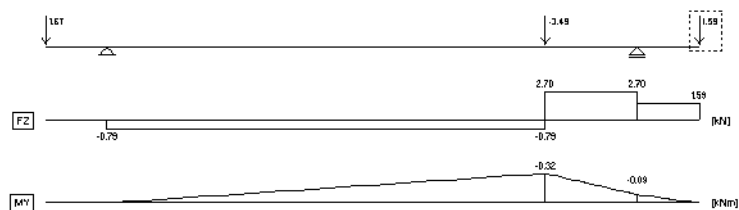
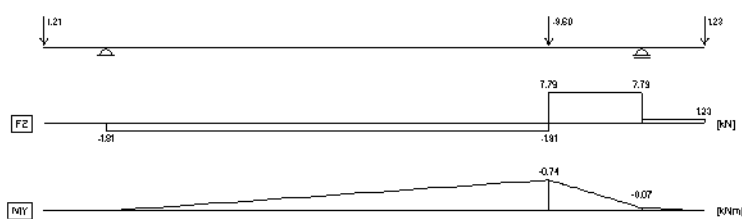
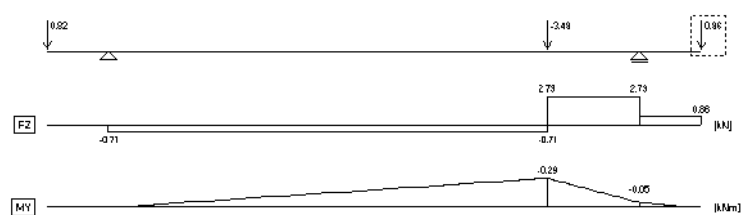
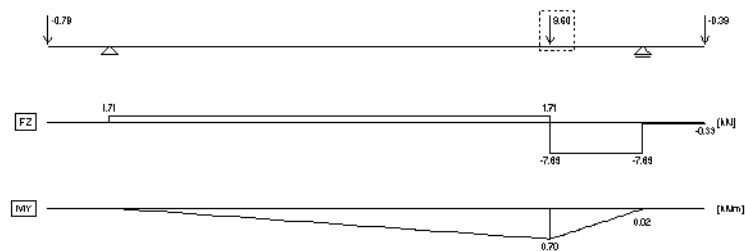
Figura 73*Diagramas para máxima fuerza en x en S_A* **(a)***Diagramas en el plano xy***(b)***Diagramas en el plano zy***Figura 74***Diagramas para máxima fuerza en y en S_A* **(a)***Diagramas en el plano xy***(b)***Diagramas en el plano zy*

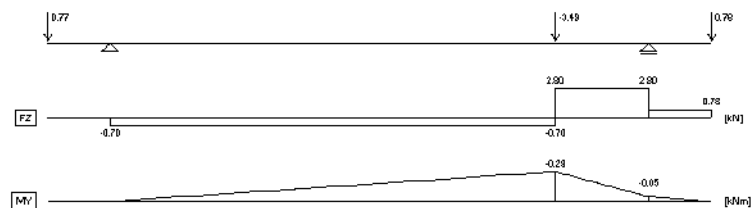
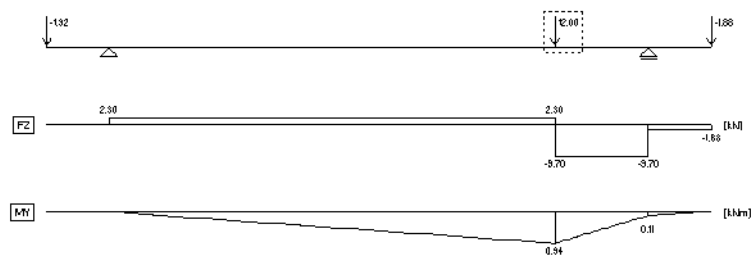
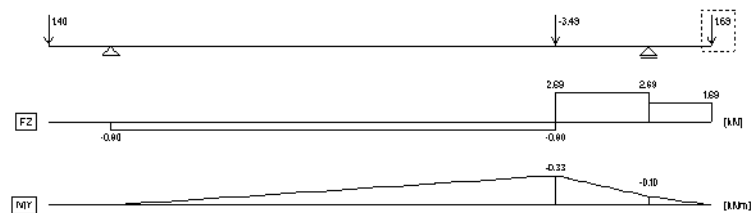
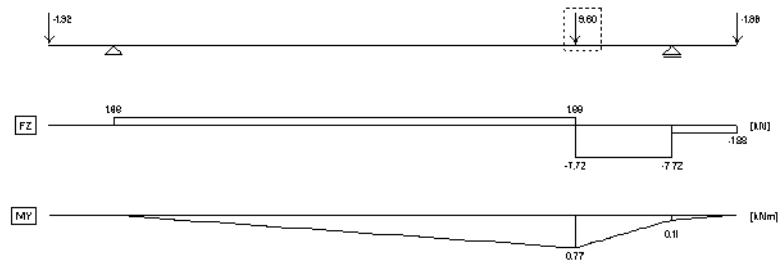
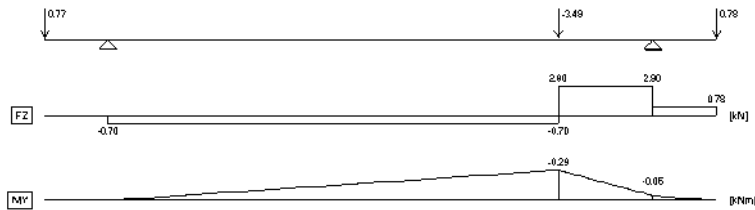
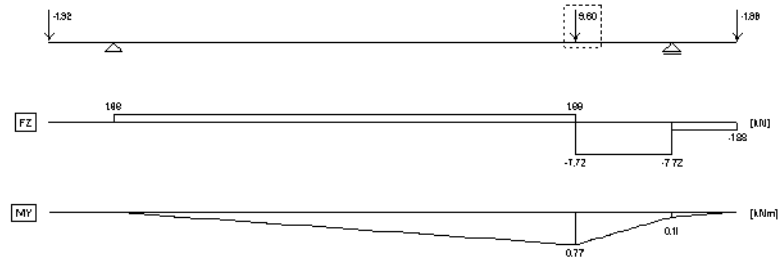
Figura 75*Diagramas para máxima fuerza en z en S_A* **(a)***Diagramas en el plano xy***(b)***Diagramas en el plano zy***Figura 76***Diagramas para máxima fuerza en x en S_B* **(a)***Diagramas en el plano xy***(b)***Diagramas en el plano zy*

Figura 77
Diagramas para máxima fuerza en z en S_B

(a)
Diagramas en el plano xy



(b)
Diagramas en el plano zy



Para el diseño del material se usó como material AISI 4140 cuyas propiedades mecánicas son presentadas en la tabla 37a y la máxima situación flectora y axial, la cual se da para la máxima carga en z en S_A , presentadas en la tabla 37b .

Tabla 37
Especificaciones del material y cargas en el eje de elevación

(a)
Propiedades mecánicas del acero AISI 4140

Propiedades del AISI 4140	
S_y [Mpa]	1640
S_{ut} [MPa]	1770
E [GPa]	200
ν	0,3

(b)
Cargas Máximas en el eje

Cargas en el eje	
Max M_f [Nm]	$822 \cdot 10^3$
Max F_a [N]	1024
Max T_{eje} [N]	$400 \cdot 10^3$

como se puede observar en la figura 40b el único concentrador de esfuerzo en la región del engranaje es el hombro por lo cual se usa un $K_t = 1.5$ y $K_{ts} = 2$, a continuación se presenta el modelado del eje

Sensibilidad a la entalla y concentradores de esfuerzos

$$r = 0.005$$

$$a = 0.00001245$$

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

$$q = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

$$q = \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Cálculo de esfuerzos

$$\sigma_f = K_f \frac{M_f d}{2 I_{eje}}$$

$$I_{eje} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$\tau = K_{ts} \frac{T_{eje} d}{2 J_{eje}}$$

$$J_{eje} = \frac{\pi d^4}{32}$$

Los esfuerzos alternos son generados únicamente por los esfuerzos de flexión y los esfuerzos medios son debidos únicamente al torque constante sometido. Calculando los esfuerzos equivalente de Von Misses

Cálculo de esfuerzos equivalentes

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_f^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \tau^2}$$

Aplicación de la teoría de falla

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

La aplicación de este criterio de falla (Goodman modificado) no asegura que no exista fluencia en el primer ciclo, es por eso que se debe corroborar después.

Cálculo de la resistencia a la fatiga S_e A continuación se presenta el cálculo de la resistencia S_e a la fatiga, considerando que $S'_e = 0.5 S_{ut}$

$$S_e = 0.5 K_a K_b K_c K_d K_e S_{ut}$$

Tabla 38

Coeficientes para el cálculo de la resistencia a la fatiga

Coeficientes	
Coef. de Superficie K_a	$4.51 S_{ut}^{-0.265}$
Coef. de Tamaño K_b	$1.24 d^{-0.107}$
Coef. de Carga K_c	1
Coef. de Temperatura K_d	1
Coef. de Confiabilidad K_e	0.897

Cálculo para las relaciones de engranajes

Aplicando la norma AGMA para el diseño de engranajes se calcularon los esfuerzos por flexión en la raíz del diente (σ_f) y los esfuerzos por desgaste en la cara del diente (σ_c).

$$\sigma_f = w_t k_o k_v k_s \frac{p_d k_m k_b}{f J}$$

$$\sigma_c = c_p \sqrt{\left(\frac{w_t k_o k_v k_s k_m c_f}{(d_p f I)} \right)}$$

Donde w_t , es la fuerza tangencial en el engranaje. f es el ancho de cara del diente y los demás factores usados para el cálculo de los esfuerzos tomados de [Budynas y Nisbett \(2008\)](#), se resumen a continuación.

Factor	Designación
k_o	Factor de sobrecarga
k_s	Factor de tamaño
k_v	Factor Dinámico
k_b	Factor de espesor del aro
k_m	Factor de distribución de carga
J	Factor geométrico por flexión
c_f	Factor de condición superficial
c_p	Coeficiente elástico
I	Factor geométrico por picadura

Las relaciones geométricas utilizadas para definir los engranajes se presentan a continuación.

$$e = \frac{N_2}{N_1}$$

$$d_{p2} = mN_2$$

$$d_{p1} = mN_1$$

Donde e es la relación de transmisión, d_{p1} y d_{p2} son los diámetros primitivos del piñón y de la rueda, N_2 y N_1 son el numero de dientes del piñón y de la rueda, y m es el modulo de los engranajes. Después de calcular los esfuerzos por flexión y por desgaste se realiza el calculo de los esfuerzos permisibles por flexión ($\sigma_{perm,f}$) y por desgaste ($\sigma_{perm,c}$), así como también los factores de seguridad por flexión (s_f) y por desgaste (s_h).

$$\sigma_{perm,f} = \frac{s_t y_n}{k_t k_r}$$

$$s_f = \frac{\sigma_{perm,f}}{\sigma_f}$$

$$\sigma_{perm,c} = \frac{s_c z_n c_h}{k_t k_r}$$

$$s_h = \frac{\sigma_{perm,c}}{\sigma_c}$$

Donde, s_t y s_c son los limites admisibles por flexión y por desgaste para el material y tratamiento superficial del engranaje, y_n es el factor de ciclos de esfuerzo por flexión, k_t es el factor de temperatura, k_r es el factor de con fiabilidad, c_h es el factor de relación de dureza y z_n es el factor de vida de ciclos de esfuerzo.

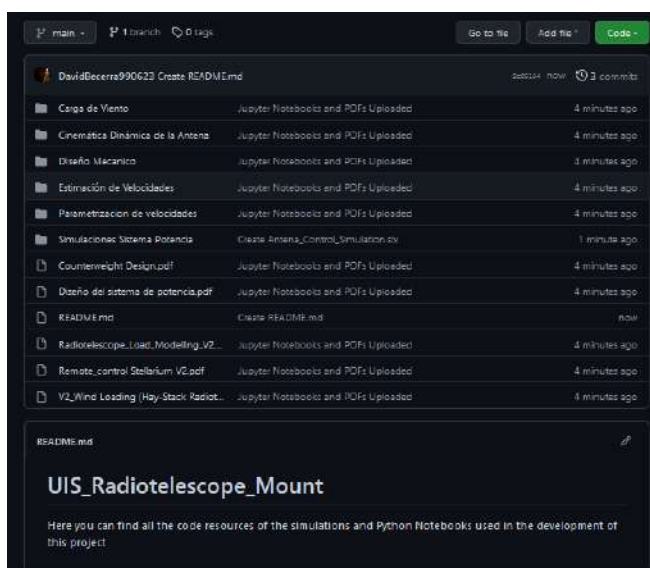
Apendice D. Scripts utilizados para el desarrollo del proyecto

A lo largo del desarrollo del proyecto se generaron diferentes scripts que permitieron que el proceso de diseño fuera más completo y rápido. A continuación se listan los scripts utilizados junto al enlace en el repositorio en donde se pueden encontrar.

- **Stellarium Remote Control V2:** Script utilizado para la simulación del tracking y estimación de velocidades
- **Wind Loading** (Hay-Stack Radiotelescope) : Utilizado para el cálculo de cargas aerodinámicas en el vértice de la antena
- **RadioTelescope Load Modelling V2:** Software utilizado para el manejo cinemático y dinámico de la antena
- **Mechanical Design:** Script utilizado para el diseño del sistema de potencia y selección del slew Bearing

Figura 78

Repositorio Github para el almacenamiento del código empleado en este proyecto



El repositorio puede ser encontrado en:

https://github.com/DavidBecerra990623/UIS_Radiotelescope_Mount

Apéndice E. Resultados del análisis estructural del sistema de acople de la montura

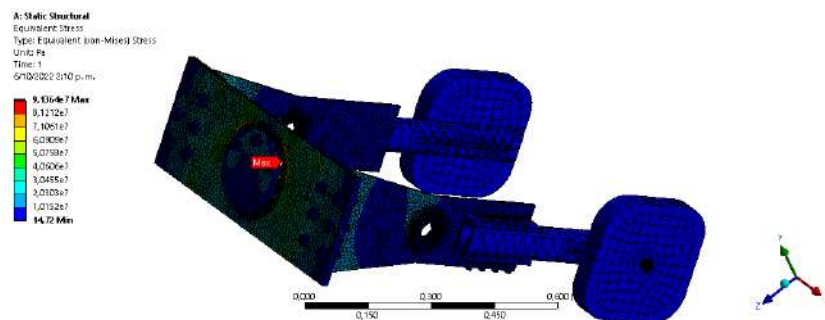
A continuación se presentan los resultados del análisis estructural realizado en ANSYS sobre el modelo del sistema de acople para cada uno de los 4 estados de carga críticos.

Figura 79

Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando F_x y M_y son máximos.

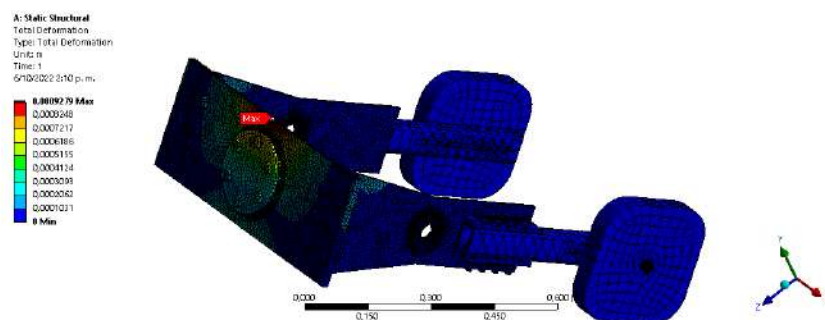
(a)

Esfuerzo Equivalente de Von Mises en el acople



(b)

Desplazamientos totales en el acople



(c)

Factor de seguridad del acople

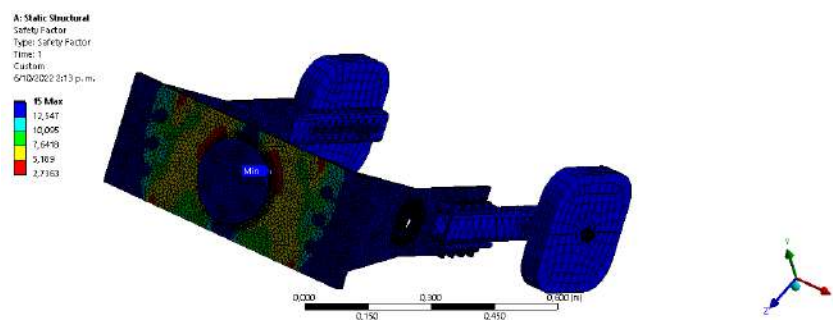
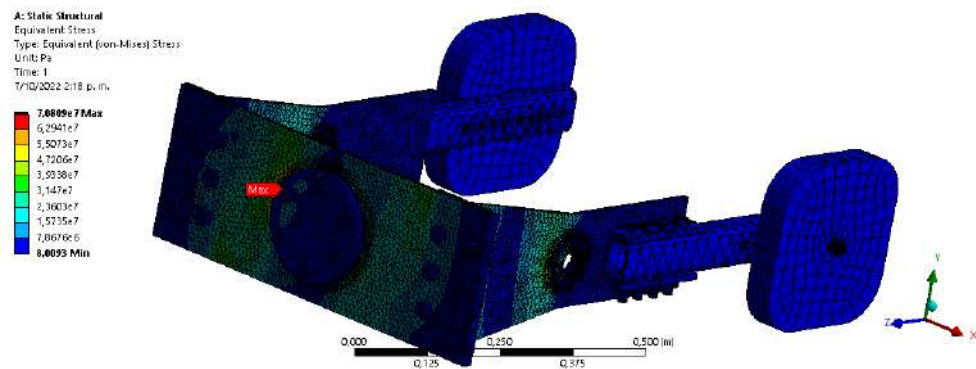


Figura 80

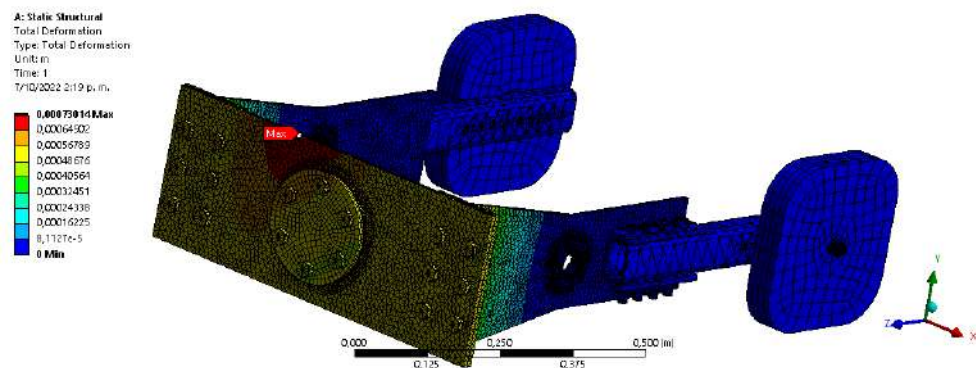
Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando F_y y M_x son máximos.

(a)

Esfuerzo equivalente de von-mises sobre el acople.

**(b)**

Desplazamientos totales en el acople

**(c)**

Factor de seguridad del acople

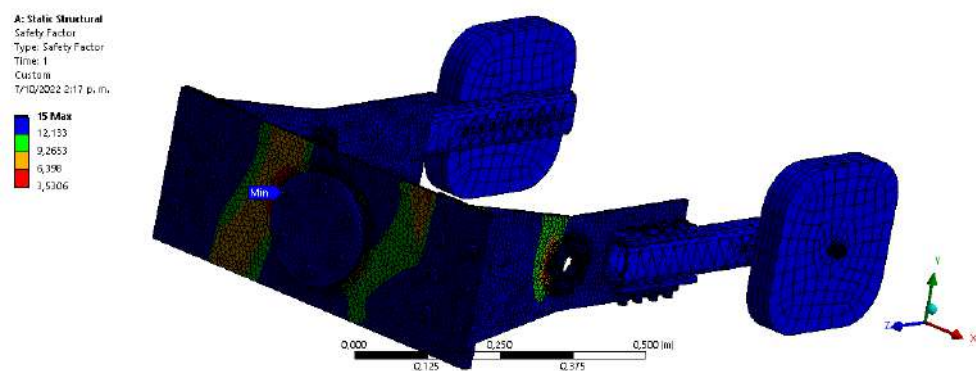
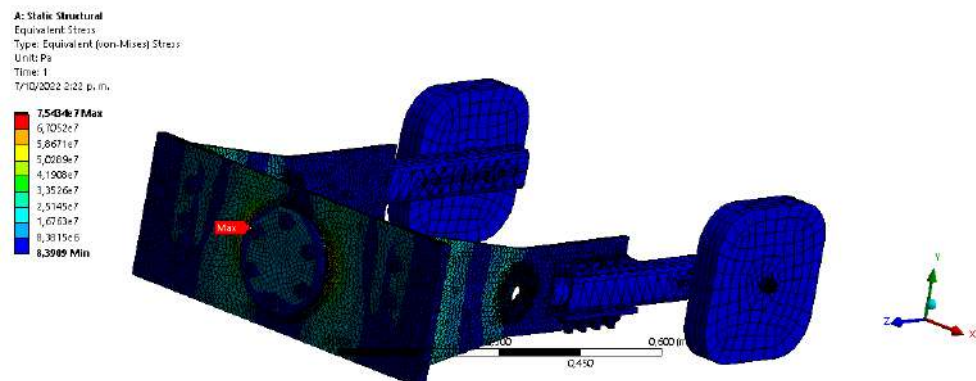


Figura 81

Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando F_z es máximos.

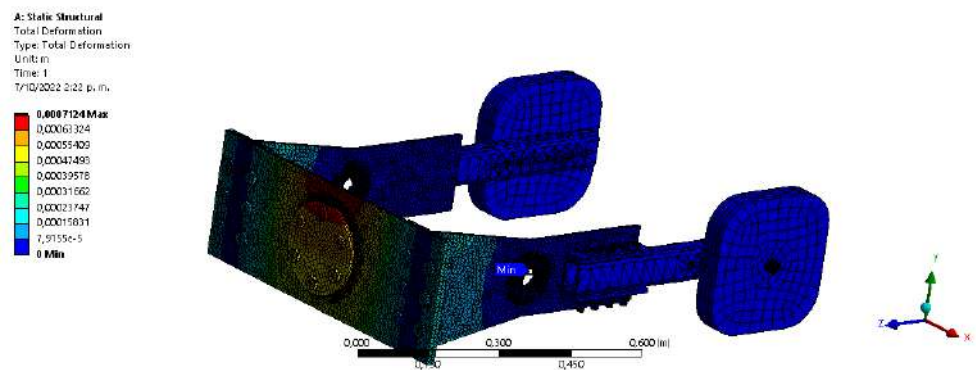
(a)

Esfuerzo equivalente de von-mises sobre el acople.



(b)

Desplazamientos totales en el acople



(c)

Factor de seguridad del acople

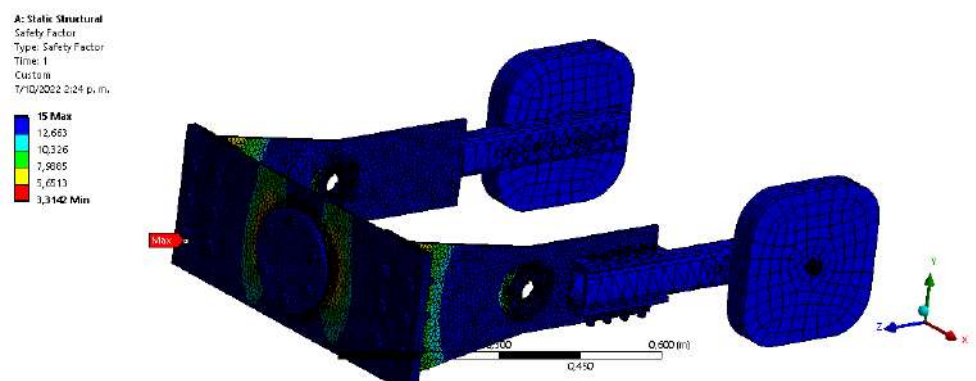
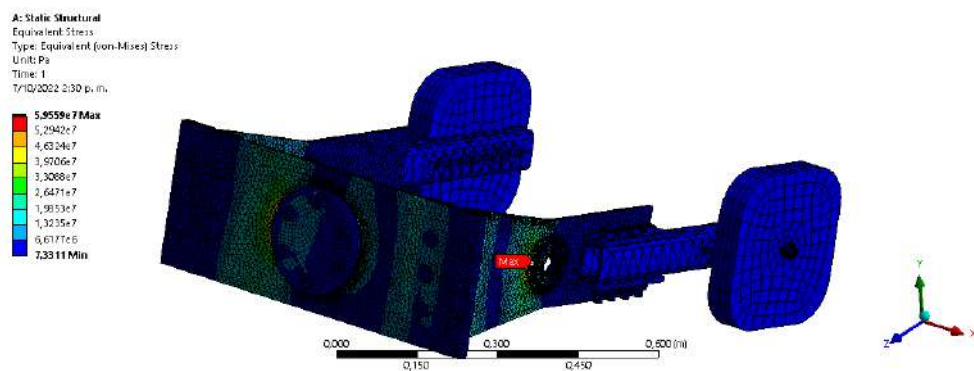


Figura 82

Resultados del análisis estructural del sistema de acople cuando M_z es máximo.

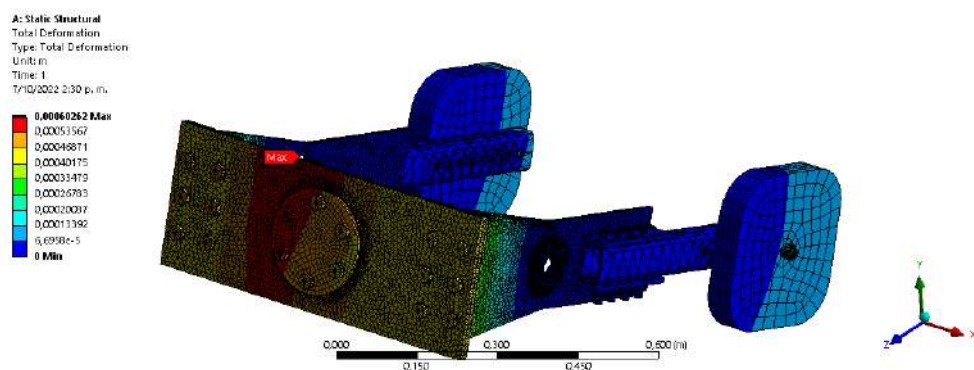
(a)

Esfuerzo equivalente de von-mises sobre el acople.



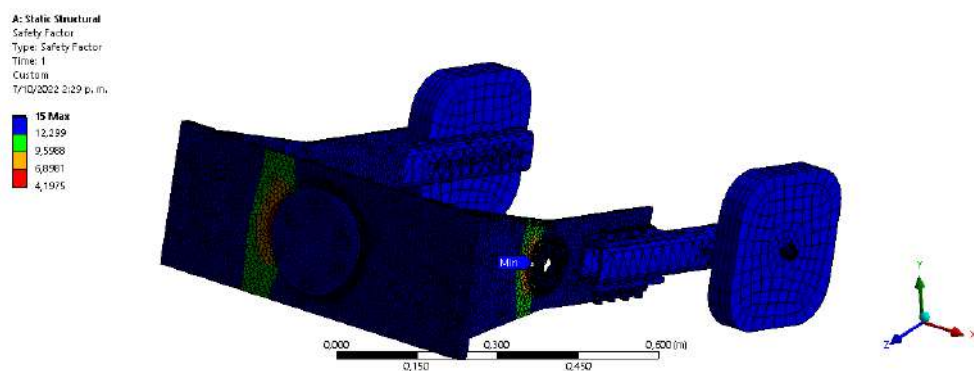
(b)

Desplazamientos totales en el acople



(c)

Factor de seguridad del acople



Apendice F. Resultados del análisis estructural de la estructura soporte de la montura

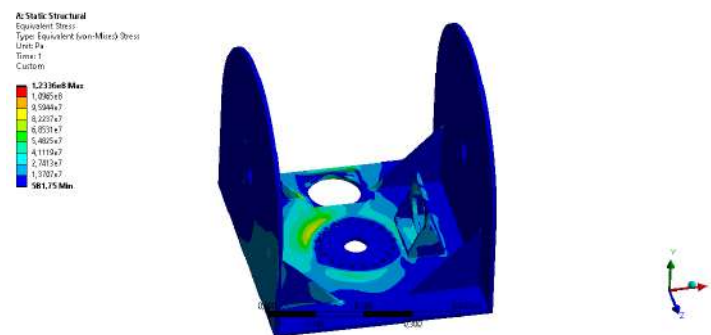
La estructura soporte se compone principalmente por dos componentes la platina soporte o tenedor y el soporte tubular. A continuación se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los 4 estados de carga mas críticos para la platina soporte.

Figura 83

Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en Z del apoyo A es maxima.

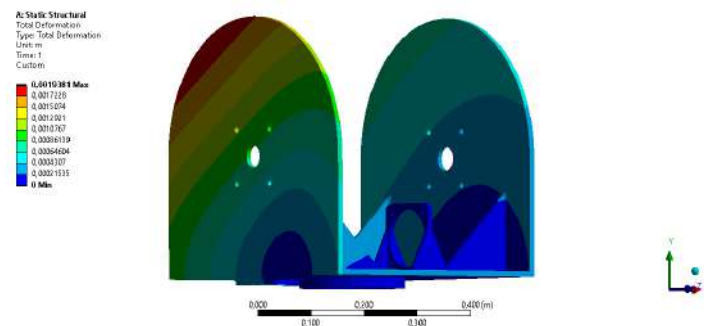
(a)

Esfuerzo Equivalente de Von Misses



(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad

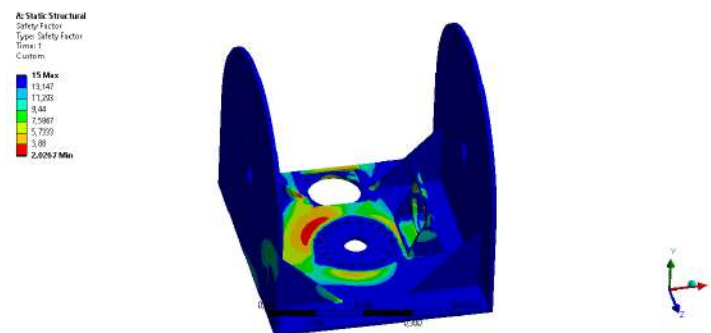
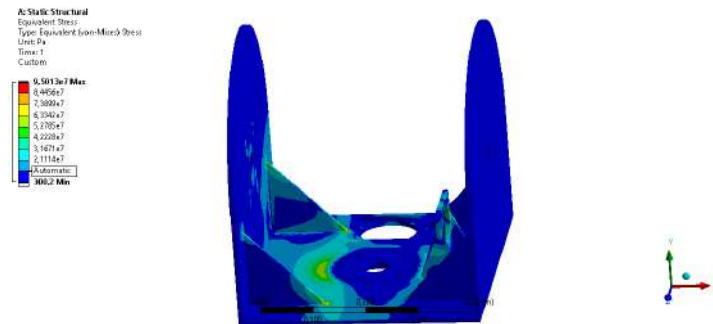


Figura 84

Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en Y del apoyo A es máxima.

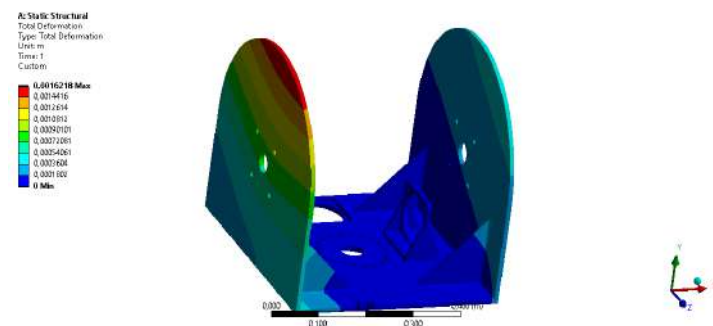
(a)

Esfuerzo Equivalente de Von Mises



(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad

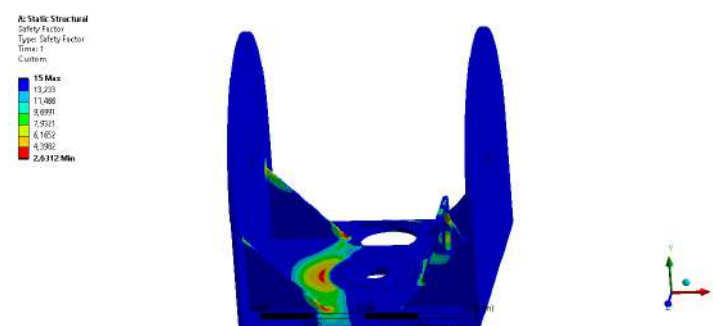


Figura 85

Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en x del apoyo A es máxima.

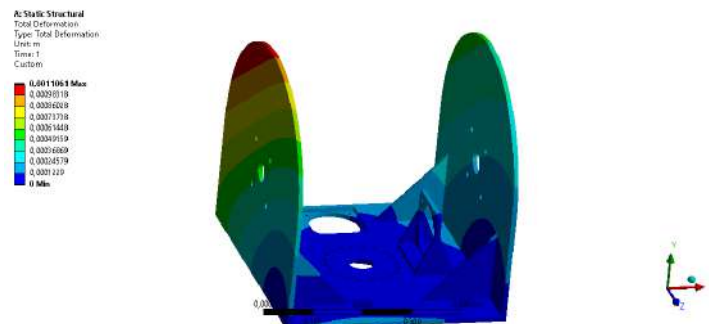
(a)

Esfuerzo Equivalente de Von Mises



(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad

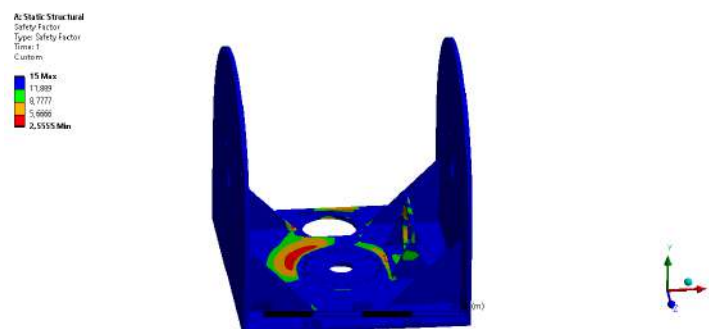
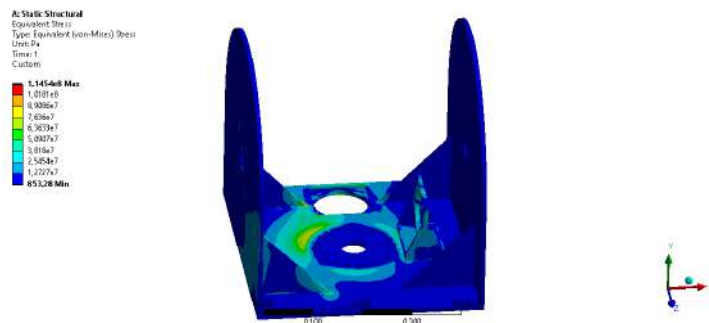


Figura 86

Resultados del análisis estructural de la platina soporte cuando la fuerza en x del apoyo B es máxima.

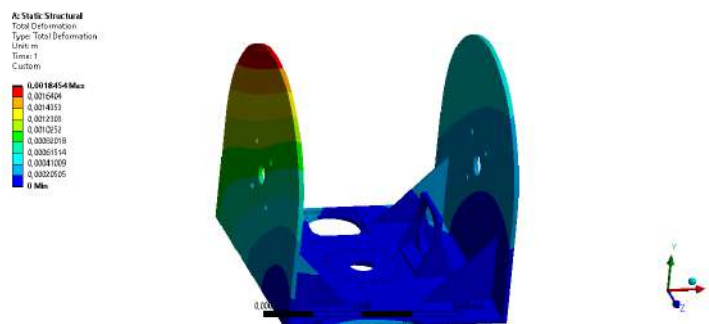
(a)

Esfuerzo Equivalente de Von Mises



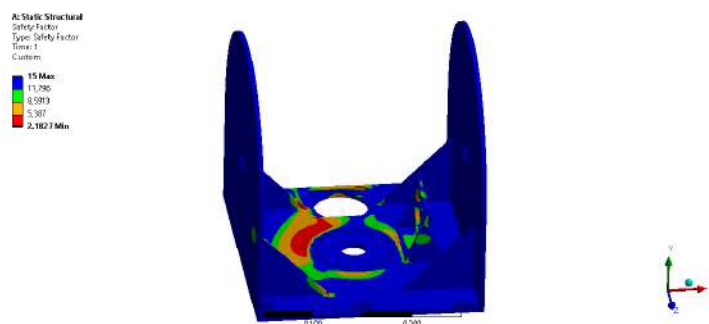
(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad



A continuación se presentan los resultados del análisis estructural realizado en ANSYS sobre el modelo del soporte tubular I de la montura, para cada uno de los 4 estados de carga críticos.

Figura 87

Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando la fuerza axial es máxima.

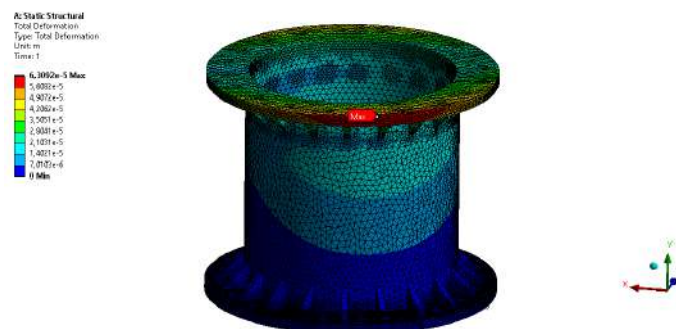
(a)

Esfuerzo Equivalente de Von Mises



(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad

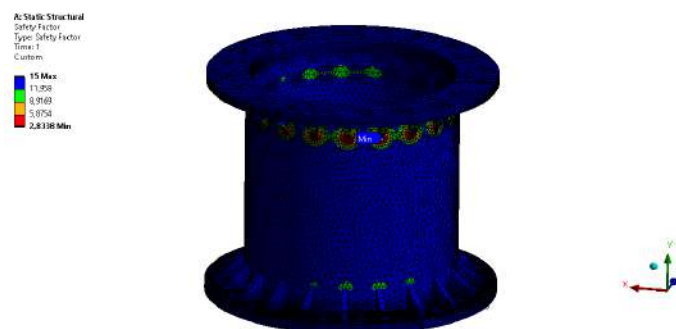
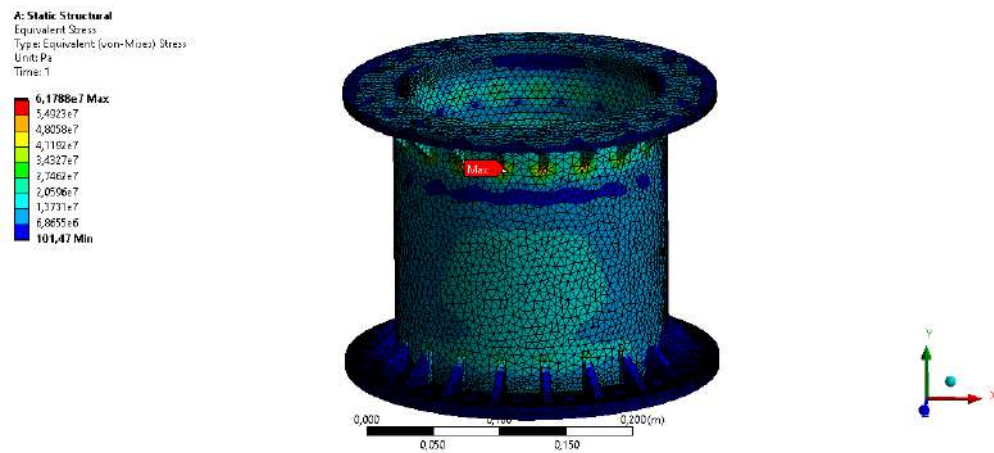


Figura 88

Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando la fuerza radial es máxima.

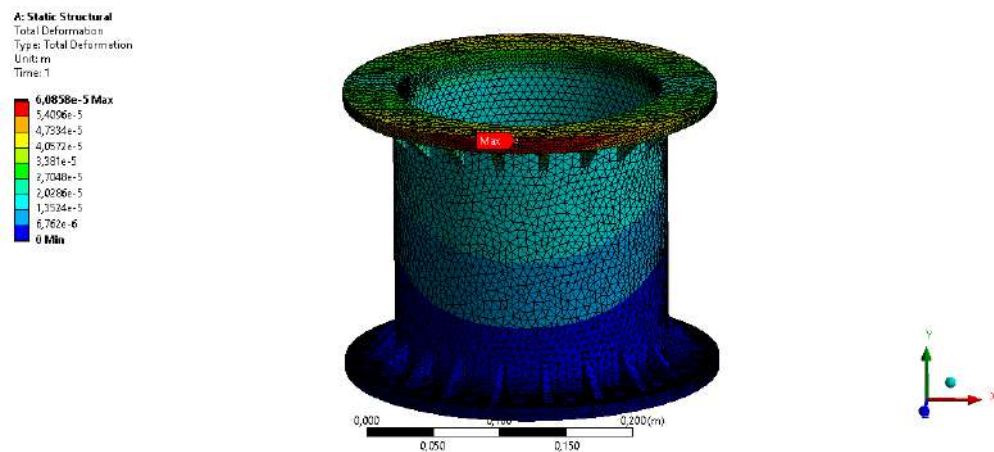
(a)

Esfuerzo equivalente de von-mises.



(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad

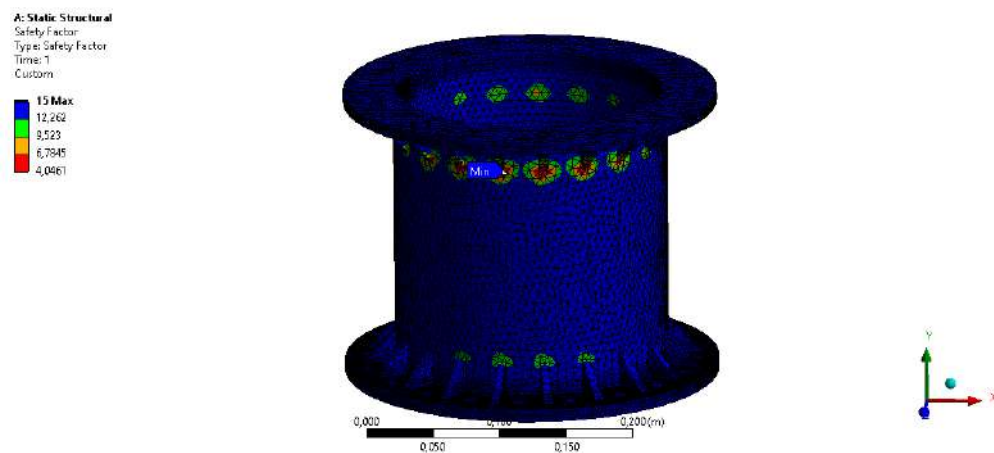
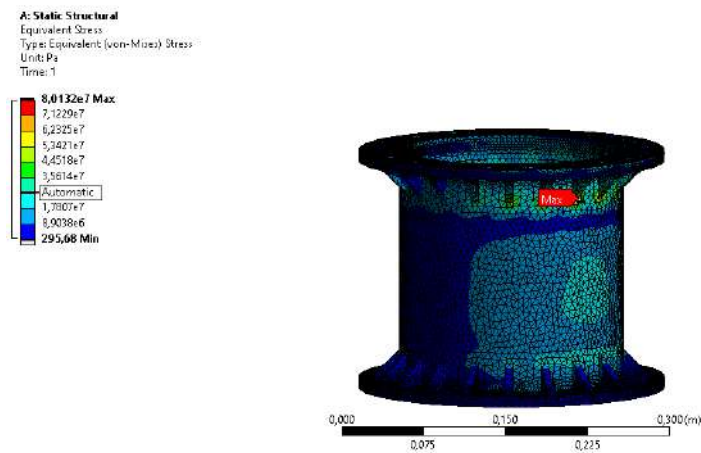


Figura 89

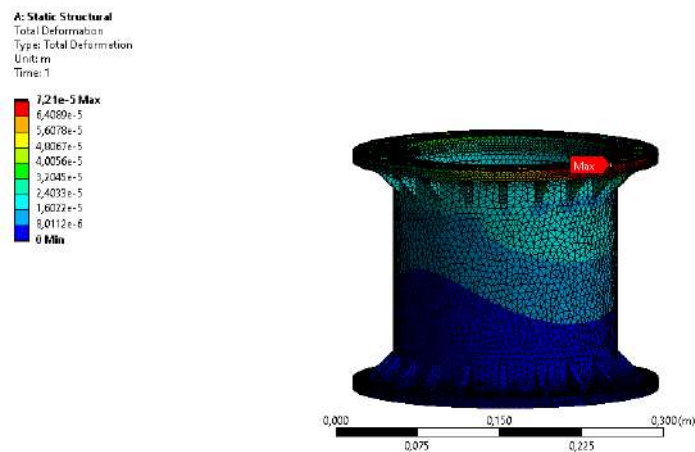
Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando el momento de cabeceo es máximo.

(a)

Esfuerzo equivalente de von-mises

**(b)**

Desplazamientos totales

**(c)**

Factor de seguridad

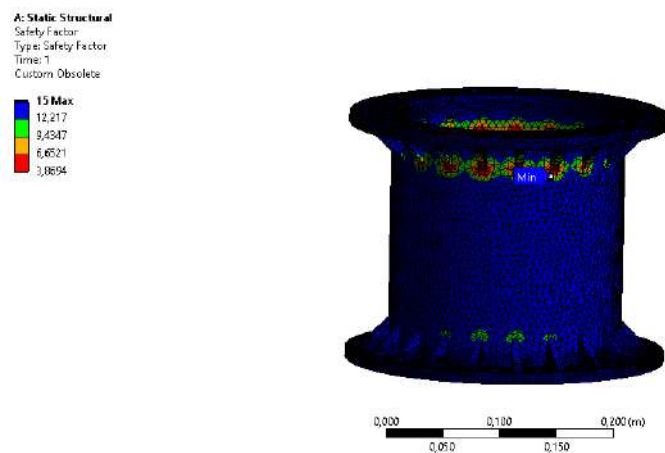
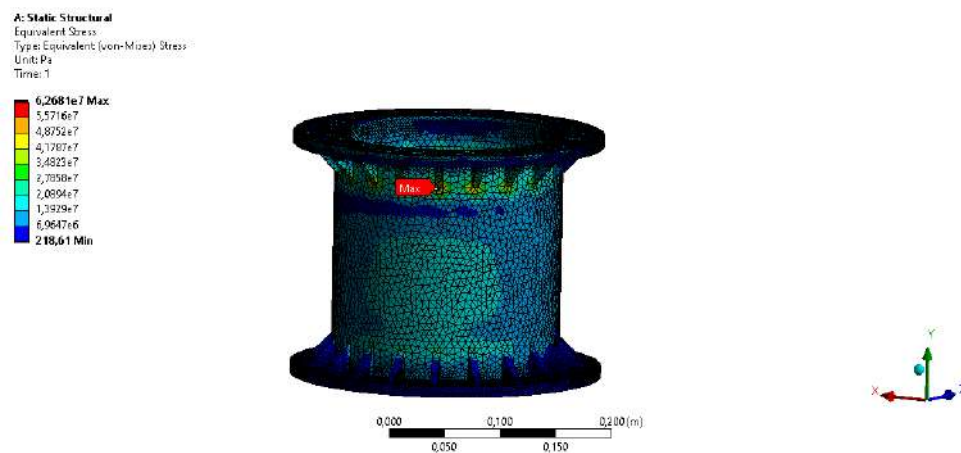


Figura 90

Resultados del análisis estructural del soporte tubular cuando el momento de torsión es máximo.

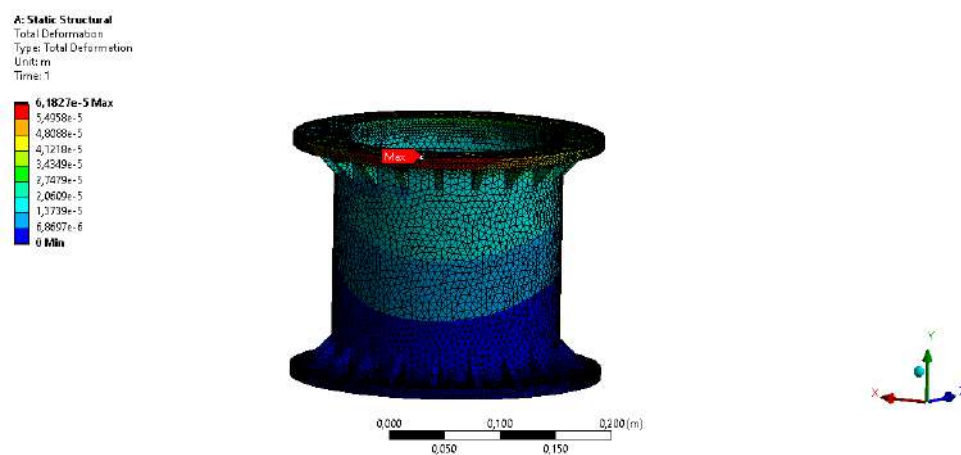
(a)

Esfuerzo equivalente de von-mises



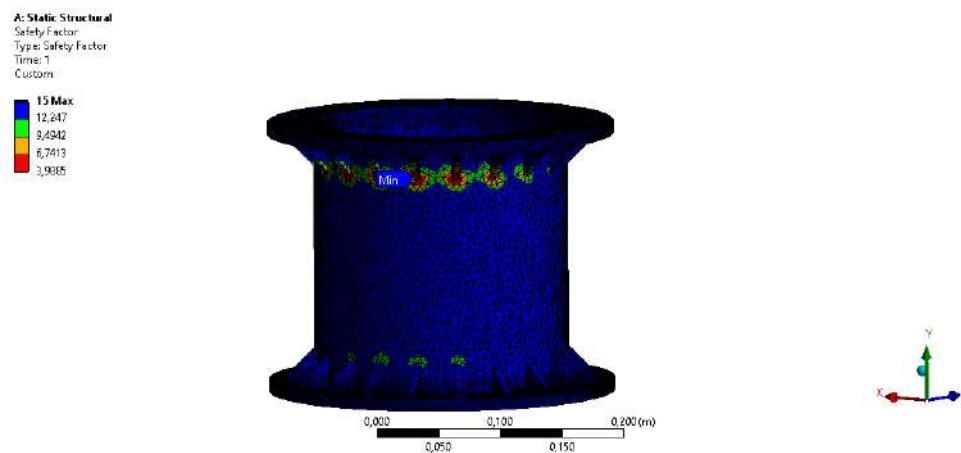
(b)

Desplazamientos totales



(c)

Factor de seguridad



Apendice G. Especificaciones técnicas y geométricas del motor stepper 86HSE8N-BC38

Figura 91
Motor esteper y su respectivo driver

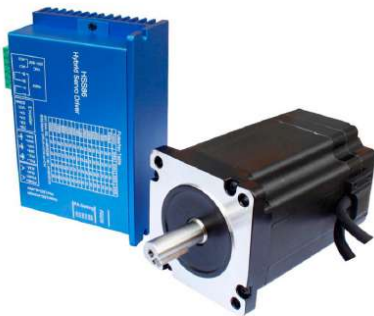
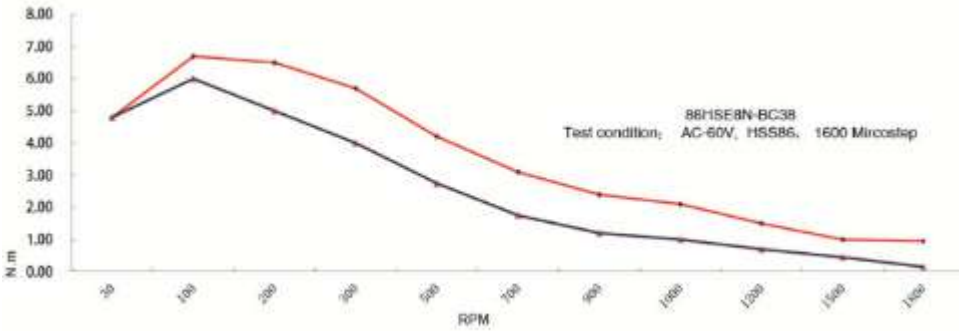


Figura 92
Parámetros eléctricos del motor

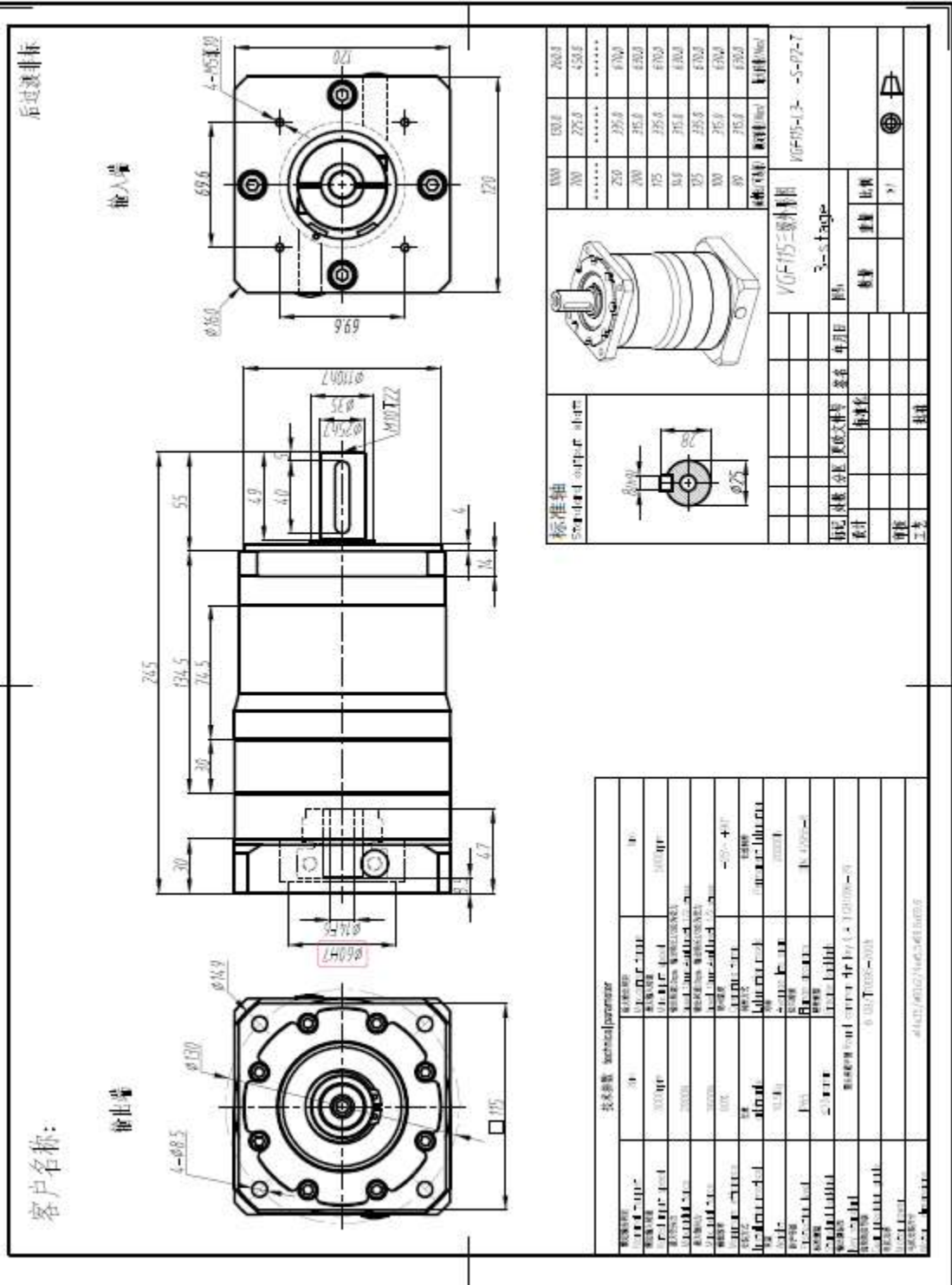
型号 Model No.	步距角 Step Angle	电流 Current (A)	电阻 Resistance (Ω±10%)	电感 Inductance (mH±20%)	静力矩 Holding Torque(N.m)	电机长度(L) Motor Length(mm)	编码分辨率 Encoder Resolution(PPR)	重量 Weight(Kg)
86HSE4N-BC38	1.8°	6.0	0.45	3.7	4.5	82	1000	2.65
86HSE8N-BC38	1.8°	6.0	0.44	3.7	8.0	118	1000	4.0
86HSE12N-BC38	1.8°	6.0	0.45	5.2	12.0	156	1000	5.65

Figura 93
Torque vs frecuencia



Apendice H. Especificaciones técnicas y geométricas del reductor VGF-115-L3-100-S-P2-T

Figura 96
Dimensiones generales del reductor planetario



Apéndice I. Especificaciones técnicas y geométricas del driver HSS86-V2

Figura 97

Conexiones eléctricas del driver HSS86 V2

3.1 motor and power supply input port

Port NO.			Motor Wire color
1	A+	A phase winding +	red
2	A-	A phase winding -	green
3	B+	B phase winding +	yellow
4	B-	B phase winding -	blue
5	AC1	Input voltage	AC20~80V or DC30~110V
6	AC2		

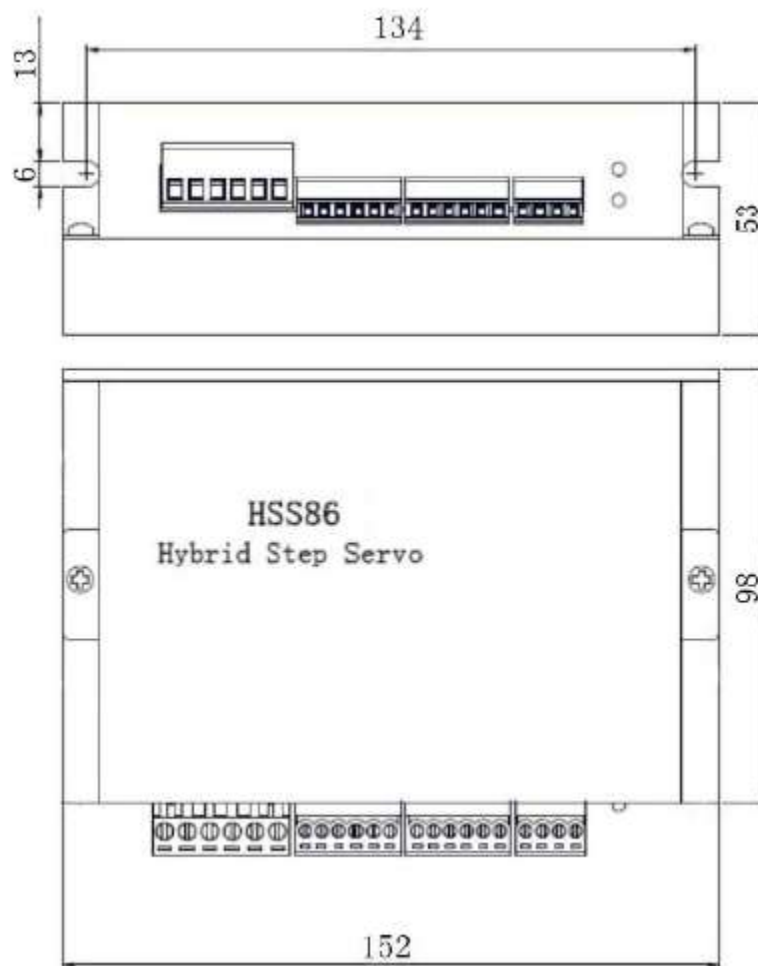
3.2. Encoder input port

Port NO.			Encoder Wire color
1	EB+	Encoder B phase input+	yellow
2	EB-	Encoder B phase input-	green
3	EA+	Encoder A phase input+	black
4	EA-	Encoder A phase input-	blue
5	VCC	Encoder voltage (+5V)	red
6	EGND	Encoder Grand (0V)	white

(The encoder wires misconnected will lead to the damage of driver or encoder.)

3.3. Signal controller port

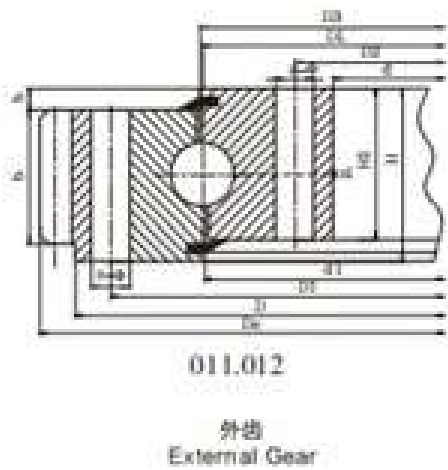
Port NO.			
1	PUL+	Pulse input +	If the signal control voltage is +5V, then the signal control input port do not need to connect an extra resistance. If the signal control voltage is +12V, then the signal control input port need to connect to a 1K resistance. If the signal control voltage is +12V, then the signal control input port need to connect to a 2K resistance.
2	PUL-	Pulse input -	
3	DIR+	Direction input +	
4	DIR-	Direction input -	
5	ENA+	Enable input +	
6	ENA-	Enable input -	
7	PEND+	Position signal output+	OC output, closed indicate finish the position, open circuit indicate position is not finished.
8	PEND-	Position signal output-	
9	ALM+	Alarm signal output+	OC output, there is alarm signal when closed, no alarm signal when open circuit.
10	ALM-	Alarm signal output-	

Figura 98*Dimensiones de montaje del driver*

Apendice J. Especificaciones técnicas y geométricas de la corona giratoria 011 .20.200

Figura 99
 Resultados del tracking con frecuencias variables discretizadas

(a)
 Ilustración de las dimensiones de la corona giratoria



(b)
 Corona Giratoria 01.20.200



Figura 100
 Dimensiones generales de las coronas giratorias

01系列 - 外齿

Series 01-External gear

序号 No.	外齿式 External gear D1 mm	外型尺寸 Dimensions			安装尺寸 Mounting Dimensions					结构尺寸 Structural Dimensions						齿轮参数 Gear data				齿轮圆周力 Gear circumferential force		参考重量 weight kg	
		D mm	d mm	H mm	D1 mm	D2 mm	n	mm	dm mm	L mm	n1 mm	D3 mm	d1 mm	H1 mm	h mm	b mm	n	M mm	De mm	z	正火 Z 104N		调质 T 104N
1	011.20.200	280	120	60	248	152	12	16	M14	28	2	201	199	50	10	40	0	3	300	98			20
2	011.20.224	304	144	60	272	176	12	16	M14	28	2	225	223	50	10	40	0	3	321	103			22
3	011.20.250	330	170	60	298	202	18	16	M14	28	2	251	249	50	10	40	0	4	352	86			24
4	011.20.280	360	200	60	328	232	18	16	M14	28	2	281	279	50	10	40	0	4	384	94			27
5	011.25.315	408	222	70	372	258	20	18	M16	32	2	316	314	60	10	50	0	5	435	85	2.9	4.4	40
6	011.25.355	448	262	70	412	298	20	18	M16	32	2	356	354	60	10	50	0	5	475	93	2.9	4.4	43
7	011.25.400	493	307	70	457	343	20	18	M16	32	2	401	399	60	10	50	0	6	528	86	3.5	5.3	55
8	011.25.450	543	357	70	507	393	20	18	M16	32	2	451	449	60	10	50	0	6	576	94	3.5	5.3	63

Apéndice E. Hoja de ruta constructiva de las partes a construir

A continuación se presentan las directrices y hojas de ruta constructivas para los diferentes componentes mecánicos de los subsistemas de acople, potencia y soporte de la montura

Platina frontal del sistema de acople

Figura 101

Platina Frontal del subsistema de acople

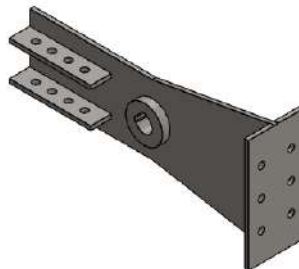


1. Corte a láser de los agujeros en la lámina rectangular.
2. Corte de la platina circular y agujeros para los pernos
3. Soldar la platina rectangular la platina circular anteriormente mencionada.

Brazo del acople

Figura 102

Brazo del acople principal



1. Corte de la platina del brazo con el agujero del eje de elevación con tolerancia H6.

2. Corte de la platina acople donde se hace la unión apernada.
3. Corte de la platina de acople para el eje de elevación.
4. Soldar la platina de acople a la platina principal del brazo.
5. Para la fabricación de los cuñeros en el brazo derecho e izquierdo, es necesario que estos sean fabricados con tiempos, al igual que los del eje, tal como se menciona posteriormente.

NOTA: Las tolerancias de los cuñeros son especificadas en cada plano correspondiente.

Eje de elevación

Figura 103

Eje de elevación



1. A partir de un redondo de 2 pulgadas cilindrar hasta los 48 mm.
2. cilindrar los diámetros de 40 mm teniendo un ajuste de apriete para el brazo derecho y un ajuste deslizante para el brazo izquierdo como se reflejan en los planos.
3. Asegurar los ajustes requeridos para los rodamientos mediante las tolerancias especificadas en el plano.
4. Realizar el cuñero del engranaje 12x8x25 con las tolerancias especificadas.
5. Realizar con tiempos los cuñeros de los brazos de 12x8x30 con las tolerancias especificadas.
6. Realizar los chaflanes de salida

Rueda Dentada - Eje de elevación

Figura 104

Rueda dentada del eje de elevación



1. Cilindrado al diámetro exterior del engranaje de 204,9 mm
2. Corte de los dientes del engranaje (80 dientes) modulo 2,5.
3. Corte por fresadora de los vaciados superficiales y completos
4. Taladrado del cubo del engranaje al diámetro del eje de 40 mm.
5. Fresado del cuñero de 12x8x25 con las tolerancias especificadas.
6. Tratamiento superficial requerido.

Piñón del eje de elevación

Figura 105

Piñón del eje de elevación



1. Cilindrado al diámetro exterior del engranaje de 104,8 mm.
2. Corte de los dientes del engranaje (40 dientes) modulo 2,5.
3. Taladrado del cubo del engranaje al diámetro del eje de 25 mm.
4. Fresado del cuñero 8x7x40 con las tolerancias especificadas.
5. Tratamiento superficial requerido.

Piñón del eje de azimut

Figura 106

Piñón del eje de azimut



1. Cilindrado al diámetro exterior del engranaje de 107,6 mm.
2. Corte de los dientes del engranaje (32 dientes) modulo 3.
3. Taladrado del cubo del engranaje al diámetro del eje de 25 mm.
4. Fresado del cuñero 8x7x40 con las tolerancias especificadas.
5. Tratamiento superficial requerido.

Contrapeso

Figura 107

Contrapeso



1. Corte de la platina de 1/2 in de espesor.
2. Taladrado de 5/8 in en el centro de la platina

Tupo soporte de contrapeso

Figura 108

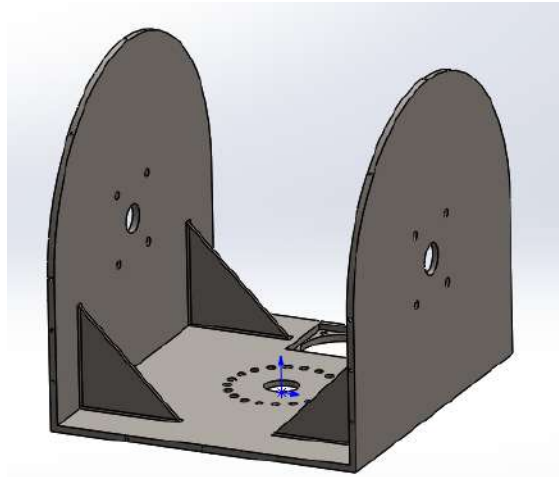
Tupo soporte de contrapeso



1. Corte del tubo de 3x2 in a la longitud de 60 cm
2. Taladrado de los agujeros para perno de 5/8 in.

Platina soporte del sistema de potencia (Tenedor).**Figura 109**

Platina soporte del sistema de potencia (Tenedor).



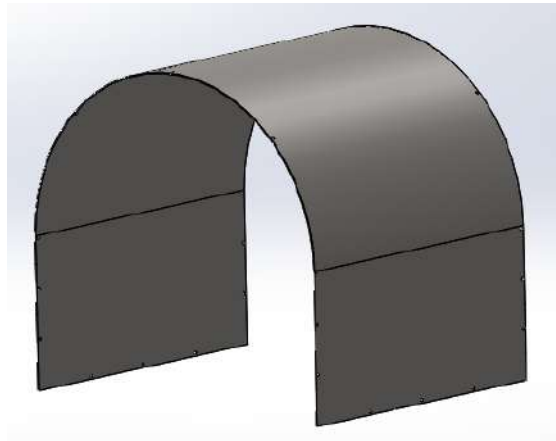
1. Corte de la platina de la base de 464x527 mm
2. Taladrado de los agujeros de los pernos de conexión (pernos M12) del rodamiento de tornamesa.
3. Taladrado de agujero de 50 mm de diámetro en el centro de la platina.
4. Corte rectangular de 125x115 mm
5. Taladrado de la platina de soporte del reductor del sistema de azimut.
6. Soldadura de la platina de soporte del reductor del sistema de azimut sobre la platina base
7. Corte láser de las platinas laterales.
8. Taladrado de los agujeros para el eje de elevación (Diámetro de 47 mm) y de los pernos de soporte de los rodamientos (Pernos M12) para cada platina lateral.
9. Realizar los agujeros roscados para tornillo M4 sobre el borde de las platinas laterales.
10. Soldadura de las platinas laterales a la platina base.

11. Soldadura de cartelas triangulares de 15 cm a 45°.

Carcasa

Figura 110

Carcasa

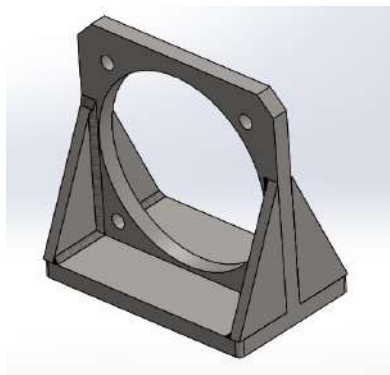


1. Corte de la platina rectangular de 1/16 in.
2. Taladrado de los agujeros para tornillos M4.
3. Doblado en 90° de la platina.

Soporte del reductor de elevación

Figura 111

Soporte de reductor

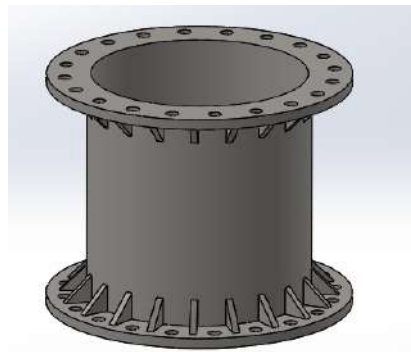


1. Corte de la platina rectangular de soporte de 130x122,5 mm.
2. Taladrado de los agujeros para soporte del reductor.
3. Corte de la platina rectangular de base de 130x79,5 mm.
4. Soldadura de la platina de soporte sobre la platina base.
5. Soldadura de cartelas de refuerzo de 1/4 in a 65°.

Tupo soporte de la montura

Figura 112

Tupo soporte



1. Corte del tubo de 1/8 in de espesor a la longitud de 20 cm.
2. corte de los discos para la sección bridada.
3. Taladrado de los discos de las bridas para pernos M12.
4. Soldadura de las bridas al tubo.
5. Soldadura de cartelas de refuerzo entre agujeros.